

学校代码: 10225

学 号: S10239

学 位 论 文

复合式秸秆粉碎机设计方法理论研究

汪莉萍

指导教师姓名: 王述洋 教授 东北林业大学
申请学位级别: 硕 士 学 科 专 业: 机械工程
论文提交日期: 2010 年 4 月 论文答辩日期: 2010 年 6 月
授予学位单位: 东北林业大学 授予学位日期:

答辩委员会主席:

论 文 评 阅 人:

东北林业大学



Y2051060

University Code: 10225

Register Code : S10239

Dissertation for the Degree of Master

RESEARCH OF DESIGN THEORY FOR COMPOSITE STARW GRINDER

Candidate:	Wang Liping
Supervisor:	Prof. Wang Shuyang
Associate Supervisor:	
Academic Degree Applied for:	Master of Engineering
Speciality:	Mechanical Engineering
Date of Oral Examination:	June, 2010
University:	Northeast Forestry University

摘要

我国农作物秸秆产量大、种类多、分布广，每年秸秆产量 7 亿吨左右。随着经济和社会的发展，生物质秸秆资源大量过剩，作为燃料直接燃烧，热效率低，且运输、存放又不方便；就地焚烧，又造成严重的环境污染和资源浪费。因此，研究生物质能转换技术，将丰富的农林废弃物资源转换为优质燃料，变废为宝，是保护生态环境，促进农业可持续发展的重要课题。由于大部分生物质原料在开发利用前期都需要进行粉碎加工处理，以便进一步加工利用。因此，粉碎加工技术已越来越受到人们的重视。

其中专门针对秸秆粉碎设计的秸秆粉碎机是粉碎设备中的典型代表，其结构、效率、安全性的研究对于推广粉碎加工技术具有重要意义。

基于以上目的，本文主要进行了以下几个方面的研究：

首先，研究现有的秸秆加工技术、设备以及秸秆粉碎的方法和理论，分析生物质秸秆原料的物理、化学和切碎特性，确定了生物质秸秆粉碎机的设计方案。并结合现有的桑枝削片机切削力的计算方法，计算出本文切碎机构动刀的切削阻力和切削功率。

其次，根据本文研究目的，并结合现有设备的一些功能和特征，设计出一款动力消耗低、粉碎粒度满足压缩成型要求、集切碎和揉搓功能为一体的复合式秸秆粉碎机，详细设计粉碎机的每一部件，并对其进行参数优化。

第三，采用 UG6.0 三维建模软件，对复合式秸秆粉碎机进行装配建模，并对主轴进行有限元分析，得出主轴所受应力，为其结构优化设计以及安全性验证提供数据支撑。

最后，分析研究了物料输送和除尘机构，对输送设备进行参数化设计，并最终选型。

关键词 生物质秸秆；切碎；锤片；揉搓

Abstract

The crop straw in china is in large quantities, variety, wide distribution, and yield about 700 million tons every year. Along with the development of economy and society, biomass straw resource over pluses in a large mounts. If using for direct combustionusing, its thermal efficiency is very low and transportation is very inconvenient. Farmers on-site burning caused severe environmental pollution and the waste of resources. Therefore, the study for converting the rich wasted forestry resources into high-quality fuel, protected the ecological environment and promoted the sustainable development of agriculture, is an important topic. In order to further processing, the most biomass materials need crushing processing before the development and utilization. So, comminution technology has been paid more and more attention.

One of the crushing designs specifically for straw stalk crusher is representative of the crushing equipment, its structure, efficiency and safety of research for promotion grinding technology has important significance.

According to the above purpose, this paper conducted the following several aspect researches:

Firstly, through studying of existing straw processing technology, equipment, the method and theory of straw stalk crushing, analyse the physical, chemical and biological properties, we determine the design scheme of the chop straw pulverizer. Combining cutting force calculation method of the current SangZhi cutting machine, at last we calculate the cutting resistance and cutting power of the dynamic knife in chop institutions.

Secondly, in this paper, we designed a set straw crusher which have the chop and knead function in a body through analogies the existing equipment's structure as well as the function. This straw crusher has low power consumption and appropriate granularity which meets requirements of compression molding. We also detailed designed straw stalk grinder's each part, and carries on the parameter optimization to it.

Thirdly, Three-dimensional modeling software UG6.0 was used to make the main components of Composite straw crusher, to Fe analysis of spindle; we obtain the stress of spindle, which provide the data support for its structure optimization design and safety validation.

Finally, through analyze the material handling and dust removal equipment, we designed the transportation equipment, and eventually type selection.

Keywords Biomass straw; Shred; Hammer; Rub

目录

摘要.....	I
Abstract.....	II
1 绪论.....	1
1.1 课题研究的意义.....	1
1.2 生物质能源介绍.....	1
1.3 我国生物质秸秆资源概况.....	2
1.3.1 我国生物质秸秆资源.....	2
1.3.2 我国生物质秸秆综合利用现状.....	3
1.4 生物质秸秆粉碎加工技术及设备的现状.....	4
1.4.1 铡切式粉碎技术.....	4
1.4.2 锤片式粉碎技术.....	5
1.4.3 揉切式粉碎技术.....	5
1.4.4 组合式粉碎技术.....	6
1.5 课题研究内容.....	6
2 秸秆粉碎方法研究.....	8
2.1 粉碎方法研究.....	8
2.1.1 粉碎方法.....	8
2.1.2 物料的力学性质.....	9
2.2 秸秆性能分析.....	9
2.2.1 秸秆的物理特性.....	9
2.2.2 秸秆的化学成分.....	10
2.2.3 秸秆受切特性.....	11
2.3 秸秆利用工艺.....	12
2.4 本章小结.....	13
3 复合式秸秆粉碎机总体及零部件结构设计.....	14
3.1 设计基本思想.....	14
3.2 确定总体方案.....	14
3.3 复合式秸秆粉碎机主要参数设计计算.....	14
3.3.1 自动进料机构设计.....	14
3.3.2 切碎机构参数设计.....	20
3.3.3 揉搓机构参数设计.....	25
3.3.4 传动系统设计.....	32
3.4 本章小结.....	36

4 复合式秸秆粉碎机主要部件建模仿真	37
4.1 主要零部件建模及虚拟装配	37
4.1.1 UG NX6.0 装配建模	37
4.1.2 主要零部件建模及虚拟装配	37
4.2 装配干涉分析	39
4.3 粉碎机进料机构运动仿真	39
4.4 主轴应力分析	40
4.4.1 高级仿真模块概述	40
4.4.2 分析过程	41
4.5 本章小节	46
5 辅助设备选型设计	47
5.1 风机选型	47
5.1.1 确定计算生产率	47
5.1.2 选定固气比	47
5.1.3 确定输送风速	48
5.1.4 确定计算风量	48
5.1.5 计算输料管内直径	48
5.1.6 确定输料管结构尺寸	48
5.1.7 计算整个系统的压力损失	49
5.1.8 选择风机	50
5.2 除尘与分离装置选型	50
5.2.1 灰尘的产生与害处	50
5.2.2 分离除尘选型	51
5.3 本章小节	53
结论	54
参考文献	55
攻读学位期间发表的学术论文	58
致谢	59

1 绪论

能源是经济社会发展的重要动力,面对全球社会经济的迅速发展,人类对能源的需求日益增长,中国能源消耗每年增长速度超过 10%^[1]。为满足社会发展对能源的需求,实现资源的可持续利用,维持和促进资源、环境、社会、经济的协调发展,一些国家在 20 世纪 60 年代就开始着手寻找替代资源,特别是可再生资源。目前,欧盟许多国家把发展生物质能源作为解决本国就业、替代化石燃料和减少大气污染等问题的战略措施来对待^[2]。

1.1 课题研究的意义

农作物秸秆是一种重要的生物资源,不恰当的处置不仅造成资源的浪费,更是对环境的极大破坏。因此,如何做好农作物秸秆的转化工作,已成为亟待解决的农业问题^[3]。

历史上,我国丰富的生物质秸秆主要用来当作饲料和直接燃烧。直接采食营养价值极低,直接燃烧秸秆的燃烧效率也并不高且存在各种问题。据文献^[4]介绍,秸秆的热值约 14.65~16.75MJ/kg,并不算低(中质煤为 16.75~18.84MJ/kg),但是秸秆体积能量密度低,运输、燃用又不方便,且热效率低,旧式柴灶的热效率只有 10%左右,省柴灶的热效率为 25%左右。生物质秸秆利用发展到现在,人们认识到将其粉碎后机械压缩成燃料块,竟能有效地改变其燃料特性,热值接近中质烟煤,平均为 16736KJ/kg。

无论是在喂养或是压缩加工之前,大部分生物质原料都需要进行粉碎加工处理,以便进一步加工利用。国内外对于粉碎机的研制已有几十年的历史,主要集中在饲料粉碎和农作物秸秆切碎等方面,粉碎机具种类与粉碎方式也多种多样。但是现有的粉碎设备在产量、能耗以及机具的寿命和操作安全性等方面还有许多不完善的地方,不能很好地满足各类生物质粉碎作业的要求。为了解决提高生产率、降低能耗和对多种物料的适应性等问题,确定从揉切工作部件、机器喂入方式和尺寸等方面进行研究,设计一款集切碎和揉搓粉碎为一体的复合式秸秆粉碎机。

本研究依托黑龙江省新农村建设专项基金项目“秸秆固化成型燃料关键设备研制”,以生物质秸秆为研究对象,通过对秸秆原料特性的分析,确定切碎原理和方法,设计出动力消耗低、粒度大小满足压缩成型要求的复合式秸秆粉碎机。推动我国目前综合利用农作物秸秆资源的技术创新和实际应用。

1.2 生物质能源介绍

生物质是指通过光合作用而形成的各种有机体,包括所有的动植物和微生物。而所谓生物质能源则是指由植物的光合作用固定于地球上的太阳能。它直接或间接地来源于绿色植物的光合作用,通过生物链转化为常规的固态、液态和气态燃料,经过加工为社

会生活提供原料的能源。这种能源取之不尽、用之不竭，是一种可再生能源，同时也是唯一一种可再生的碳源。通过生物质能转化技术可以高效地利用生物质能源，生产各种清洁燃料，替代煤炭、石油和天然气等燃料，从而减少对矿物质能源的依赖，保护能源资源，减轻能源消费给环境造成的污染。生物质能源将成为未来能源的重要组成部分，据估计，到 2015 年，全球总能耗将有 40% 来自生物质能源^[5,6]。

生物质秸秆是籽实收获后留下的含纤维成分很高的作物残留物，包括禾谷类、豆类、薯类、油料类、麻类、以及棉花、甘蔗、烟草、瓜果等多种作物的秸秆。

相对于现有的石化能源来说，这些生物质能源有以下优点：

一是污染小：生物质能源在燃放过程中产生二氧化碳，排放的二氧化碳可被等量生长的植物光合作用吸收，实现二氧化碳零排放，这对减少大气中的二氧化碳含量及降低“温室效应”极为有利；

二是蕴含量巨大，可再生：只要有阳光存在，绿色植物的光合作用就不会停止，生物质能源就不会枯竭；

三是具有普遍性、易取性特点：生物质能源存在于世界上各个国家和地区，而且廉价、易取，生产过程十分简单；

四是可储存和运输：在可再生资源中，生物质能源是唯一可以储存于运输的能源，为其加工转换与连续使用提供方便。

因此，开发和利用生物质能源已成为世界许多国家开源节流、化害为利和环境保护的重要措施。我国生物质能源的开发利用起步较晚，随着近些年的研究和开发，已经取得了显著的成效，但总体来说利用方式，一是热化学转换技术，获得木炭焦油和可燃气体等高品质的能源产品，分为高温干馏、热解、生物质液化等方法；二是生物化学转换法，主要指生物质在微生物发酵作用下，生成沼气、酒精等能源产品；三是利用油料植物所产生的生物油；四是直接燃烧技术，包括炉灶燃烧技术、锅炉燃烧技术、致密成型技术和垃圾焚烧技术等^[6,9]。

1.3 我国生物质秸秆资源概况

1.3.1 我国生物质秸秆资源

我国的生物质能主要来源于农业废弃物及农林废弃物、薪材、城市生活垃圾等^[7]。地球上每年通过绿色植物光合作用所生产的生物质干物质质量为 1600 亿吨左右，是全球年能源消耗量的 10 倍左右。就我国而言，每年生产的生物质中农作物秸秆 7 亿吨，薪材 1.58 亿吨，粪便 4.43 亿吨，垃圾 1.43 亿吨，农业加工残余物 6.86 亿吨^[8]。目前实际使用量仅为 2.2 亿吨，潜在的资源量非常巨大。根据国家长期发展规划目标，到 2020 年，可开发生物质能量至少达到 15 亿吨标准煤，其中 30% 来自传统生物质，70% 由能源农林业提供。

我国是农业大国，生物质秸秆资源储量丰富，目前仅重要的生物质秸秆就有近 20 种，且产量巨大。据统计^[10]，1999 年我国作物秸秆资源总量约 6.4 亿吨，其中稻草 1.9

亿吨,玉米秸 1.7 亿吨,麦秸 1.2 亿吨。秸秆资源中以这三种为主,约占秸秆资源总量的 75.6%^[11,12]。秸秆资源最多的十个省份为:山东、河南、河北、吉林、黑龙江、四川、安徽、江苏、内蒙古和辽宁。另外,一些大规模的农场,大部分分布在西北,也是秸秆资源的集中地^[13]。

1.3.2 我国生物质秸秆综合利用现状

我国生物质秸秆主要用作“四料”,即 30%用作替代能源、25%用作饲料加工、2%~3%用于工业原料、6%~7%直接还田做肥料,整体利用率为 65%左右^[14]。

(1) 替代能源。据全国农村可再生资源统计资料显示(2001),秸秆主要以直接燃烧的方式被利用,“九五”期间,秸秆能源用量仍占农村生活用能的 30%~50%。可是直接燃烧因其密度小,灰分多,已不能满足农民生活水平的需要。因此,国内出现了秸秆燃料热风烘干技术、秸秆气化集中供气技术、秸秆制取沼气技术和秸秆压缩成型技术等新型的秸秆优质能源利用技术。

秸秆燃料热风烘干技术是将成捆或经预处理的秸秆加入由两段燃料室组成的高效燃料炉,燃烧产物经过离心除尘可得到洁净的热烟道气,产生的热风温度可以调节(60~800℃),含尘量小于 20mg/m³,尤其适宜于高湿物料,如粮食、木材、饲料、鸡粪、酒糟等的烘干^[24]。秸秆热解气化技术可把细软、松散的低品位秸秆转换成清洁的高品位气体,热效率可达 40%。气相燃料速度快,热量输出可以控制,在烘干木材、茶叶、饲料和代替燃油发电及农村居民炊事等方面已有成功应用。部分气化炉和配套装置已经批量生产,进入实用推广阶段。目前全国已有 350 余处秸秆气化集中供气示范点,主要集中在山东、河南、江苏、河北、山西、北京、陕西等地。秸秆制取沼气技术,近年来经攻关研究在技术上有了较大突破,解决了秸秆易结壳、出料困难和发酵不充分的难题。干发酵工艺则有助于节约建池费用,提高池容利用率,目前该技术在北方应用较多。秸秆压缩成型技术是将被粉碎的秸秆物料通过成型机压制成颗粒,用作燃料。该技术比较成熟,现有的成型设备也比较多。

(2) 饲料加工。农作物秸秆的营养特点是粗蛋白质含量低,但粗纤维和无氮浸出物含量高,在自然条件下是一种劣质饲料,有些秸秆质地粗硬,适口性差,因此采食率极低。我国年产 6 亿多吨秸秆,饲料的用量还不足 10%。

为提高饲料的适口性和营养价值,近年来普遍采用氨化、微生物发酵贮存、热喷、揉搓等技术处理,目前全国的年加工处理量约 1000 万吨,已开发出的加工设备有氨化炉、调质机、青贮收获机、揉搓机、压饼机、热喷设备等。

(3) 工业原料。秸秆作为工业原料主要用于工业造纸,占秸秆总产出量的 2.9%。目前在大学的研究与应用主要有南京林业大学将秸秆压缩成型制作秸秆板材,建筑墙体材料,包装材料等;西北农大开展模压制品的研究,如一次性快餐盒、托盘、家具构件和建筑构件等;辽宁省农科院研制成功秸秆皮糠分离及其综合利用技术;另外一些科研院所采取生物技术的手段发酵生产乙醇、糠醛、苯酚、单细胞蛋白、燃料油气、工业酶

制剂等。

(4) 秸秆直接还田。秸秆直接还田技术是以机械的方式将田间的农作物秸秆直接粉碎并抛撒于地表, 并随即耕翻入土, 使秸秆在土壤中腐烂分解为有机肥, 以改善土壤团粒结构和保水、吸水、粘接、透气、保温等理化性状, 增强土壤肥力和有机含量, 使大量废弃的秸秆直接变废为宝^[14]。该技术的实施可增加土壤有机质和速效养分含量, 培肥地力, 缓解氮、磷、钾肥比例失调的矛盾; 调节土壤物理性能, 改造中低产田; 形成土壤有机质覆盖, 抗旱保墒; 同时又能提高工效, 减轻劳动强度, 争抢农时, 提高农作物的产量和质量, 增加农民收入。一般情况下, 连续还田 3 年以上, 可使小麦增产 7%~8%, 玉米增产 5%~6%^[15]。

秸秆还田是目前秸秆利用最主要的方面。据统计, 2000 年我国主要粮食作物秸秆粉碎还田的面积占其种植面积的 58.6%^[16]。秸秆还田方法有整株还田、粉碎还田、根茬切碎还田和传统沤肥还田。配套的秸秆还田设备有粉碎还田机、灭茬机、收获还田机和水田埋草机等^[4]。但是秸秆还田不当也会带来不良的后果。由于我国人均耕地少, 机械化程度较低, 耕地复种指数高, 倒茬时间短, 加之秸秆碳氮比高, 给秸秆还田带来困难。常因翻压量过大、土壤水分不够、施氮肥不够、翻压质量不好等原因, 出现妨碍耕作、影响出苗、烧苗、病虫害增加等现象, 严重的还会造成减产^[11]。

综上所述, 秸秆还田数量有限, 作为饲料营养价值又不高, 因此要真正解决秸秆合理利用的问题, 就应着手于研究秸秆的能源化和工业化利用技术。

1.4 生物质秸秆粉碎加工技术及设备的现状

粉碎机的研制在国内外已有几十年的历史, 主要集中在饲料粉碎和农作物秸秆切碎等方面^[20], 粉碎技术根据粉碎方式和粉碎手段可分为铡切式、锤片式、揉切式和组合式粉碎技术^[18,19]。

1.4.1 铡切式粉碎技术

铡切式粉碎机具有铡切秸秆、粉碎谷物和揉搓秸秆等功能。铡切式粉碎主要的设备是铡草机, 铡草机也称切碎机, 主要用来切断茎秆, 如谷草、稻草、麦秸、玉米秸等。铡草机按固定方式可分为固定式和移动式; 按机型可分为小型、中型和大型; 按切割方式不同可分为滚筒式和圆盘式。小型铡草机适用于小规模经营户, 主要用于铡切干秸秆, 也可用于铡切青贮料。中型铡草机一般可以铡干秸秆与青贮料两用, 也称青贮饲料切碎机。大中型铡草机为了便于抛送青贮饲料, 一般采用圆盘式; 而小型铡草机以滚筒式为多。目前, 国内铡草技术的研究比较成熟, 机具类型也比较多, 基本已能满足不同生产的需要。如新乡市兴田机械制造有限公司研制的 93QS-3 型铡草机, 可在田间作业, 其动力为 5.5kW, 产量为 1t/h (干草), 3t/h (青草); 山西科惠农业发展有限公司生产的 93ZT-0.8 型铡草机, 动力为 1.5~2.2kW, 产量为 500~800kg/h。

铡草机的加工方式主要是切断, 其特点是结构简单、功耗低、生产率较高。切碎的秸秆主要用作饲料, 经过铡草机切碎的秸秆, 作为青饲料直接喂食, 效果较好, 但是经

切碎后含水率容易下降,采食效果就会大大下降。另外对于较粗的秸秆(如玉米、高粱等)茎节破节率较低,从而影响了机具加工的质量,铡切后喂饲其利用率仅为 60%左右。经测试,铡切只可部分程度的提高秸秆采食量,不能提高秸秆消化率,仍存在着较大的浪费,因此需进一步改善加工方法。

1.4.2 锤片式粉碎技术

用于粉碎秸秆的机型,一般选取锤片式粉碎机。锤片式粉碎机的粉碎原理:机器工作时,由人工或喂入机构将生物质秸秆由进料口均匀地喂入粉碎室,经过锤片打击,得到一定程度的粉碎,同时物料以较高的速度被抛向固定在粉碎室内部的齿板和筛片上,受到齿板的碰撞和筛片的搓擦得到进一步粉碎。粉碎过程在粉碎室内重复进行,直到物料可通过筛孔为止。一般用粉碎细度、粉碎单位时间的产量和粉碎过程的单位能耗等 3 项指标来评定锤式粉碎机的粉碎效果,这些指标取决于被粉碎物料的物理性能、粉碎机的结构、粉碎室的形状、锤片的数量、厚度和线速度、筛孔的形状及其孔径、锤片与筛面的间隙等因素。

1955 年开始,经过系列化设计和标准制定及实施,我国研制开发的锤片式粉碎机在性能、质量和自动化程度都有了很大的提高。20 世纪 90 年代以来各地相继开展研制了不同系列的锤片式粉碎机。如北京市旭世盛畜牧机械公司生产的 9FQ-40B, 9FQ-SOB 型粉碎机,辽宁雄风农牧机械有限公司生产的 ESP 系列粉碎机,辽宁省丹东市正大机械制造有限公司生产的 GFZ-200, GFQ-250, FSZ-140 型小型粉碎机,四川省自贡市渐飞机械厂生产的 9FZ23、29、35 型粉碎机,山东省诸城市粉碎机厂生产的 9FQ40-28, 9F040-1, 9FQ32-16 型粉碎机等。

锤片式粉碎机的特点是生产率高,适应性广,既能粉碎谷物类,又能粉碎秸秆。但粉碎机加工秸秆时消耗动力大,经济性较差,且对于湿秸秆的加工性差。在传统的粉碎加工工艺中,对物料的粒度要求较高,由于秸秆中纤维组织的作用,使得粉碎机的生产率降低,加工成本增高,而且粉状饲料在喂饲家畜时,喂饲效果差,因而使饲养成本增大。

1.4.3 揉切式粉碎技术

揉切式粉碎包含揉搓机和揉碎机。

(1) 揉搓机是在锤片式饲料粉碎机基础上发展起来的,用齿板代替筛片,在高速旋转的锤片和齿板的作用下,将秸秆揉搓成细丝。在我国,秸秆揉搓机械大都采用螺旋排列的锤片进行揉搓,再借助风机进行抛送,加工的物料仅能达到破碎或细碎的状态,生产率较低。最新设计的机型采用双螺杆螺旋揉搓推进机构,对物料进行强制揉搓与输送,保证对物料的揉搓及顺畅的出料能力。为适应秸秆等生物质粉碎加工发展的需要,20 世纪 80 年代后期开始,我国一些省、市、区开发研制了粗饲料揉搓机。

中国农业大学农业工程研究院研制的 9LRZ-80 型立式秸秆揉切机,采用多动刀与定刀组的多刀剪切,利用了刀刃对物料的剪切,又利用动刀和定刀之间的间隙对物料进行揉搓,并由高速旋转的转子抛向工作室内壁,随后由转子拖着再行揉搓,在大大降低

能耗的同时,又保证了物料的加工质量;新型揉切机动、定刀组的设计,新型立式喂入结构设计,轴向喂入设计,改进的动刀结构及其加工工艺和定刀组加装弹簧的设计都有所创新。目前通过鉴定的揉搓机有辽宁省农机研究所研制的 9RF-40 型揉搓粉碎机;吉林省农机研究所研制的 9RF-40 型揉搓机;安徽省濉溪县农机推广站研制的 JX-300 型秸秆揉搓机等。之后一些企业也开展生产生物质揉搓机械,如郑州鑫地机械设备有限公司生产的 9RQ-1、9RQ-2、9RQ-3 型揉切粉碎机;江西红星机械厂生产的 93FC-50 型揉草机;山西省大同农牧机械厂的 9RS-40 型揉草机;北京燕京集团的 9SC-400 型揉草机;辽宁省凤城东风机械厂的 93RC40 型揉搓机。

(2) 揉碎机加工的秸秆为柔软、蓬松的丝状段,并具有适宜的长度和粗细度(85%以上长度为 4~12mm,粗细度为 2~6mm),因此在喂饲家畜时,具有很好的适口性,同时易于消化。揉碎加工不仅适于新鲜秸秆处理,而且对干燥后含水率较低的秸秆仍具有较好的加工效果。

由于秸秆揉碎是 20 世纪 90 年代初新提出的一种对秸秆进行粗加工的方法,所以有关这方面的研究还较少。揉碎机是一种仅仅依靠机械加工就可提高秸秆利用率的设备,对于营养价值相对较高的玉米秸秆尤为合适。但是也存在以下的缺点:生产率低,很少有超过 1t/h 的机型;耗能高,因为其加工质量相对铡草机要碎得多,且主要靠锤片打击和齿板揉搓秸秆,而没有利用铡切的功能,因而在相同生产率条件下,能耗高出铡草机 1~2 倍,(但与粉碎机相比,能耗仍然相对较低);适应性差,不适于多湿、韧性大的物料,只适合加工含水率较低的秸秆。

1.4.4 组合式粉碎技术

组合式粉碎技术将铡切、粉碎和揉搓等功能组合成一体。如北京顺诚明星机械厂生产的 9FZ-700 型多功能秸秆组合粉碎,其粉碎室内有高速旋转的锤片,上机体内装有定刀、动刀和齿板,加入的物料在锤片的强烈打击及锤片与齿板之间的撕裂和搓擦等作用下迅速被粉碎成粉状,由于离心力和粉碎机下腔负压的作用,被粉碎的物料通过筛孔落入出料口;黑龙江八一农垦大学研制的 93RZ-40 型揉浆机,集切断、粉碎、揉搓功能于一体,物料在动刀、定刀、锤和齿板的综合作用下被粉碎,在离心力和风机作用下排出,提高了粉碎的质量与效率。目前在江西必高生物质能科技有限公司、清华大学清洁能源研究与教育中心、北京佳禾木科技有限公司、辽宁天鑫饲料有限公司、江苏鼎元科技发展有限公司等企业均有使用该技术设备。

1.5 课题研究内容

本文以生物质秸秆(玉米秸秆、麦秸)作为研究对象,研究复合式秸秆粉碎机的粉碎特性与设备,具体内容如下:

(1) 查阅国内外农作物秸秆利用现状及现有的设备,并分析其各自的优缺点。

(2) 分析秸秆原料的力学特性和物理化学性能,并制定生物质秸秆的生产加工工艺。

(3) 根据现有生物质秸秆粉碎机的结构特点, 结合生物质秸秆的物理化学性质以及切碎特性, 确定秸秆切碎原理和方法, 研究切碎结构设计方法, 确定切碎技术参数, 研制适合玉米秸等多种类型茎节的复合式秸秆粉碎机。

(4) 根据设计要求, 绘制复合式秸秆粉碎机的结构图纸, 根据结构图和相应的设计参数, 运用三维参数化软件 UG NX6.0 建立复合式秸秆粉碎机的三维参数模型, 对装配结果进行干涉检查以及运动仿真, 以免设计结果在加工中出现重大问题。最后对主要承受载荷的主轴进行有限元分析, 得出应力集中的位置, 分析主轴的是否安全, 以保证整机的安全性。

2 秸秆粉碎方法研究

由于生物质秸秆粉碎理论还不成体系,故本文生物质秸秆粉碎的理论参照以往饲料粉碎理论,下面简要介绍。

2.1 粉碎方法研究

2.1.1 粉碎方法

粉碎就是用机械力克服固体物料的内聚力而使其破碎的一种操作方法。在饲料加工过程中,常用击碎、磨碎、压碎与锯切碎的方式将其粉碎,如图 2-1 所示^[22]:

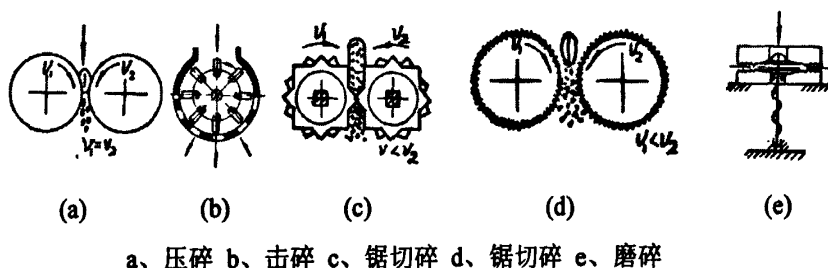


图 2-1 物料粉碎方法示意图

(1) 压碎粉碎。利用两个表面光滑的压辊,以相同的表面线速度相对转动,物料置于两个粉碎面之间,施加压力后物料因压应力达到其抗压强度极限而被粉碎。因其不能充分地压碎饲料,应用较少。

(2) 击碎粉碎。利用安装在粉碎室内许多高速回转的锤片对饲料撞击而破碎饲料。锤片末端线速度达到 $60\sim 120\text{m/s}$ 时,具有较大的动能,其效率较高。它对于粉碎脆性物料最为有利,其优点是适应性广、生产效率高;缺点是能耗较高。

(3) 锯切碎粉碎。利用两个带有沟齿而线速度不同的磨辊挤压物料时,物料沿压力作用线的方向劈裂,当劈裂平面上的拉应力达到或超过物料拉伸强度极限时物料破碎。特别适用于制作面粉和粉碎谷物饲料。

(4) 磨碎粉碎。利用两个磨盘的刻有齿槽的坚硬表面,使物料与运动的表面之间受一定的压力和剪切力作用,当剪应力达到物料的剪切强度极限时物料被粉碎;磨盘可由人工的或天然的石块或金属制成。磨盘的工作表面呈圆盘形或圆锥形。其中一个磨盘可以是固定的,叫做定盘;另一个是传动的,叫做动盘;或者两个磨盘均转动而转向相反。磨碎粉碎用于加工干燥而不含油的饲料,可以磨成各种粒度的成品,但成品中含有大量的粉末,料温较高。磨盘制造成本低,配套动力小,但是成品中含有大量铁,故应用逐渐减少。

综合各种粉碎方法的优缺点,我们在选择粉碎方法时,首先要考虑被粉碎物料的物理机械性能,比如硬度和破裂性。一般来说,对坚硬的物料,击碎与压碎很重要,对韧性物料以用研磨为好。对脆性物料则以锯切为宜。在饲料工业用于谷物粉碎,以击碎和

磨碎应用最广^[23]。

2.1.2 物料的力学性质

物料的力学性质与所要选择的粉碎方式有很大的关系。根据物料应变与应力的关系,以及机械应力的不同,其力学性质包括以下 5 种^[23]。

(1) 脆性。脆性是与塑性相反的一种性质,从变形方面来看,脆性材料受力破坏时直到断裂前只出现极小的弹性变形,而不出现塑性变形,因此极限强度一般不超过弹性极限。

(2) 强度。物料的强度是指其对外力的抵抗能力。通常以材料破坏时单位面积上所受的力即 N/m^2 或 Pa 表示,接受力破坏的方式不同,可分为压缩强度、拉伸强度、扭曲强度、弯曲强度和剪切强度等。

(3) 韧性。材料的韧性是指在外力的作用下,塑性变形过程中吸收能量的能力。吸收能量越大,韧性越好,反之亦然。

(4) 硬度。硬度表示物料抵抗其他物料刻划或压入其表面的能力,也可理解为在固体表面产生局部变形所需的能量。

(5) 易磨(碎)性。仅用强度和硬度还不足以全面精确地表示材料粉碎的难易程度,因为粉碎过程除决定于材料物理性能意外,还受物料粒度、粒形、粉碎方法等诸多因素的影响。所谓易碎性即在一定粉碎条件下物料从一定粒度至某一指定粒度所需的功耗比。

对一种具体的物料来说,上述 5 种力学特性之间有内在的联系,导致物料综合性质的复杂化,这些对于粉碎时所需要的变形力均有影响。总的来说,凡是强度越强、硬度越小而韧性越大的物料,其所需要的变形能就越多。选择粉碎方法的重要依据是被粉碎物料的物理性质。其中,被粉碎物料的强度和破裂性是两个主要指标,对于坚而不韧的物料,撞击和挤压较有效果;对于韧性物料以剪切较好,对脆性物料以撞击破碎为宜。在饲料加工中,谷物原料的粉碎一般用锤片式粉碎机,以撞击粉碎为主,含纤维多的如麸糠等原料则以剪切和磨碎为主。总之,根据物料的物理和机械特性,正确选择粉碎方法,对提高粉碎效能,节约能耗有现实意义。

2.2 秸秆性能分析

2.2.1 秸秆的物理特性

秸秆的物理特性主要指秸秆的机械特性,如秸秆的抗张强度、抗剪强度、弹性模量和刚性模量。秸秆的物理特性对生物质秸秆的切碎性能影响很大,而这性质受到物种、品种、产区、成熟度等多种因素的影响。

国内对秸秆的这种性能的相关研究比较少,只是对麦秸和棉秆的物理特性作了初步的分析。国外 O'Dogherty(1995)对麦秸等软茎秆的拉伸强度、剪切强度、弹性模量、刚度模量等物理特性研究较多^[25]。1963 年苏联学者 Burmistrova 等提出的小麦秸秆的抗张

强度范围很大, 在 128~399MPa 之间, 而这些数据是基于小麦秸秆壁面积小于秸秆壁几何面积的 5~10 倍而得到的; 1980 年 Limpiti 试验得到的小麦秸秆的抗张强度范围在 32~38MPa; 1983 年加拿大学者 Kushwaha 等对不同含水率的小麦秸秆进行了试验, 并得出小麦秸秆的抗张强度范围为 8.6~13.0MPa; 1989 年英国学者 O'Dogherty 试验得到小麦的抗张强度范围为 9~32MPa; 1989 年 O'Dogherty 等用六种不同的方法测试了小麦秸秆的抗张强度, 试验表明小麦秸秆的抗张强度范围为 5.4~8.4MPa, 像秸秆的抗张强度一样, 不同小麦品种的抗张强度不同, 对于脆性秸秆其变化系数为 0.18~0.40^[17]。

有关秸秆弹性模量的报道也是甚少, O'Dogherty 试验表明小麦秸秆的弹性模量的变化范围很大在 1.6~3.4GPa, 刚性模量范围为 0.52~0.58GPa^[17]。

秸秆的抗剪强度决定着切削时切削阻力, 它的不同将会导致切碎过程中切削的动力学的不同。抗剪强度大, 较难切碎; 反之, 比较容易切碎。

2.2.2 秸秆的化学成分

农作物秸秆是由大量的有机物和少量的无机物及水所组成的, 其有机物的主要成分是纤维素类的碳水化合物, 此外还有少量的粗蛋白质和粗脂肪。碳水化合物又由纤维素类物质和可溶性糖类组成。纤维素类物质是植物细胞壁的主要成分, 它包括纤维素、半纤维素和木质素等。在常规分析中, 纤维素类物质用粗纤维表示; 可溶性糖类用无氮浸出物表示, 泛指不包括粗纤维的碳水化合物, 一般不再进行化学分析测定, 而是根据秸秆中其他养分的含量进行计算得出即:

$$\text{无氮浸出物含量}\% = 100\% - (\text{水}\% + \text{粗蛋白}\% + \text{粗脂肪}\% + \text{粗纤维}\% + \text{粗灰分}\%)$$

秸秆中的无机盐用粗灰份来表示, 由硅酸盐和其他少量微量元素组成, 含量大约为 6%, 但稻草中的硅酸盐含量较高达到 12%以上。农作物成熟以后, 其秸秆中的维生素差不多全被破坏, 因此秸秆中很少含有维生素。

(1) 秸秆中的纤维素类物质的组成。作物秸秆中由许多植物细胞组成, 所有的秸秆细胞可以分为细胞内容物和细胞壁两部分。秸秆用中性洗涤剂消化 (煮沸 1h), 细胞内容物溶于中性洗涤剂中, 不溶的就是细胞壁。细胞壁是纤维素多聚物。经中性洗涤剂消化而得的纤维叫中性洗涤纤维。随后将中性洗涤纤维用酸性洗涤剂消化, 能溶于酸的叫酸性洗涤可溶物, 不溶的物质叫酸性洗涤纤维。能溶于酸的物质大部分是半纤维素和细胞壁含氮物质。不溶于酸的酸性洗涤纤维, 又分为纯纤维素和酸性洗涤木质素, 木质素经灼烧成灰分, 灰分是由各种无机盐组成的。

由此可知: 中性洗涤纤维主要包括纤维素, 半纤维素, 木质素, 二氧化硅, 角质蛋白, 蜡质和木质化含氮物等, 一般说来, 蜡质和木质化含氮物微量, 可以不计。

(2) 秸秆主要组成成分的化学特性与作用。

①纤维素。纤维素是植物中最丰富的物质, 又是细胞壁的主要结构成分, 在作物秸秆中的含量达 40~50%, 它赋予植物茎秆弹性和机械强度。纤维素在 270℃时开始分解, 其热解降解的程度与温度高低, 作用时间长短及介质中的水分和养分含量均有密切

关系, 受热时间愈长降解愈严重。纤维素对热的传导作用轴向比横向大, 其值大小与纤维的孔隙度有关。纤维素及其衍生物具有吸湿性, 如将纤维置于含有水蒸气或其它有机液体蒸汽的大气中, 它将吸取或放出蒸汽直至平衡。

②半纤维素。半纤维素是由多聚糖组成, 在贮存过程中易水解, 转变成木质素。一般不溶于热水, 而溶于稀酸。多聚戊糖水解时生成五碳糖, 多聚戊糖和多聚己糖是胶体物质, 在水中加热具有胶合剂作用。半纤维素 100℃以上部分单糖开始分解, 170℃熔解。半纤维素吸水性好, 当温度和相对湿度一样时, 吸湿率主要取决于半纤维素的含量, 含量高, 吸湿率就高^[4]。

半纤维素在秸秆的木质素部分含量很高, 植物木质部分的半纤维素主要是木聚糖和葡萄糖醛酸的缩合物, 其比例是(6~12):1。小麦秸秆中半纤维素主要是糖醛酸、阿拉伯糖和木糖缩合体, 其比例为 1:1:23。玉米轴里的半纤维素是 5.1%的葡萄糖醛酸和 94.8%的木糖的缩合物。豆科植物(苜蓿)则几乎都是单纯的半乳糖缩合体。半纤维素在植物体内的作用, 一是起支架和骨干作用, 二是起贮存碳水化合物的作用。

③木质素。木质素是一类酚酸多聚体混合物, 它是由苯丙烷结构单体构成的, 具有三度空间结构的天然高分子化合物, 赋予植物较高的硬度和刚度。木质素主要部分不溶于任何有机溶剂, 不能被动物消化, 在土壤中能转化为腐殖质^[21]。木质素在加热到 100℃时开始软化, 160℃开始熔解, 转变为胶体物质, 具有粘结剂的功能。这说明, 棉秆具有较高的木质素, 故加热方式对硬茎秆压缩成型更有利, 能更好地发挥其自身高含量的木质素在成型过程中的粘结作用。由于木质素的存在, 不仅影响微生物酵解纤维素和半纤维素, 而且也影响消化道中的酶对饲料中其他有机物的消化作用, 使饲料有机物消化率降低。据报道, 饲料中的木质素每增加 1%, 反刍动物对饲料的消化率则下降 0.8%。

2.2.3 秸秆受切特性

秸秆的受切特性受到物理和化学特性的影响。国内外对生物质切碎性能的研究体现在两个方面: 一是对硬茎节秸秆切碎性能分析; 二是对软茎节类秸秆切碎性能分析。

2000 年张晋国等人对不同条件下麦秸切碎效果做了试验研究, 得出粉碎刀片在不同切割速度下, 对短、长秸秆、秸秆不同切割部位、秸秆不同含水率、不同刀刃厚度、有无定刀等情况下的切断曲线, 结果表明, 秸秆含水率和有无定刀是影响切断率的主要因素, 在有定刀的情况下湿秸秆需要 40m/s 的切割线速度, 无定刀时, 刀片线速度达到 60m/s 时仍不能完全切断湿麦秸。所以, 在秸秆粉碎机中定刀是必不可少的。对于 30cm 的干秸秆, 刀片切割速度达到 15m/s 时, 切断率可达 100%。对于短秸秆, 由于质量较轻, 在无定刀状态下需要较高的切断速度。秸秆的含水率是影响切断率的最主要的因素之一。随秸秆含水率的增加, 所需的切断速度大幅提高。要切断高含水率的秸秆, 在有定刀情况下需要 40m/s 以上的切割线速度^[26]。

1999 年对定刀刃口及动刀数量对铡草机剪切功率的影响做了研究, 2001 年蔺公振

等对双立轴圆盘刀玉米秸秆还田装置切碎效果做了试验分析, 2002 年对双立轴圆盘刀玉米秸秆切碎器做了正交试验, 研究结果均表明动刀数量越少, 每把动刀的负荷越大, 而引起负荷集中、功耗上升, 同时引起机器振动。且直线刀切割玉米茎秆的功率消耗最小, 影响切割功耗的因素除了切割器的结构型式外, 其余主要因素为玉米茎秆直径、切割刀的速度等^[27,28,29]。

2007 年李海军等人对玉米秸秆粉碎特性试验研究表明, 不论含水率和筛孔直径怎样变化, 负荷输入功率总大于电机的标准功率, 空载时的负荷功率比较高, 且随转速呈几何级数的关系上升。在玉米秸秆粉碎过程中, 水分增加越高, 产量降低率就越低, 但并不是含水率越低越好, 当含水率低于 10% 时, 粉碎能耗增大。对于相同含水率, 随着筛孔直径的增大, 负荷输入功率和吨料电耗降低, 生产率增加。度电量和粉碎效率随着锤片厚度的减薄而增加, 当锤片厚度为 4mm 时, 既能保持较高的粉碎效率, 又保证了一定的耐用度。锤片数量对度电产量影响较大, 度电产量随着锤片数量的增加而降低^[30]。

2007 年黄宏伟等对麦草秸秆粉碎特性做了试验研究, 发现影响小麦粉碎质量的主要因素依次为刀辊转速、动定刀间隙、壳体包角; 刀辊影响最大, 动定刀间隙影响相对最小。另外, 动刀速度对粉碎合格率的影响最大, 对功耗次之, 对转矩影响最小^[31]。

国外对生物质秸秆切碎方面的研究主要集中于麦秸、稻草秸等软茎节类秸秆, 主要分析了秸秆切碎功耗、切碎长度以及切断效率的各种影响因素, 1986~1989 年 O'Dogherty 等人分析了切割速度、割刀参数、受切根数等因素对切割过程的影响, 指出秸秆切割过程中有一临界速度, 在 15~30m/s 范围内, 低于临界速度, 能耗和无效切割快速增加; 大于临界速度, 能耗基本不变, 实际切割长度接近于理论长度^[32]。

综上所述, 影响秸秆切碎特性的因素很多, 主要有切割速度, 动刀形状、有无定刀以及动定刀间隙、锤片的厚度和数量等等。另外一个主要因素即切碎长度, 它是影响物料压缩成型的主要因素之一, 而国内对其研究较少。总之, 在诸多因素互相影响的情况下, 要设计出最优的参数, 是本文研究的主要方向。

2.3 秸秆利用工艺

传统的秸秆加工处理主要是用在饲料工业上。秸秆虽然是十分重要的粗饲料资源, 但由于其粗蛋白含量很低, 粗纤维含量高, 矿物质含量低且不均衡, 所以直接喂饲, 适口性差, 家畜采食量少, 消化率低。另外, 传统的秸秆利用方式是直接燃烧, 因其密度小, 灰分多, 已不再适应农民生活水平的需要。提高秸秆利用价值的处理方法有多种, 如物理处理方法(铡切、粉碎、膨化、揉搓、热喷、浸泡、辐射等)、化学处理法(碱化、氨化、酸处理及复合处理等)、生物学处理法(青贮、微贮等)。绝大部分加工工艺的前处理都要经过机械加工阶段。机械加工是其他处理方法的基础和前提, 通过机械加工之后, 化学和生物加工处理更易发挥作用。将农作物秸秆粉碎或切碎后机械压缩成燃料块, 能有效地改变其燃料特性, 热值接近中质烟煤, 平均为 16736KJ/kg, 大大提高了秸秆利用效率, 秸秆利用的工艺流程如图 2-2 所示^[33]。

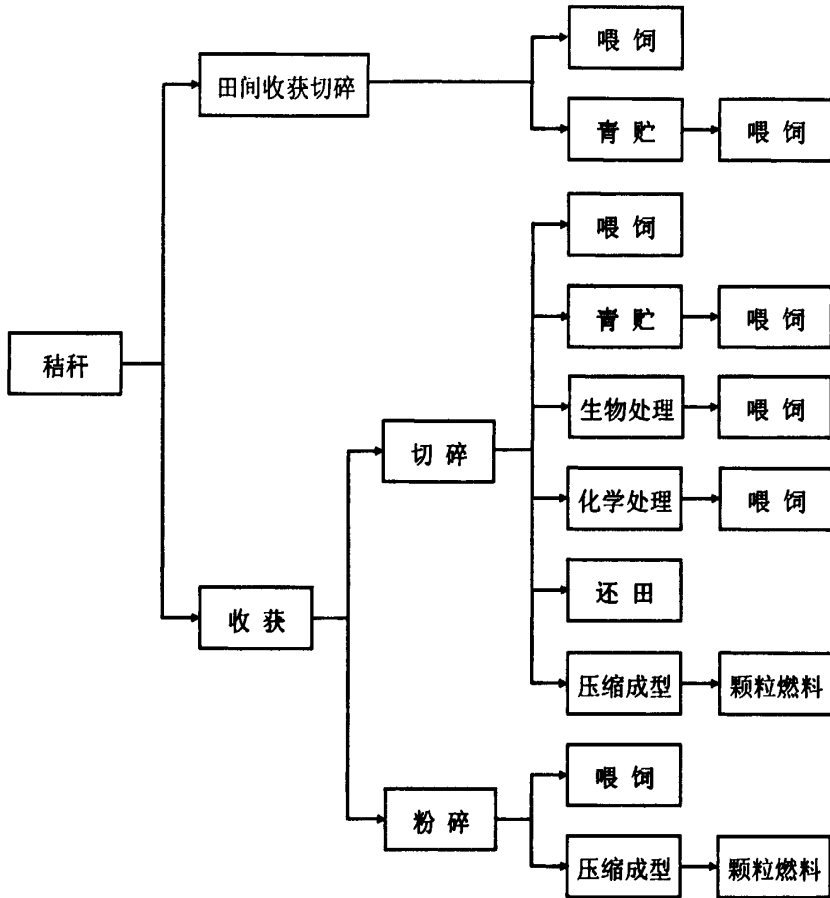


图 2-2 秸秆加工工艺

图 2-2 表明，秸秆可以就地处理，即田间收获切碎；也可以直接收获存放后再进行加工处理，此时，可以直接切碎（铡切式粉碎方式）或粉碎（其他粉碎方式）。也就是说，无论何种方式，在进一步利用之前必须进行切碎（粉碎）预先处理。

通过以上对各种特性的分析得出，每一种类型的秸秆适用于不同的粉碎方法。本文的研究对象是我国产量丰富的玉米、稻秆、麦秸等，直接粉碎较易缠丝，故选择先将其切碎，再粉碎，下文的研究将按该思路进行。

2.4 本章小结

本章介绍了物料粉碎理论与方法，从中了解到 4 种粉碎方法各自的优缺点以及粉碎过程中物料的力学性质，帮助我们在设计中根据不同的物料正确地选择对应的粉碎方法；同时对普遍的生物质秸秆的物理和化学特性进行了总结分析，得出一般物料的抗剪强度范围和物料的基本组成成分，并分析了秸秆加工工艺，进一步确定该设计的重要性。通过分析秸秆的切碎性能，掌握了在切碎过程中动定刀间隙、有无定刀、锤片厚度等各种因素对切碎的影响。

3 复合式秸秆粉碎机总体及零部件结构设计

3.1 设计基本思想

试将现有秸秆加工机械的所有功能融合为一体,即在一个设备中有切碎、粉碎(锤片式粉碎机)、揉搓等部件,并在进料口处设置自动进料装置,出料口处设计安装风机,使得该机械在加工过程中对秸秆进行自动进料,节省了人力,保证了进料量和切碎长度,在一定程度上提高了秸秆加工的产量,并保证了加工质量。该机械集合了以上机械的特点:生产率高,适应性广,不仅可用于青、干玉米秸、稻草、麦秸以及多种青绿饲料的揉切加工,而且对于多湿、韧性强等难加工物料(如芦苇、荆条等)也有很强的适应性。

3.2 确定总体方案

初步设计的思路是:通过电动机将动力传递给皮带轮,皮带轮将动力传递到主轴上,主轴带动锤片组件和切碎动刀架在箱体内高速旋转,进料口处的物料借助于进料机构的强制拉动作用以及粉碎机尾部的风机的共同作用不断地进入粉碎室,不断地进行切碎、锤片粉碎,筛片不断地进行筛分,较小较轻的物料脱离高速圆周运动的轨道通过筛片进入出料口,而较大较重的物料则继续留在粉碎室内被粉碎。传动系统如图 3-1(a)所示。

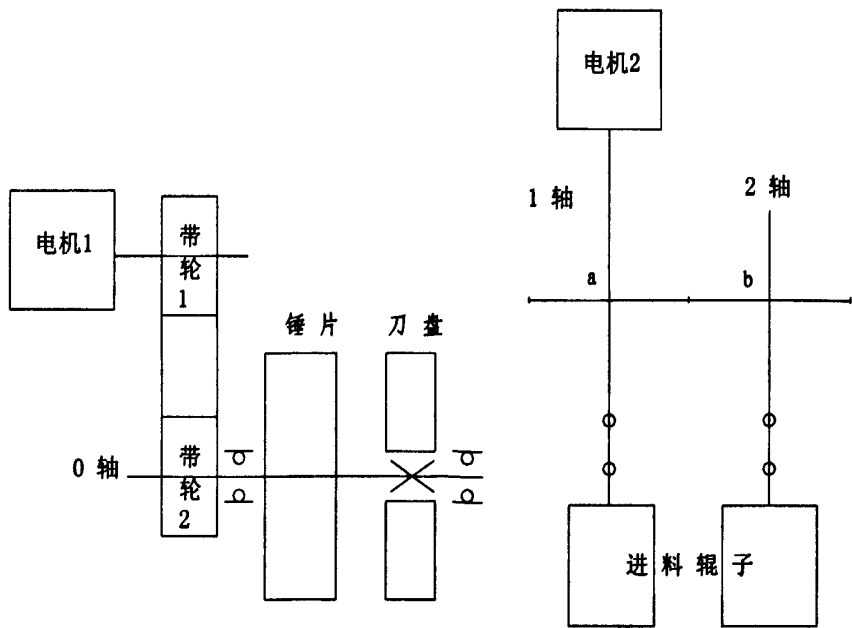
该复合式秸秆粉碎机主要由喂入机构、秸秆切碎机构、秸秆揉搓机构和传动机构四部分组成。秸秆切碎机构主要由动刀组和定刀等部件组成;秸秆揉搓机构主要由揉搓转子、揉搓板、锤片组件和筛片等工作部件组成。总体结构由图 3-1(b)所示。

3.3 复合式秸秆粉碎机主要参数设计计算

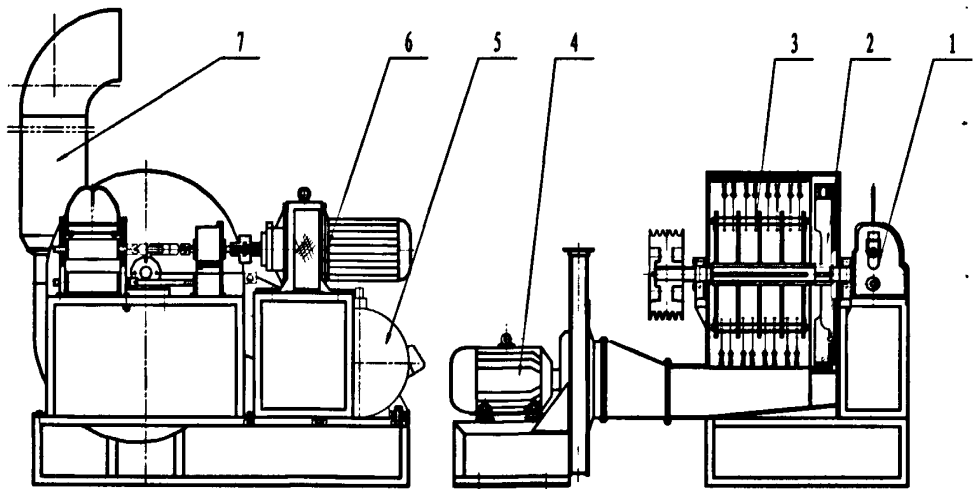
3.3.1 自动进料机构设计

复合式秸秆粉碎机自动进料机构是用来将秸秆以一定的速度向切碎器推进,并夹持住秸秆以利切断,为了保证切割整齐,要求喂料过程中料层无相对滑动,并在草厚度变化时,保证夹紧物料。

自动进料机构由喂入口、上下喂入辊子、喂入辊压紧调节机构等组成。设计时,我们将上下喂入辊设计成带有沟槽的形式,以加大喂入辊对物料的抓取能力;增加压紧调节装置,即将上喂入辊做成可上下移动的形式,以保持均匀快速的喂入过程中夹紧物料,使喂入口间隙高度可随喂入层的厚度而自动调整,从而始终保证了物料的切碎效果,浮动机构由弹簧和滑块等组成,当物料层加厚时,可克服弹簧的压力使上喂入辊向上浮动;对喂入辊的转速、直径、沟槽深度等参数进行了精心选择^[34]。该设计的自动进料机构采用全封闭式齿轮传动,大大提高了其使用寿命及可靠性,同时也使喂入速度更加均匀稳定。



(a) 复合式秸秆粉碎机系统传动示意图



(b) 复合式秸秆粉碎机的总体结构示意图

1、进料机构 2、动刀切碎结构 3、揉搓机构 4、输送电机 5、主电机 6、进料机构调速电机 7、出料管

图 3-1 复合式秸秆粉碎机总体方案的确定

(1) 喂入口。喂入口的结构直接影响本机的喂入均匀性、连续性以及加工质量和生产率，主要涉及喂入口的安装位置、角度和尺寸大小。

喂入口尺寸由高度 a 和宽度 b 决定。根据文献^[35]可知，产量为 10t 的揉搓机宽度 $b=300\text{mm}$ ，高度 $a=(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4})b=70\text{mm}$ 。由于本机是与成型机所匹配的，成型机所要求的产量在(1~2)t，所以本机的产量预设也不是很高。故类比结果取 $a=75\text{mm}$ ， $b=200\text{mm}$ 。喂入口宽度即为喂入辊子长度。

秸秆类加工机具多为轴向或切向安置。本机采用轴向安装。同时将其安装角度 α 在

与水平面成 $5^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 进行了试验, 结果表明, 当 α 在 $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 范围内时, 将秸秆放入喂入口后, 与高速旋转的转子略有接触, 便被转子全部顺利带入揉碎室内, 而无需人工强制填入。既保证了连续可靠, 又提高了工作安全性。如角度继续增大, 虽然会使喂入效果进一步改善, 但导致进料斗倾斜过高, 易造成操作者疲劳, 所以不可取^[36]。

(2) 喂入辊子。

①工作状态分析。喂入辊的工作状态如图 3-2 所示:

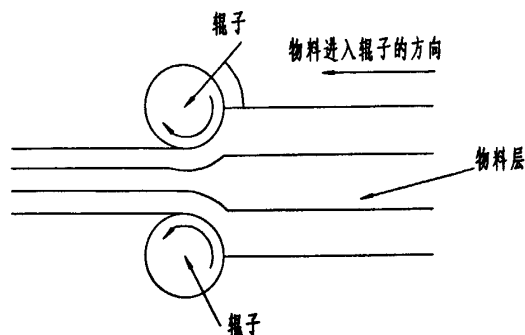


图 3-2 辊子工作状态示意图

喂入辊工作时, 对物料产生作用力 R , 受力分析如图 3-3 所示。设 R 力与两喂入辊轴心连线夹角为 α 。两喂入辊喂入物料时, 还有摩擦力 f_R , 方向与 R 垂直。 f_R 是起卷入物料作用的力, R 力在水平方向的分力是阻止物料卷入的力, 故喂入辊工作的必要条件为

$$2f_R \cos \alpha \geq 2R \sin \alpha \quad (3-1)$$

故 $f = \tan \varphi \geq \tan \alpha$, 即 $\varphi \geq \alpha$

式中, φ ——物料对喂入辊表面的摩擦角, 秸秆为 $17^{\circ} \sim 27^{\circ}$, 青饲草 $18^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 。

从以上分析, 若要保证输送物料, 必须 $\varphi \geq \alpha$, 故加大喂入辊与物料间的摩擦系数, 可以提高喂入辊的喂入性能^[37,38,39]。

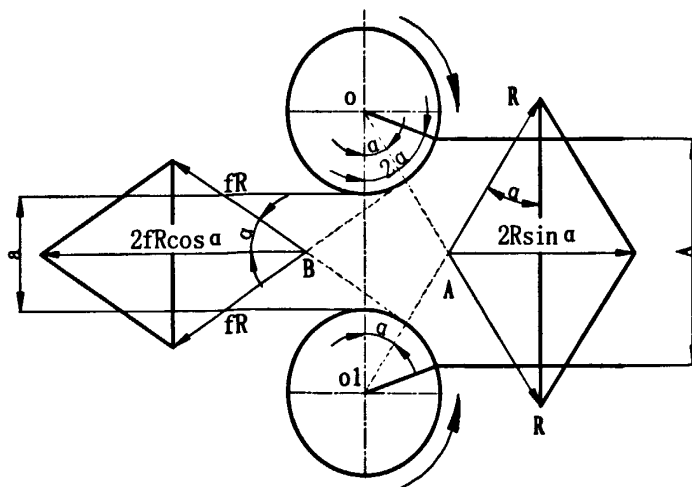


图 3-3 喂入辊工作分析

②喂入辊的直径。喂入辊的直径是影响卷入物料的一个重要参数。喂入辊直径越小, 喂入传动比也就越小, 机器结构也就越紧凑。但当直径过小时, 将产生打滑、缠

绕, 甚至不能输送物料。因此, 喂入辊最小半径的确定应以能输送物料为前提。

根据图 3-3 喂入辊工作过程分析, 若喂入层的厚度为 A , 经过喂入辊压紧后变为 a , 喂入辊的半径为 r , 得:

$$OO = 2r + a = 2r \cos \alpha + A$$

$$\text{即} \quad 2r(1 - \cos 2\alpha) = A - a \quad (3-2)$$

$$r = \frac{A - a}{2(1 - \cos 2\alpha)} \quad (3-3)$$

式中符号意义同前。

$$\text{因为 } \varphi \geq \alpha, \text{ 所以, } r_{\min} = \frac{A - a}{2(1 - \cos 2\varphi)};$$

得出喂入辊半径为:

$$r = \frac{A - a}{2(1 - \cos 2\varphi)} \quad (3-4)$$

式中, a ——被压缩后物料层厚度, 20mm;

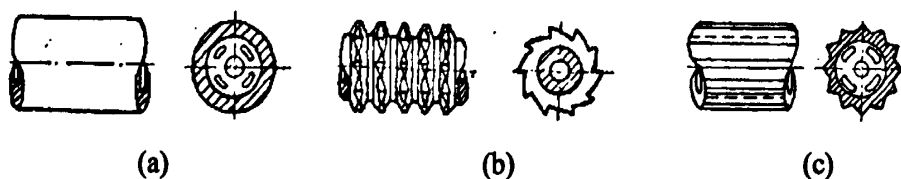
μ ——物料层通过喂入辊时的压缩系数, 0.3~0.7, 本机取 0.35;

φ ——物料层与辊的摩擦角, $16^\circ \sim 32^\circ$, 本机取 30° ;

A ——喂入带上物料层厚度, $A = a / \mu = 57\text{mm}$ 。

则喂入辊子的直径 $D = 75\text{mm}$ 。

③喂入辊的形状。为使喂入辊正常工作, 不应使喂入层过厚, 并应尽可能增大物料层与辊子的摩擦角 φ , 以提高喂入辊的抓取能力。为此, 辊子的表面最后采用具有各种沟槽的喂入辊 (如图 3-4)。



a、光面辊 b、刀齿形 c、沟齿形

图 3-4 喂入辊形状

图中(a)光面辊子的摩擦力相对小, 进料效果不如(b)和(c), (b)具有圆周向沟槽的喂入辊极易缠草。有些辊子往往加装梳齿板, 并将辊面机械加工, 这又导致装配困难和制造成本增高。所以, 有的秸秆粉碎机上喂入辊是光面的, 下喂入辊是沟齿形的。本文在设计时考虑到沟槽辊卷入能力相对比较大, 所以在此设计中进料上下辊子均采用沟槽式辊子。

④喂入辊的表面沟槽参数设计。沟槽式喂入辊抓取能力强, 夹持作物稳定可靠。沟槽齿尖与其旋转方向相反, 以免挂草, 齿形在轴向长方向上保持完整, 即不设环状沟槽。如图 3-5 所示^[38]。

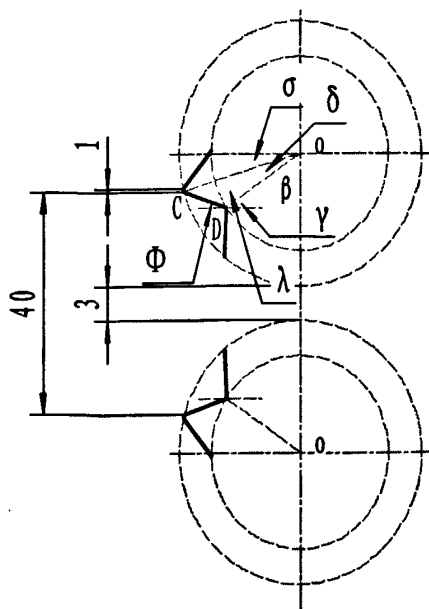


图 3-5 辊子表面设计示意图

注：本章示意图中出现的所有尺寸单位均为 mm。

取齿数 $Z=10$ ，则每齿占有 36° 圆心角，齿顶弧长取 1mm（即 1.53° ）

所以，齿槽圆心角 $\delta=36^\circ-1.53^\circ=34.47^\circ$

本文中选用直径约 40mm 的玉米秸秆作为设计，则喂入辊的沟槽开口为 40mm，假设喂入辊原始间隙为 3mm，故单辊开口占 $\frac{40-3}{2}=18.5\text{mm}$ 。

所以，辊齿开始工作角

$$\sigma = \arcsin \frac{r-18.5}{r} = \frac{37.5-18.5}{37.5} = 30.44^\circ \quad (3-5)$$

$$\beta = 90^\circ - \delta - \sigma = 25.09^\circ, \quad \gamma = 90^\circ - \beta = 64.91^\circ$$

又沟槽工作面 CD 进入工作状态时应出于 $\Phi_{\min}=16.699^\circ$ ^[36]

所以， $\lambda=180^\circ-\Phi_{\min}-\gamma=98.391^\circ$

在 $\triangle OCD$ 中，

$$\frac{37.5}{\sin \lambda} = \frac{OD}{\sin(180^\circ - \theta - \lambda)} \quad (3-6)$$

故 $OD=28\text{mm}$ ， $Dg=56\text{mm}$ ，沟槽径向高度为 $\frac{75-56}{2}=9.5\text{mm}$ 。

由于沟槽的工作面 CD 在开始工作时，开口 40mm，又处于 Φ_{\min} ，这样就保证粗壮玉米秸秆能及时地被棘齿抓住并顺利地输送给切刀。由此，可看出辊面状况的改变—合理的沟槽设计可大大提高喂入能力。

最终设计的喂入辊子结构如图 3-6 所示。

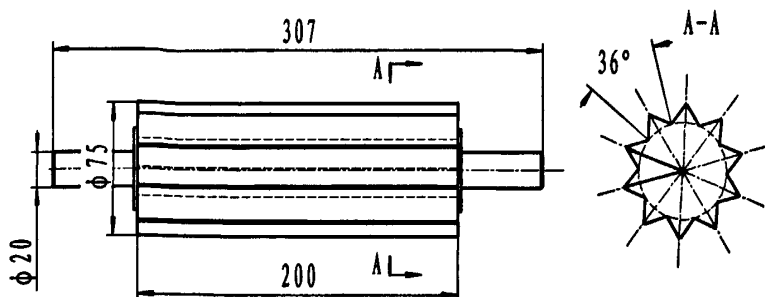


图 3-6 喂入辊子结构示意图

(3) 压紧机构的设计。在本设计中增加压紧调节机构，当喂入层增加或减少时，始终有足够的压力作用在物料层上，使切碎器切割整齐。近年来国外设计的自动进料机构，不但要能卷入、输送和压紧物料，而且要有足够大的压力，在输送物料的同时将物料压扁，特别是类似玉米秸秆的硬茎节压碎。因此，喂入辊的压紧机构起着重要的作用。常见的压紧机构有三种形式，如图 3-7 所示。

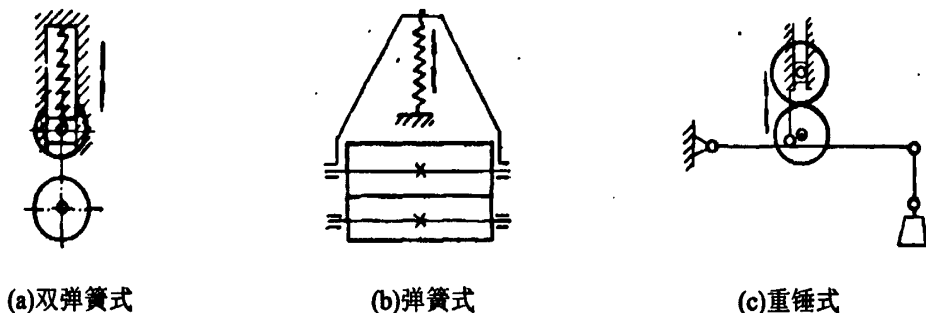


图 3-7 压紧机构的形式

①双弹簧式。弹簧式压紧机构的上喂入辊移动距离较大，常用于大中型切碎机上。双弹簧式压紧机构与弹簧式相似，但是使用的是两根压力弹簧，用得较少。

②弹簧式。弹簧式压紧机构的上喂入辊两侧轴承固定在弓形杆 L，可沿铅垂方向的滑道滑动，弓形杆通过拉力弹簧与机体相连。当物料层变厚时，上喂入辊克服弹簧的拉力向上抬起；故上辊对物料层的压紧力是随着物料层的加厚而增大，这对改善切割质量是有利的。

③重锤式。重锤式结构简单，不论物料层厚薄压紧力始终一致，但其可移动的距离不大，多用于小型机。

由于喂入辊不能做得很重，所以利用喂入辊自身的重量对料层施加压力有限，故广泛地采用弹簧加压机构。本机采用张力弹簧式加压机构，如图 3-8 所示。上喂入辊对物料有一定的压力，该压力随着物料厚度的增加而增加，当物料厚度超过一定值时，上喂入辊的张力弹簧被顶起。这样保证了喂入辊轴的平行度，降低功耗，减少磨损，延长机器的使用寿命。

本文选取 GB/T4142-2001 圆柱螺旋拉伸弹簧 A 型（圆钩环型），材料直径 $d=2\text{mm}$ ，中径 $D=10\text{mm}$ ，初拉力 $F_0=37\text{N}$ 。

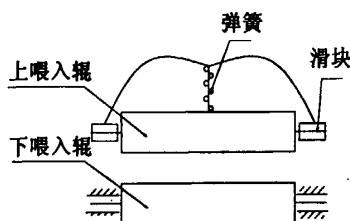
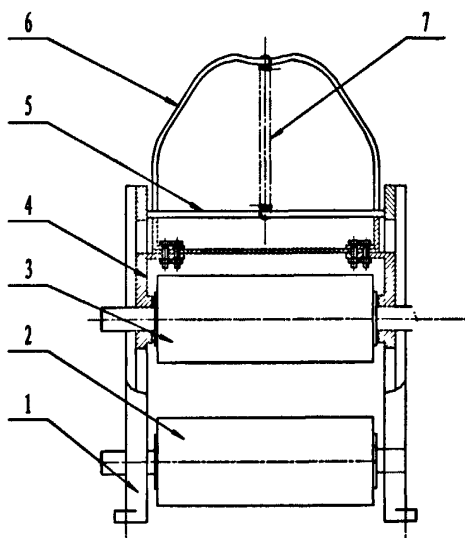


图 3-8 压紧机构示意图

(4) 自动进料机构核心结构。机器工作时，上喂入辊随着喂入物料的直径变化，靠轴座上的滑块，上下喂入辊中心距在 75~144 mm 之间，以便适用于不同物料喂入并夹紧，如图 3-9 所示。



1、喂入辊子支架 2、下喂入辊 3、上喂入辊 4、滑块 5、横杆 6、拉杆 7、弹簧

图 3-9 自动进料机构核心结构示意图

3.3.2 切碎机构参数设计

切碎机构主要是由动刀和定刀组成的，其工作原理是主轴带动刀盘转动，安装在刀盘上的动刀进行高速度旋转，与定刀形成剪切作用，使物料切碎成段。

(1) 确定切碎方式。复合式秸秆粉碎机的切碎机构主要参照目前市场上的铡草机切碎方式进行设计。目前铡草机切碎器的形式有轮刀式（盘刀式）和滚筒式两种。其中轮刀式多为铡草机所用，滚筒式切碎器多用于青饲料收获机上；轮刀式切碎器动刀片刀刃的类型主要有凹曲线型、凸曲线型和直线型^[38]。曲线型刀片刃线回转轨迹是圆柱面，故动、定刀的切割间隙达到处处均匀一致，切割性能好。但是曲线型刀片的加工制造以及维修都比较困难。

国内铡草机刀盘转速大都在 800r/min 以下，一般安装 2~4 把动刀^[41]。转速越高，消耗功率越大。根据试验^[4]，主轴转速在 900~1450r/min 时，各种类型刀刃切碎物料时的生产率增加是不同的，直刃刀的生产率增加较快。而锤片加工的转子转速一般在

2000~4000r/min, 转速太高, 造成生产加工危险。根据锤片式粉碎机的发展分析(2009)可知, 锤片式粉碎机的发展方向是从高速到低速, 为了降低工作噪声, 降低转子转速在 1000~1500r/min 之间。为保证适当的锤片末端线速度, 粉碎机的转子直径必然增加。目前生产中广泛使用的生产率为 1t/h 的秸秆揉搓机, 其配套动力为 7.5~10kW, 主轴转速 2500r/min。在这样的动力配置下, 作业时揉搓机的负荷很不均匀, 喂料后均有明显的转速下降, 实际工作转速只是在 1600~1800r/min 之间^[42]。

所以本机设计也参考其选用直刃刀切碎, 刀片数为 4。为使功率不至于太大, 主轴转速也选择不能太大, 本机设计选择 $n_{\text{主轴}}=1200\text{r/min}$ 。

(2) 切碎器设计要求。影响切碎性能的因素主要有: 一是切割要稳定, 秸秆相对于定刀片没有滑移; 二是切割时产生滑切, 减少切割阻力, 降低切割功的消耗; 三是对切碎器轴的载荷比较均匀, 以减小圆盘(飞轮)的重量, 或使机器工作较平稳, 从而使切割阻力变化均匀^[43]。为配合 4 把动刀的安装, 设定的动刀架为 4 个伸出端, 如图 3-10 所示, 在刀架的背面安装了 4 把切割用的直刃刀片, 下面利用该刀架对切割性能进行分析。

①切割过程分析。切割按刀片刃线运动方式可分为滑切和砍切两种。滑切时刀片切割点运动方向与刀刃线互相不垂直, 而砍切时刀片切割点运动方向与刀刃线相垂直。在切割过程中滑切使刀片斜置切入, 实际刃角相应将会变小, 刃线变锐, 减小切割阻力, 可知滑切比砍切省力, 且在一定滑切角范围内, 滑切程度越大, 切割越省力。

如图 3-11 所示为其中一把动刀的滑切切割点速度图, 当刀片产生滑切角时, 切割点速度 V 分解为两部分: 方向平行刃线的滑切速度 V_1 ; 方向垂直刃线的砍切速度 V_2 。速度 V 和 V_2 夹角为滑切角 τ , 在一定滑切角范围内, 滑切程度越大, 切割越省力。

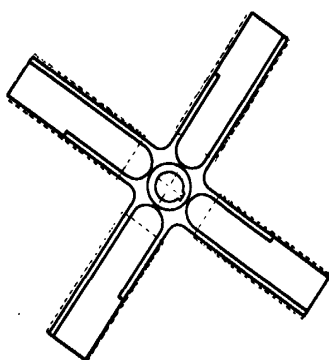
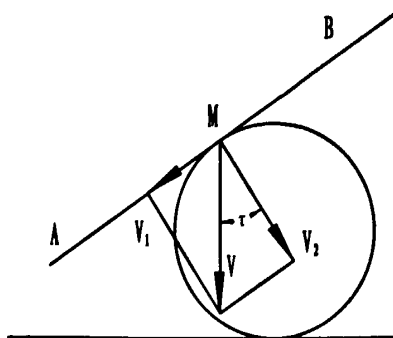


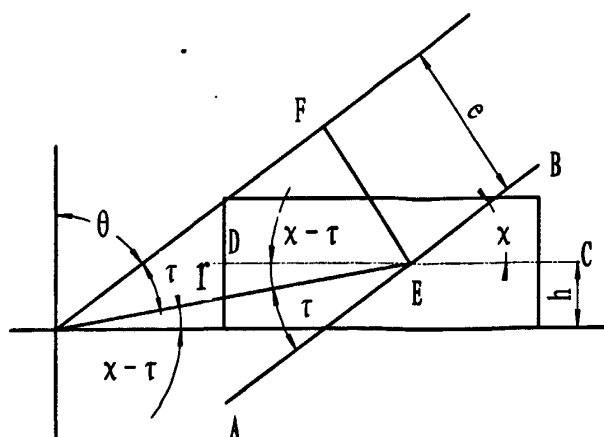
图 3-10 直刃刀动刀架简图



AB、刀刃; M、切割点; V_1 , V_2 、切割分速度

图 3-11 刀片的滑切

②推挤角分析。图 3-12 动刀刃线 AB 与进料口下边缘间的夹角为推挤角 χ 。切割时如果推挤角过大, 秸秆受刀片作用, 会先沿刃线一侧滑移, 逐渐集中在最后阶段切割, 结果造成刀片负荷不均, 刃线末端磨损严重, 碎段变长, 切碎质量变坏。因此, 为保证切割稳定, 不产生滑动切割, 应满足如下切割条件: $\chi \leq \psi_1 + \psi_2$



O、动刀回转中心；AB、动刀片；e、偏心距； τ 、滑切角；r、切割半径； χ 、推挤角

图 3-12 切割参数示意图

式中， ψ_1 、 ψ_2 ——秸秆与动刀之间的摩擦角。

根据文献^[4]，取 $\psi_1=12^\circ$ ， $\psi_2=38^\circ$ ，则 $\chi \leq 50^\circ$ 。

由图 3-12 推出 $\theta = \frac{\pi}{2} - \chi$ ，故刀片推挤角随着切割点外移、回转角的增大而减小。

③滑切角分析。直刃刀刀片的滑切角 τ 在数值上等于刀片刃线 AB 与切割半径 r 之夹角，如图 3-12 所示。为保证刀片有滑切，其刃线 AB 至回转中线 O 应具有偏心距 e，得

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{e}{\sqrt{r^2 - e^2}} \quad (3-7)$$

从中看出，动刀切割开始到结束，随着切割点的外移，切割半径 r 的增加，刀片的滑切角逐渐减小。所以，刀片切割阻力矩随着切割半径的增大，滑切角的减小，切割阻力的增大而增大。试验表明对多数物料， τ 取 $30^\circ \sim 50^\circ$ 时功耗最小，常取 $20^\circ \sim 60^\circ$ 。

(3) 动刀刀盘大小设定。根据市场调研，进行类比，设定喂入口内侧对回转中心 O 的水平距离（侧距）c 为 110mm，刀刃线的偏心距 $e=45\text{mm}$ ；喂入口的尺寸为 $a=200\text{mm}$ ， $b=75\text{mm}$ 。则：刀盘直径 $D=2 \times (a+c+20)=660\text{mm}$ 。动刀架结构如图 3-13 所示。

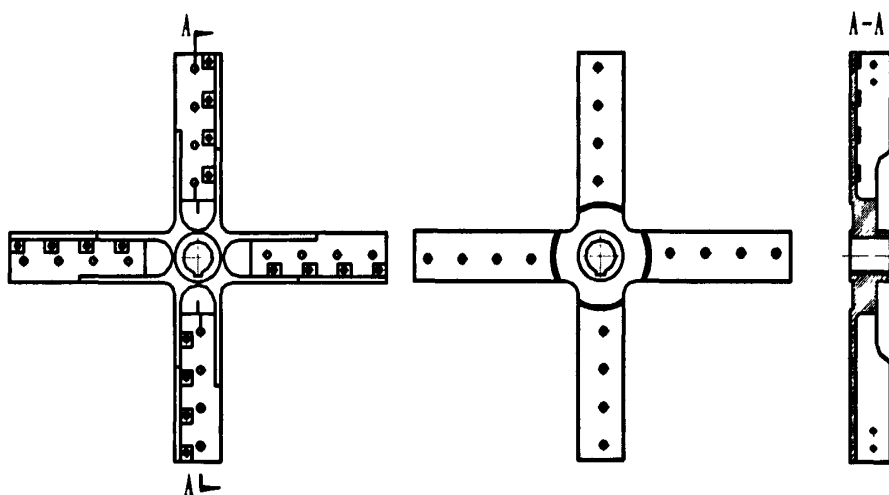


图 3-13 动刀架结构图

(4) 动、定刀参数设计。物料的切碎长短取决于动刀片数量以及动刀末端线速度。刀片数量不应过多或过少，若数量过多，在转子转数一定的情况下，切割的次数增多，加工后的物料过细过短；反之，加工后的物料过粗过长。经试验，本设计将 4 把动刀分别对称安装在动刀架上，动刀的工作直径为 0.66m。动刀片末端线速度是本设计的重要参数之一，动刀末端的线速度越高，机器的切削能力越强，但机器工作越不稳定，对机器的制造工艺要求和成本将会提高；反之，物料的合格率又会下降。所以，动刀末端线速度必须同时满足加工质量和生产率的要求，其值一般在 38~80m/s 范围内。根据上述两方面的要求，验证：动刀末端线速度为 $v = \frac{n_{\text{主轴}} \pi D_{\text{动刀架}}}{60 \times 1000} = 41.469 \text{m/s}$ ，取 42m/s，满足设计要求。

动刀与定刀的间隙在很大程度上决定了切草是否顺利，生产效率的高低，切草质量的好坏。过大的间隙容易出长草或切不断，过小的间隙容易增加磨损，间隙以 2~3mm 左右为宜。在更换新刀片时，采用增减定刀的垫片调节间隙。

(5) 切碎长度及传动比。切碎长度是复合式秸秆粉碎机主要切碎性能指标之一，机器运转时，秸秆被喂入辊卷入切碎机构的速度 $v = \frac{n\pi D}{60} (\text{m/s})$ ，切碎器每秒切碎次数

$\frac{kn_1}{60}$ ，由此推出理论切碎长度：

$$L = \frac{v}{\frac{kn_1}{60}} = \frac{\pi D}{ki} \quad (3-8)$$

式中， k ——动刀片数；

i ——切碎器主轴与喂入机构传动比；

D ——喂入辊直径，mm。

考虑喂入过程的打滑因素, 实际切碎长度

$$L = \frac{\pi D(1-\varepsilon)}{ki} \quad (3-9)$$

式中, ε ——打滑系数, 一般取 0.05~0.07。其他参数同上。

已知, $D=75\text{mm}$, $L=20\text{mm}$, $k=4$, 由此推出 $i = \frac{\pi D}{kl} = 2.945$ 。

(6) 切碎的产量。理论生产率 Q 用以下公式计算

$$Q = 60klaby'n_{\text{转}} \quad (3-10)$$

式中, a ——喂入口宽度, 取 $a=0.2\text{m}$;

b ——喂入口高度, 喂入口高度应取最大高度的 50%~70%, 这里取 60% 计算, 即 0.045m;

γ ——喂入辊压缩后的饲料容重, 以谷草为准, 约为 $140\text{kg/m}^3 \sim 160\text{kg/m}^3$, 取 $\gamma=150\text{kg/m}^3$;

L ——切碎长度, 取 $L=0.02\text{m}$;

n ——喂入辊转速, 取 $n=1200/2.945=407.4703\text{r/min}$;

K ——动刀数量, 取 $K=4$;

则 $Q=60 \times 4 \times 0.02 \times 0.2 \times 0.045 \times 150 \times 407.4703=2.6\text{t/h}$ 。

(7) 估算切碎功率。

①估算切削力。切削某种材料的难易程度即用切削力来表明。它是计算切削功率、设计和使用切削加工设备及刀具的主要依据。它又是判断刀具磨损、耐用度和加工表面质量的好坏以及加工精度等的第一尺度, 因而计算本机动刀切削力对于整个切碎装置有着至关重要性。

现有资料对于切削力的研究主要集中在木材切削方面, 对于生物质秸秆切碎的切削力的详细计算还没有完善的介绍。另外由于生物质秸秆种类很多, 小麦秸秆属于较难切碎的物料。根据本文第二章可知, 小麦秸秆的抗剪强度范围为 $5.4 \sim 8.4\text{MPa}$, 像秸秆的抗张强度一样, 不同小麦品种秸秆的抗剪强度不同, 对于脆性秸秆其变化系数为 $0.18 \sim 0.40$ 。所以一般的稻草类秸秆的抗剪强度一般会比较小一些, 这里取小麦抗剪强度的最小值计算切削力^[20], 得到小麦秸秆的单位长度切削阻力 $F_{\text{ssmax}}=16545\text{N}$ 。考虑动载荷的影响 $F'_{\text{ssmax}}=K_d F_{\text{ssmax}}$, 动载荷系数 K_d 取 $1.2 \sim 1.3$, 取 $K_d=1.2$ 。

代入上式得 $F'_{\text{ssmax}}=1.2 \times 16545=19878\text{N}$ 。

②估算功率。根据粗略计算和切削理论, 可将一般秸秆的单位长度切削阻力定在 $10000 \sim 20000\text{N/m}$ 范围内。

$$P = \frac{F' \times a \times \left(\frac{D-l}{2} \right) \times \frac{n}{60} \times b \times k \times 2\pi}{2\pi \left(\frac{D-l}{2} \right)} = \frac{F' \times a \times b \times n \times k}{60} \quad (3-11)$$

式中, P ——切碎估算的功率, kW;

D ——刀盘直径, m;

l ——刀片长度, m;

F' ——单位长度切断秸秆阻力值, N;

a ——进料口宽度, m;

b ——进料口高度, m;

k ——动刀的数量。

经计算得, $P=(11\sim 22)\text{kW}$, 取 $P=13\text{ kW}$ 。

3.3.3 揉搓机构参数设计

由于粉碎室内的物料—空气环流层是以略低于锤片的速度与锤片同向旋转, 速差较小, 因此, 大部分碰撞只能使物料发生形变而不能使之一次性破碎, 需经多次碰撞才能完全粉碎。因而物料在锤片粉碎室内的运动及碰撞粉碎过程是复杂的, 但总的来说, 主要有以下两种作用: ①物料受锤片的冲击作用; ②锤片和物料、筛片和物料、齿板和物料相互间作用。对于硬茎节脆性物料, 主要受冲击作用而粉碎; 对于韧性大的物料主要受磨擦作用而粉碎。但是, 无论何种物料的粉碎, 都是冲击、搓擦和磨擦的综合结果^[44]。为了让物料在粉碎室内更充分的破碎, 我们详细设计了揉搓机构的各个部件参数。

(1) 转子设计。影响粉碎加工物合格率的另一重要因素是物料在揉搓室内受打击和揉搓的次数。而影响打击和揉搓次数的主要因素是锤片的数量、锤片末端的线速度、转子的转数和锤片外端面到揉搓室内壁间的间隙大小。由于进入揉搓室的物料已经过动、定刀的切割, 因此该机的锤片数较卧式揉搓机可少很多, 这样既增加了机器工作时的稳定性, 同时又降低了成本。根据切碎机构设计结果得知, 锤片的工作直径与动刀的工作直径一样, 即 0.66m , 锤片末端的线速度为 42m/s 。

动刀、锤片的工作直径和动刀、锤片的末端的线速度都已确定, 则转子的转速为:

$$n = \frac{60v}{\pi d} \quad (3-12)$$

式中, v ——锤片的末端的线速度, $v=42\text{m/s}$;

d ——转子部件的外径, $d=0.66\text{m}$;

经计算得, $n=1215\text{r/min}$ 。

(2) 配套功率。揉搓所需的功率可按下式估算^[37]

$$N_2=(6.4\sim 10.5)Q \quad (3-13)$$

式中, N_2 ——揉搓配套功率, kW;

Q ——粉碎机生产率, t/h。取 2.5t/h ;

$(6.4\sim 10.5)$ ——粉碎系数, 粗粉碎取小值, 细粉碎取大值。

计算得, $N_2=(16\sim 26.25)\text{kW}$ 。本机为粗粉碎, 取小值, $N_2=17\text{ kW}$ 。

(3) 揉搓室宽度 B 。粉碎室宽度 B 与其转子直径 D 之积可以参照粉碎机的经验公式

求得

$$B \cdot D = \frac{K_c \times N}{V} \quad (3-14)$$

式中, B ——粉碎室宽度, mm;

D ——转子直径, mm;

V ——锤片末端线速度, m/s;

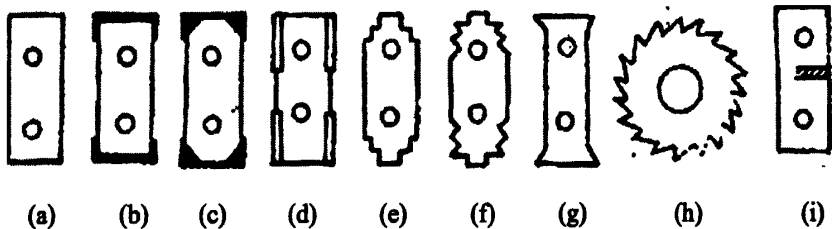
K_c ——经验系数, 一般取 $K_c=0.55 \sim 0.75$, 取 0.65;

N ——配套动力, kW。

经计算得: $B=400\text{mm}$ 。

(4) 锤片参数设计。锤片是揉搓机的主要易损件, 要求它具有良好的耐磨性, 其设计是否合理直接影响着工作性能和使用寿命。

①锤片形状。锤片的形状很多, 目前世界上使用的有几十种。常见的如图 3-14 所示。



a、矩形 b、c、d、堆焊锤片 e、阶梯形 f、多角形 g、尖角形 h、环形 i、复合钢矩形

图 3-14 锤片的种类

其中矩形锤片: 通用性好, 形状简单, 易制造。有两个销孔, 可轮换四个角来工作。堆焊锤片: 即在矩形锤片的角边堆焊碳化钨或特殊的耐磨合金, 可以延长使用寿命 2~3 倍, 但制造成本较高。阶梯形: 工作棱角多, 但耐磨性差些。多角形、尖角形: 可提高粉碎效率, 尤其是加工秸秆效果更好, 但耐磨性差, 使用寿命短。环形: 只有一个销孔, 工作中自动变换工作角, 使锤片处于有利于粉碎的工作状态, 因此磨损均匀, 使用寿命也较长, 但结构比较复杂。复合钢矩形: 制造简单, 使用寿命长, 但其材料由轧钢厂提供。

综合以上特点, 矩形锤片应用最广。我国的锤片式粉碎机的锤片已标准化, 1986 年由中国农机院拟定的机械工业部部标三种规格, 都是矩形双孔锤片。故本机采用了矩形锤片。

②锤片尺寸。锤片的厚度及长度对粉碎机工作性能及生产率有一定的影响。根据实验, 薄锤片可以显著提高生产率和降低功率消耗。但太薄的锤片耐磨性却很差, 使用寿命也短。在不影响使用寿命的情况下, 采用薄锤片是有利的。目前常用的锤片厚度为 4~6mm。

锤片的长度对不同物料的加工性能均有影响, 但不十分明显。根据实验, 短锤片加工谷壳及木薯片的性能较好, 加工玉米的性能较差, 但采用短锤片要加大转子圆盘直

径, 增加整机重量。根据我国制定的锤片标准, 参数如表 3-1 所示。

表 3-1 标准锤片规格 (mm)

型号		L (长度)	h	B (宽度)	d	δ (厚度)
I	A	120	90 ± 0.3	40	16.5	2
	B					8
II	A	180	140 ± 0.3	50	20.5	5
	B					8
III	A	140	100 ± 0.3	60	30.5	5
	B					8

I 型用于小型粉碎机, II 和 III 型用于大、中型粉碎机, 故本机采用了 II 型, 厚度为 5mm。

③锤片数目确定。参考锤片式饲料粉碎机, 该机锤片数目 z 由下式确定:

$$z = \frac{k_1 B}{e} \quad (3-15)$$

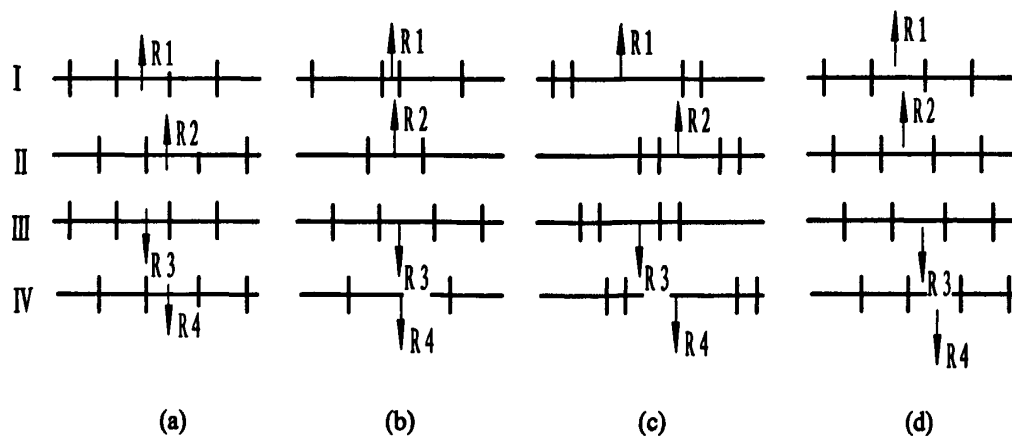
式中, B ——揉搓室宽度, 400mm;

e ——锤片厚度, 5mm;

k_1 ——锤片配置密度系数, $k_1=0.28 \sim 0.42$;

通过上式计算得 $z=22 \sim 34$ 。该机设计为 24 把锤片。

④锤片排列。转子上锤片的排列方式直接关系到转子的平衡和锤片的磨损均匀程度。所以锤片的排列应该做到: 锤片的运动轨迹不重复、沿粉碎室宽度锤片运动均匀、物料不被推向一侧, 有利于转子的平衡。常用的排列方式有四种, 如图 3-15 所示。



a、对称排列 b、对称交错排列 c、交错排列 d、螺旋线排列

图 3-15 锤片的排列方式

对称排列即对称轴 I 和 III、II 和 IV 上的锤片对称安装。对称排列的锤片运动轨迹重复, 在同样轨迹密度下, 需增加锤片数量, 耗用钢材多。但是对称销轴的离心力合力作用线 $e=0$ 且大小相等, 可以相互平衡, 转子运动平稳, 物料也没有侧移现象, 锤片磨损比较均匀, 故应用广泛。

对称交错排列不仅轨迹均匀而不重复, 而且锤片排列左右对称, 四根销轴的离心合力作用在同一平面上, 对称轴相互平衡, 所以平衡性好, 应用较广泛。

交错排列分为单片和双片两种。锤片轨迹均匀而不重复，对称销轴的离心力合力可以相互平衡，转子运动平稳。但是作业时物料略有推移，销轴间隔套规格较多，在更换锤片时较繁琐。

螺旋线排列分为单螺线和双螺线。排列方式简单、轨迹均匀不重复。但是作业时物料将顺螺旋线的一侧推移，使此侧锤片磨损加剧，粉碎室沿宽度方向负荷不均匀。销轴 I 和 III（或 II 和 IV）上离心力的合力的作用线相距 $e > 0$ ，两力不能平衡，当转子高速旋转时出现不平衡力矩，机器产生震动。

本文设计物料在右侧进入粉碎室内，经过粉碎后在左侧被风机引出。所以本机设计锤片分为四组，按双头螺旋式分布，这样有利于物料的及时排出。锤片之间实留工作间隙为 41mm。使得对称销轴的离心力合力可以相互平衡，转子运动平衡，锤片磨损也比较均匀。

⑤ 锤片材料及热处理。锤片的材料与热处理工艺的选择非常重要。锤片可用 15 号、20 号优质碳素钢及 65 锰钢制成，其中 15 号、20 号应进行渗碳处理，渗碳层深度为 0.8~1.2mm，表面硬度为 HRC56~62，销孔周围 4mm 处硬度不超过 HRC28。65 锰钢热处理后淬火区的表面硬度为 HRC50~57，非淬火区硬度不超过 HRC28。

一般使用 60~100h 后锤片应换角使用。为延长寿命，最常见的方法是堆焊碳化钨合金，焊层厚 1~3mm。其寿命比 65Mn 整体淬火锤片的使用寿命提高了 7~8 倍，但成本高出 2 倍。堆焊碳化钨锤片的缺点是对焊接工艺和转子平衡要求较高^[48]。

在本次设计中，我们采用了低碳钢表面渗碳淬火的锤片，锤片的外层硬，耐磨性好，内层软，不容易断裂，使锤片工作部位形成韧性好而耐磨的理想状态。

锤片对物料的作用主要是以摩擦为主的粉碎，为了增加产量，可以增大锤片与物料之间的摩擦，所以本文设计的锤片，将矩形两侧加工成锯齿形状，并在锤片的末端增加一些容易更换的附件，如图 3-16 所示。

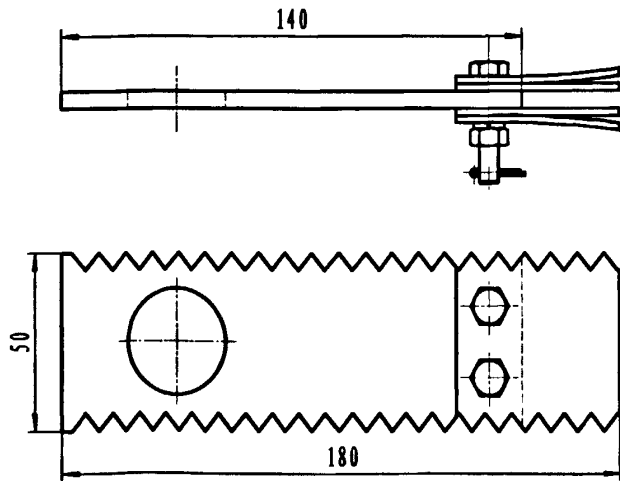


图 3-16 锤片组件

(5) 验证揉搓产量。本机的生产率分为两部分：一是切碎部分的生产率；二是揉搓部分的生产率。若切碎部分的生产率大于揉搓部分的生产率，则在揉搓部位造成物料的

堆积,对揉搓粉碎很不利。所以当两者“合二为一”,机器的生产率应该按照切碎部分的结果来衡量。本机的锤片按双头螺旋式分布,现可参照螺旋输送机的计算公式来验证本机的生产率 Q 。

锤片在离心力的作用下展开,形成一螺旋输送装置,推动物料向风机一侧移动,最后由风机将完成揉搓的物料经出料口抛出机外。理论生产率可参照下式计算,即

$$Q = [\pi(D^2 - d^2)/4]60\psi n S \gamma C \quad (3-16)$$

式中, D ——揉搓室直径, $D=0.68\text{m}$;

d ——螺旋轴径, $d=0.39\text{m}$;

ψ ——充满系数, $\psi=0.3$;

n ——转速, $n=1215\text{r/min}$;

S ——螺距, $S=0.041\text{m}$;

γ ——被输送物料的容重, $\gamma=0.15\text{kg/m}^3$;

C ——理论输送系数, $C=1$ 。

计算得 $Q=32\text{t/h}$ 。在实际生产中,实际抛出系数约为 $C'=0.3$ 。因此,实际生产率为

$Q_{\text{实际}} = QC' = 9.8\text{t/h}$ 。完全可以满足切碎生产率的要求,不会造成揉搓室内物料的堆积。

(6) 筛片。筛片一般由钢板冲孔而成,通常采用圆形孔,呈三角形分布。筛片须经过碳氮共渗处理。渗层深度为 $0.07\sim 0.17\text{mm}$;筛片表面处理硬度应不低于HRC30~70。孔间距 t 与筛片厚度 δ 一般满足 $t/\delta \geq 1.1$ 。这种筛制造方便,应用最广。

筛片的厚度对粉碎性能也起到很大作用。物料颗粒以一定的倾角通过筛孔,在切向速度较大时,筛片越厚越是不容易通过。本设计设定筛片的厚度为 3mm 。

筛孔孔径的大小影响物料的质量和生产率。孔径小,粉碎粒度小,质量好,但功率消耗大,生产率降低;孔径大,粉碎粒度大,质量差。孔径与粒度之间满足关系 M (粒度) $= (0.25\sim 0.33)d$ (孔径, mm)^[49]。为了提高生产率,应在满足粉碎粒度和质量的前提下,尽量选用大孔径的筛片。目前秸秆类粉碎机普遍选用孔径 $3\sim 4\text{mm}$ 的筛片。根据上述关系式,本文设计粉碎粒度 $M=10\text{mm}$,故选用 3mm 孔径的筛片。

筛片安装在粉碎机转子外围,根据不同的进料形式上筛片形成不同的包角。对于切向进料的粉碎机,筛片的包角为 180° ;对于径向进料的粉碎机,筛片包角为 300° 。本文设计粉碎机为切向进料方式,故设计的筛片的包角为 180° 。

本文设计的筛片如图3-17所示。

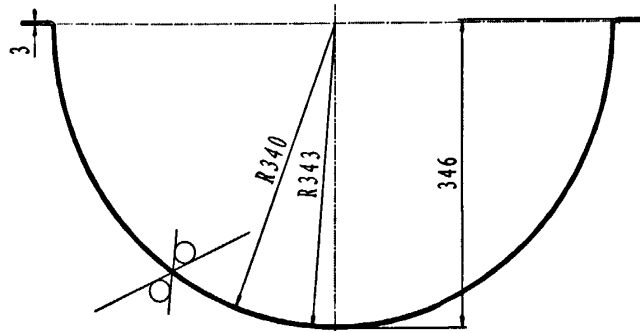


图 3-17 筛片结构示意图

筛板的开孔率是筛片的重要参数之一，开孔率大，筛分能力强，产量高，粒度均匀。开孔率 K 可按下式计算

$$K = \frac{\pi d^2}{2\sqrt{3}t^2} = 90.7 \frac{d^2}{t^2} \% \quad (3-17)$$

式中， t ——筛孔中心距，mm；

d ——筛孔直径，mm。

筛孔展开及筛孔排列图如图 3-18 所示， $t=5\text{mm}$ ， $d=3\text{mm}$ 。

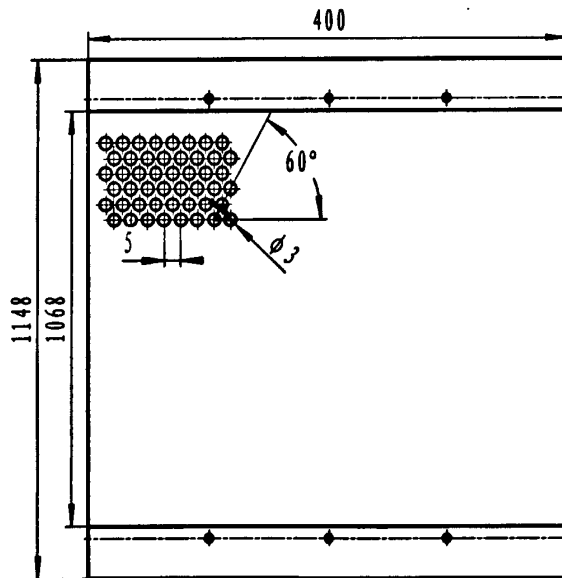
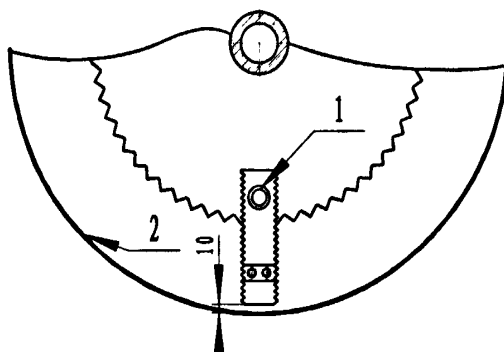


图 3-18 筛孔展开及筛孔排列图

经计算得 $K=32.65\%$ 。

(7) 锤筛间隙。锤筛间隙即转子旋转时锤片末端与筛片之间的距离，它决定了粉碎室内物料层的厚度。物料在粉碎机中粉碎时，物料层是沿粉碎室表面移动的。落到锤片工作表面的物料会沿其表面滑动，同时做旋转运动。



1、锤片 2、筛片

图 3-19 锤筛间隙示意图

根据文献^[49]得知,较大的颗粒首先会到达筛子内表面,而较小的颗粒被大颗粒阻隔而位于物料环流层内侧,很难筛出,如果锤筛间隙过大,大颗粒很难被锤片打碎而使生产率降低,甚至出现喷料现象;如果锤筛间隙过小,物料虽然能顺利出筛,但由于位于锤片和筛片之间受锤片击打作用和筛片摩擦作用的物料较少,而使粉碎机生产率降低。因此,粉碎机锤筛间隙应该选择一个比较合适的数值。目前国内的锤筛间隙为 6~12mm。这个数值和粉碎机自身因素如转子线速度等有一定关系,另外,不同的物料也会影响这一数值。本文设计取锤筛间隙为 10mm,如图 3-19 所示。

(8) 齿板及锤齿间隙。齿条的作用是加强对物料的碰撞、揉搓作用,它对沿轴线移动的秸秆起到一定的支撑和阻流作用。支承作用使锤片对秸秆的打击由无支承状态变为有支承状态,有利于锤片将物料打成碎段;阻流作用使秸秆沿轴向运动呈波动状态,有利于将秸秆揉成丝状。因此齿条在揉碎过程中的作用是相当重要的。目前很多采用铸铁或厚钢板制成的整体式齿板,当部分齿端磨损后,需整块更换,增加了用户的负担。

本机采用了可更换式的齿条组,当局部磨损时,只需更换若干齿条即可,所以减轻了用户的费用。齿条用铸铁制造,其表面激冷成白口,以增强其耐磨性。齿板的齿形有直齿形、人字形和高齿形三种。

影响齿条作用的主要参数有齿条的高度、排列的密度和方向。根据文献^[36]中的试验,当齿条高度在 15~18mm 范围内时,加工质量可以保证。本机设计的齿条高度为 15mm,图 3-20 为与动刀配合使用的齿条,图 3-21 为与锤片组件配合使用的齿条,包角不一样,其余参数相同。

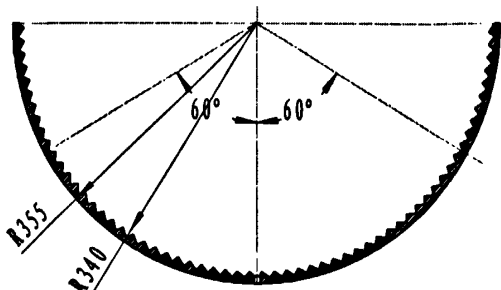


图 3-20 与动刀配合使用的齿条(包角为 180°)

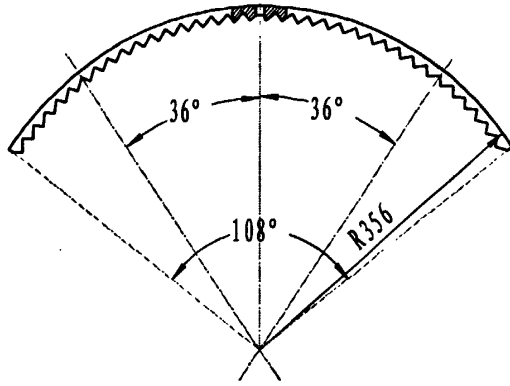
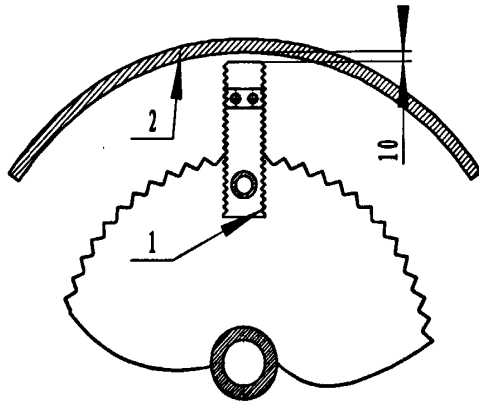


图 3-21 为与锤片组件配合使用的齿条(包角为 108°)

由锤片末端与齿条顶端构成的锤齿间隙是随转子直径和齿条高度的变化而变化的。这个间隙影响加工物料的合格率。间隙过大，遭受锤片打击的机会少；间隙过小，物料遭受锤片打击的机会增多，使加工的物料过细粉碎，锤片端部的摩擦阻力增大，功耗增大。目前国内揉搓机的锤片外端面到揉搓室内壁间的间隙取值范围 5~22mm，推荐间隙为 8~14mm^[48,49]，本机设计取值 10mm。



1、锤片 2、齿条

图 3-22 锤齿间隙示意图

3.3.4 传动系统设计

该机传动系统分为两部分：一是粉碎部分；二是进料部分。下面将分别介绍两部分的参数设计^[51]。

(1) 大电机参数选择。根据切碎和揉搓两部分功率估算可选本文主电机功率为 30 kW，Y200L-4 型电动机，转速为 1470r/min，转矩为 193.58N·m。

(2) 主传动系统参数设计。主传动系统只有一根主轴。

已知： $n_{\text{电机轴}}=1470\text{r/min}$ ， $n_{\text{主轴}}=1200\text{r/min}$ 。

可求得：

$$i_1 = \frac{1470}{1200} = 1.225;$$

$$P_{\text{主轴}} = \eta \times P_{\text{电机轴}} = 0.96 \times 0.99^2 \times 30 = 28 \text{ kW};$$

$$T_{\text{电机轴}} = 9550 \times \frac{P_{\text{电机轴}}}{n_{\text{电机轴}}} = 195 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$T_{\text{主轴}} = \eta \times T_{\text{电机轴}} = 0.96 \times 0.99^2 \times 195 = 183.5 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

(3) 皮带轮的设计。

① 选择普通 V 带。取参数 $K_A = 1.3$, $P_c = K_A P_{\text{电机轴}} = 1.3 \times 30 = 39 \text{ kW}$ 。选 C 型 V 带。

② 确定带轮基准直径, 验算带速。文献^[51]推荐小带轮基准直径为 200~315mm。

则取 $d_{d1} = 250 \text{ mm} > d_{\min} = 200 \text{ mm}$, 所以,

$$d_{d2} = \frac{n_{\text{电机轴}}}{n_{\text{主轴}}} \times d_{d1} \times (1 - \varepsilon) = \frac{1470}{1200} \times 250 \times (1 - 0.02) = 300.125 \text{ mm},$$

取 $d_{d2} = 315 \text{ mm}$ 。

$$\text{实际从动轮转速 } n'_{\text{主轴}} = n_{\text{电机轴}} \times \frac{d_{d1}}{d_{d2}} = 1470 \times 250 / 315 = 1166.67 \text{ r/min},$$

$$\text{转速误差为: } (n_{\text{主轴}} - n'_{\text{主轴}}) / n_{\text{主轴}} = (1200 - 1166.67) / 1200 = 0.0278 < 0.05 (\text{允许}).$$

$$\text{③ 带速 } V. V = \frac{\pi d_{d1} n_{\text{电机轴}}}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 250 \times 1470}{60 \times 1000} = 19.24 \text{ m/s}, \text{ 在 } 5 \sim 25 \text{ m/s} \text{ 范围内, 带速合}$$

适。

④ 确定带长和中心矩。取 $a = 920 \text{ mm}$ 。

$$\text{⑤ 验算小带轮包角. } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_{d2} - d_{d1})}{a} \times 57.3^\circ = 175.95^\circ > 120^\circ \text{ (适用)}.$$

⑥ 确定带的根数。查表得, $P_1 = 9.25 \text{ kW}$; $\Delta P_1 = 0.46 \text{ kW}$; $K_a = 0.99$; $K_L = 0.94$ 。由下式得

$$Z = \frac{P_{\text{电机轴}}}{P'} = \frac{39}{(9.25 + 0.46) \times 0.99 \times 0.94} = 4.316 \quad (3-18)$$

取 $z = 5$ 。

⑦ 确定初拉力 F_0 。查表得 $q = 0.3 \text{ kg/m}$, $v = 19.24 \text{ m/s}$, 由下式单根 V 带的初拉力:

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_a) P_c}{K_a z v} + q v^2 = 336 \text{ N} \quad (3-19)$$

$$\text{⑧ 计算轴上压力 } F_Q. F_Q = 2ZF_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \times 5 \times 336 \sin(175.95 / 2) = 3357.9 \text{ N}.$$

表 3-2 带传动的最终方案

带型	根数 (1~5)	带长 (mm)	直径 d_1 (mm)	直 d_2 (mm)	中心距 (mm)	小带轮 包角 α (120°)	带速 (5~ 25m/s)	初拉 力(N)	轴上压 力(N)
C	5	2715	250	315	920	175.95	19.24	336	3357.9

(4) 主轴的设计计算。

①轴直径估算。选用 45#调质，硬度 217~255HBS。根据轴的基本直径估算公式估算主轴的基本直径

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

(3-20)

式中， C ——常数，取决于轴材料的许用扭转应力系数；

P ——主轴传递的功率，kW；

n ——主轴的转速，r/min。

取 $C=115$ ，代入式(3-20)，即 $d \geq 33\text{mm}$ ；考虑轴端和中间段开有键槽，将轴直径取为 50mm。

②轴的结构设计。主轴是该复合式秸秆粉碎机的主要部件，该结构比较简单，但是在主轴上安装了锤片转子和动刀架，该轴的设计是否合理在一定程度上影响切碎和揉搓的质量。设计结构如图 3-23 所示。

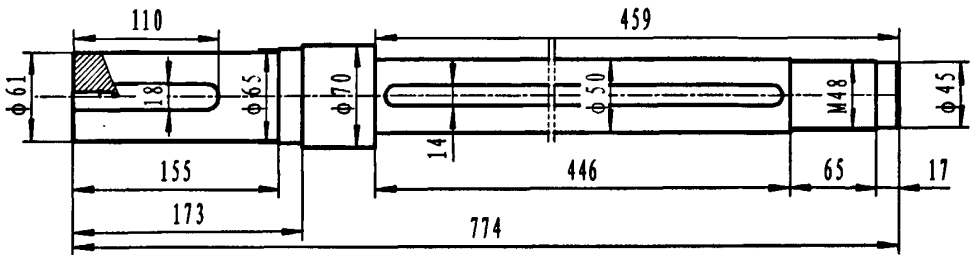


图 3-23 主轴基本结构示意图

(5) 进料部分传动设计。

①进料辊子转速 $n_{\text{辊子}}$ 。本机设计秸秆先经过进料辊子，然后经过动定刀的切碎，最后进入揉搓室，每一步的速度都将互相影响。根据预定的切碎长度计算出主轴与进料辊子之间的传动比为 2.945。

故可计算辊子转速为 $n_{\text{辊子}} = \frac{n_{\text{主轴}}}{i} = \frac{1200}{2.945} = 407.4703\text{r/min}$ ，由此可知，进料速度

$$v = \frac{n_{\text{辊子}} \pi D_{\text{辊子}}}{60 \times 1000} = 1.6001\text{m/s}.$$

②进料电机选型。根据市场上现有的类似进料机构，所需的动力一般在 0.55~3kW 左右。本机为保证系统的持续进料，选择较大的电机作为动力来源，取电机功率为 3 kW。进料辊子由齿轮系统的两根轴带动，故而齿轮箱轴的转速等于进料辊子转速，即 407r/min。根据以上参数，选择 YCT160/4B 型交流调速电机，参数如下。

表 3-3 电机参数

型号	标称功率 kW	额定转矩 N·m	调速范围 r/min
YCT160-4B	3	19.2	1250~125

③齿轮传动的设计计算。选用 8 级精度直齿圆柱齿轮；两个齿轮均选 40Cr（调质硬

度为 280HBS); 齿轮传动比 $i=1$, 齿轮齿数 $z=49$, 两个齿轮参数一致; 按齿面接触强度设计查得, 载荷系数 $K_A=1.2$, $K_V=1.08$, $K_\beta=1.1$, $K_\alpha=1.2$, $Z_H=2.5$, $Z_\epsilon=0.8$;

$K=K_A K_V K_\beta K_\alpha=1.7$, $Z_E=189.8\sqrt{MP}$; $\varphi_d=0.4$; $\sigma_{HP}=415$; $T=19.2\times 0.993=19.07\text{N}\cdot\text{m}$;

$u=1$ 。由下式可初步计算出齿轮分度圆的直径

$$d_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (3-21)$$

取 $d_1=50\text{mm}$; $m_n = \frac{d_1}{z}=1.02$, 取标准模数 $m_n=1.25\text{mm}$, 则 $a = \frac{m_n(z+z)}{2}=61.25\text{mm}$

$d_1 = m_n z = 61.25\text{mm}$; $b = \varphi_d d_1 = 24.5\text{mm}$, 取 $b_2=25\text{mm}$, $b_1=b_2+5=30\text{mm}$ 。

计算当量齿数: $Y_{F1}=3.65$, $Y_{S1}=1.5$, $Y_{F2}=2.77$, $Y_{S2}=1.56$, $Y_\epsilon=0.68$ 。

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{F1} Y_{S1} Y_\epsilon}{bm^2 Z} = 126.11 \text{Mpa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} Y_{S2}}{Y_{F1} Y_{S1}} \times \sigma_{F1} = 99.53 \text{Mpa} < [\sigma_{F2}], \text{ 所以安全。}$$

④ 齿轮箱轴的设计。齿轮箱轴的设计类似于主轴的设计计算, 选用 45# 调质, 硬度 217~255HBS。经计算取 $d=20\text{mm}$ 。齿轮箱共有两根轴, 分别带动一个齿数相同的齿轮, 最终共同带动进料辊子的转动以完成进料。两根轴的最小直径均为 20mm, 其结构分别如图。

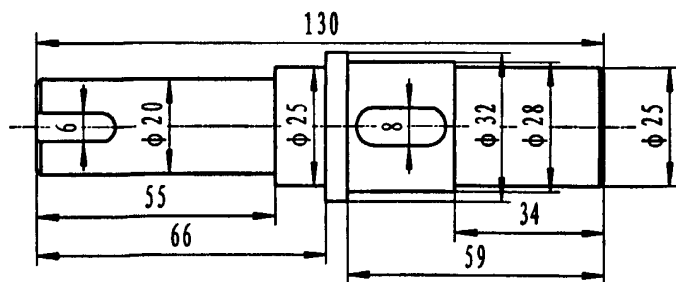


图 3-24 传动轴 1 结构示意图

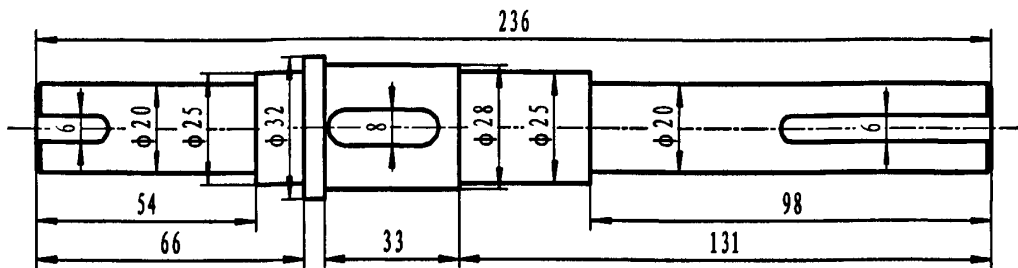


图 3-25 传动轴 2 结构示意图

⑤ 联轴器的选型设计。在进料机构的传动系统中, 通过联轴器将调速电机与齿轮系统的轴联接在一起。电机轴伸出段直径 $d_1=28\text{mm}$; 安置齿轮的轴伸出段直径

$d_2=20\text{mm}$ 。本机选用最常用的凸缘联轴器，型号为

GYS3 凸缘联轴器 $\frac{Y28 \times 62}{Y20 \times 52}$ GB/T1096-1979。

3.4 本章小结

本章是整个设计的关键部分，主要包括四个方面：一是自动进料机构的设计；二是切碎机构的设计；三是揉搓机构的设计；四是传动系统的设计。通过对每一机构进行了详细的参数设计，得出了复合式秸秆粉碎机的各个部件，最终确定了粉碎机整体设计方案。

4 复合式秸秆粉碎机主要部件建模仿真

本文设计使用了 UG NX6.0 对设计过程中的主要零部件进行了实体建模及仿真。

4.1 主要零部件建模及虚拟装配

4.1.1 UG NX6.0 装配建模

UG NX6.0 提供了实体建模和特征建模等很多模块。实体建模模块提供了草图设计、各种曲线的生成和编辑、布尔运算、扫掠实体、旋转实体、沿导轨扫掠、尺寸驱动、定义、编辑变量及其表达式、非参数化模型等工具；特征建模提供了各种标准设计特征的生成和编辑功能，包括各种孔、键槽、凹腔、凸台、圆柱、方块、圆锥、球体、管道等，这些特征均被参数化定义，可对其大小和位置进行尺寸驱动编辑。

UG 也提供并行的自上而下和自下而上的产品开发方法；装配模型中的零件数据是零件本身的链接映像，保证了装配模型和零件设计完全双向相关，并改善了软件操作性能减少了存储空间的需求，零件设计修改后，装配模型中的零件会自动更新，同时可在装配环境下直接修改零件设计；可定义不同零件或组件的参数关系^[52]。

4.1.2 主要零部件建模及虚拟装配

该生物质复合式秸秆粉碎机的四大部分零部件较多，有防护和粉碎等。防护部件对于机器的转动没有太大的影响，只是用于保护操作工的安全，所以在此对粉碎部分的主要零部件如主轴、转子组件、动刀架以及进料辊子进行建模，三维模型如图 4-1 所示。

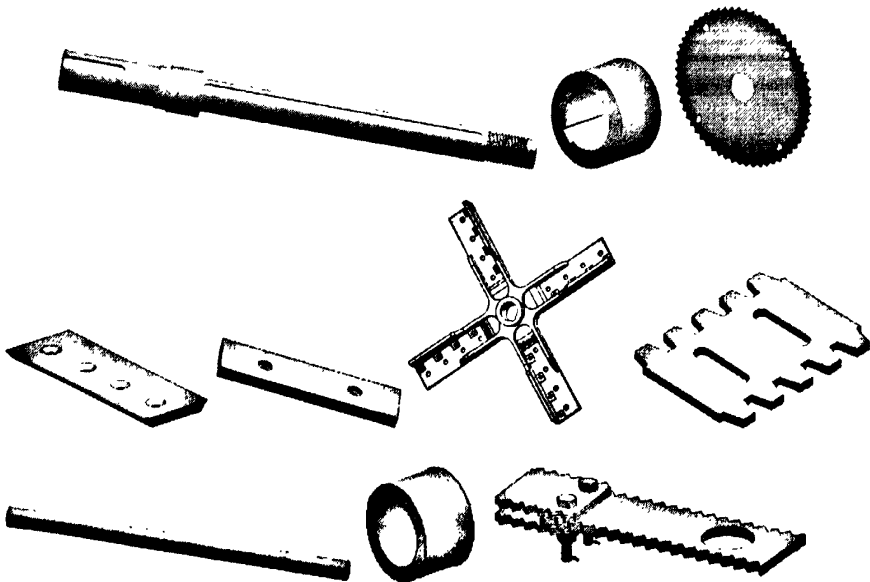


图 4-1 复合式秸秆粉碎机重要零件三维模型

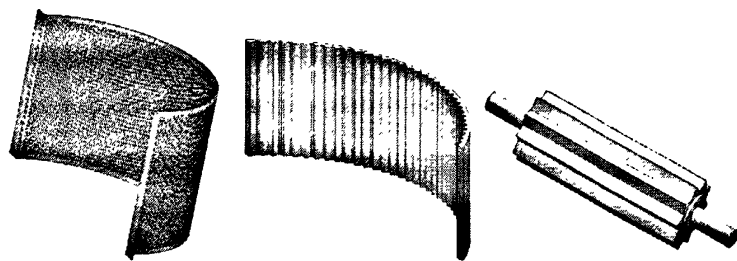
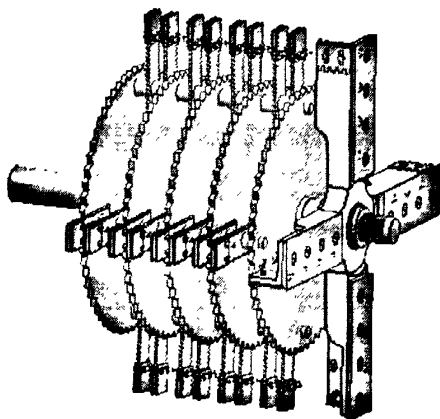
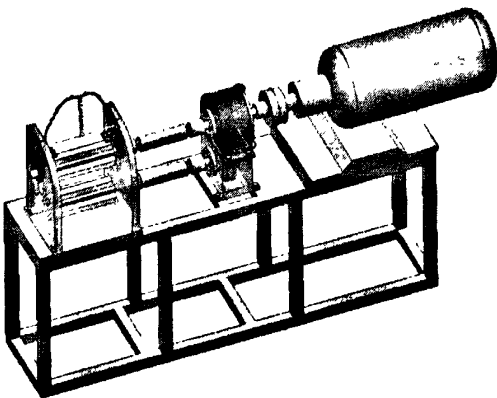


图 4-1 复合式秸秆粉碎机重要零件三维模型（续）

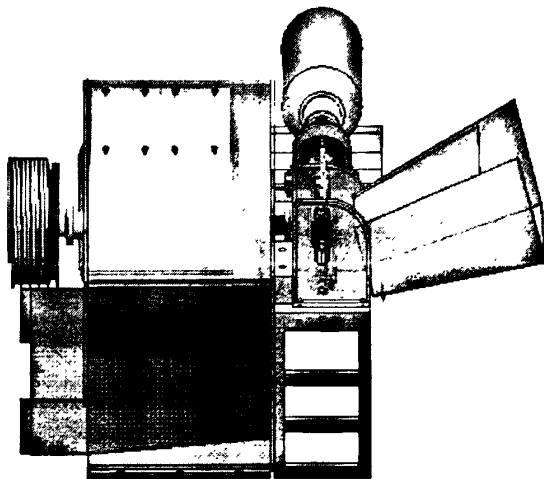
零件虚拟装配过程中最重要的是对零部件进行适当的约束。UG NX6.0 的装配模块不仅能快速组合零件成为产品，而且在装配中，可以参考其他部件关联设计，并可以对装配模型进行间隙分析、质量管理等相关操作。按照自上往下的装配原则，通过组件的定位和配对操作，建立对应的装配关系，本文只对主轴上的重要部件进行装配，主轴主要安装了转子组件和动刀架组件，如图 4-2(a)所示；进料装置装配示意图如图 4-2(b)所示；粉碎机主机装配示意图如图 4-2(c)所示。



(a) 主轴装配示意图



(b) 进料装置装配示意图



(c) 复合式秸秆粉碎机装配示意图

图 4-2 装配示意图

转子和动刀架是本机的主要工作部件。转子包括锤片组件、销轴、转盘等等。锤片通过销轴连接到转盘上，转盘由主轴带动高速旋转，进而使锤片获得很高的线速度，在锤片的高速撞击下物料被粉碎。动刀架包括动刀架和动刀片。刀片使用螺栓固定在刀架上，由主轴传递给刀架的动力带动刀片进行切碎。

4.2 装配干涉分析

干涉检查是验证各零件在装配过程中是否发生冲突的理想工具。通过指定两个检查对象，并指定提供反馈的形式，系统就能自动判断零件是否干涉，并给出相应的反馈信息^[53]。

装配完成之后，通过【分析】菜单的【简单干涉】菜单项，出现如图 4-3 所示的对话框，选择其中的【高亮显示的面对】，选择【在所有对之间循环】。选择要检查的两个零件，如果发生干涉，则干涉的部分以高亮显示，如图 4-4 所示。

在装配中干涉主要有以下 4 种：一是接触干涉，即两物体相互接触，但之间没有干

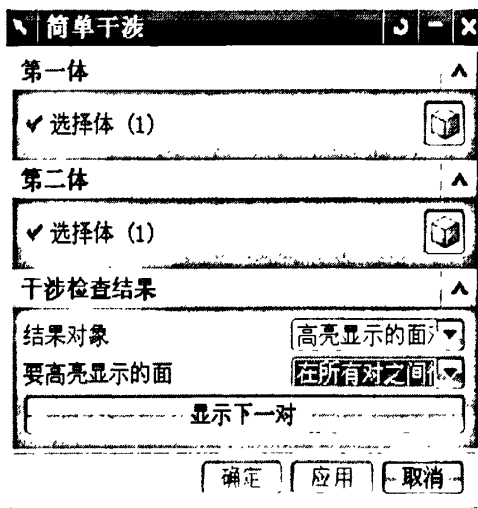


图 4-3 干涉分析



图 4-4 干涉显示

涉；二是包容干涉，即一个完全在另一个里面，这种很少见；三是软干涉，即装配存在间隙，但间隙值小于设定值；四是硬干涉，即通常所说的过盈配合。通过【简单干涉】对所有的装配件进行干涉分析，可生产精确的干涉信息报告表，可根据信息报告对其进行适当的修改，直至没有任何干涉为止。

4.3 粉碎机进料机构运动仿真

在机构被生产前，可用 UG 运动仿真预测机构的运动特性。运动分析模块是 CAE 应用软件，用于建立运动机构模型，分析其运动规律。该模块自动复制主模型的装配文件，建立一系列不同的运动分析方案。每一个运动分析方案均可独立修改，而不影响主模型，一旦完成优化设计方案，就可直接更新装配主模型以反映优化设计的结果。它可以对运动机构进行干涉分析，跟踪零件的运动轨迹，分析机构中零件的速度、加速度、作用力、反作用力和力矩等。运动分析模块的分析结果可以指导修改零件的结构设计或

零件的材料。

在 UG 中运动仿真过程使用的解算器是 ADAMS 解算器。

(1) 前处理器。创建分析方案(创建连杆、运动副和定义驱动约束)是整个分析过程的前处理(Pre-processing)阶段。用这些分析方案得到的信息生成内部的 ADAMS 输入数据文件,再传送到 ADAMS 解算器。

(2) 求解。在求解(processing)阶段,ADAMS 解算器处理输入数据(确定递交的分析方案的解),并生成内部的 ADAMS 输出数据文件,再传送到运动分析模块中。

(3) 后处理。在后处理(Post-processing)阶段,运动分析模块解释 ADAMS 的输出数据文件,并转换成动画、图表及报表文件。

对机构进行运动/动力学分析,设置运动仿真时间为 1s,步数 100。

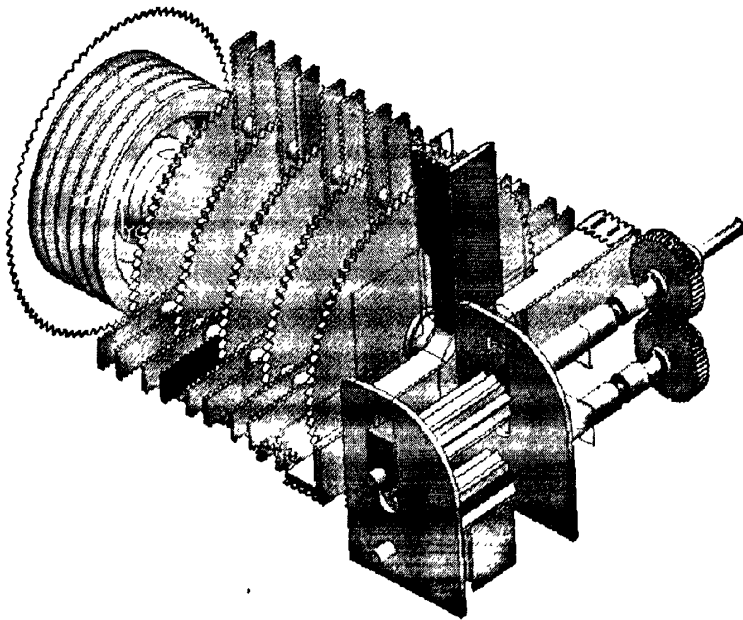


图 4-5 三维仿真动画示意图

4.4 主轴应力分析

4.4.1 高级仿真模块概述

UG NX6.0 高级仿真模块是与 Unigraphics 集成的一种简便而强大的有限元建模与分析工具。它提供了设计工程师和分析人员进行几何建模设计与分析时所需要的一种分析环境。结构性能的有限元分析是机械设计中的一个重要环节,其基本步骤:结构的几何模型、约束和受力简化,有限元网络的生成(能处理包括点、线、面及体等几何信息和约束、受力及温度等属性信息),有限元计算,结果分析及设计改进等。

UG NX6.0 高级仿真模块对于设计工程师和分析人员来说,有如下优点^[54]:

- (1) 可以很方便地对 Unigraphics 的设计模型进行分析。
- (2) 结构分析体系设计问题更易于求解。
- (3) 有限元模型的可量测性。

- (4) 更为直观。
- (5) 节省时间。因为它仅需要较少的步骤，就可以完成分析工作。
- (6) 无须离开当前进行仿真的零件，就可以启动 UG NX 其它模块。
- (7) 如果几何模型修改，相关的有限元分析数据可自动更新，将重复工作减到最少。

4.4.2 分析过程

高级仿真模块的使用界面与 Unigraphics 的其他应用模块相似，可以很容易地将几何模型转换成具有相关性的有限元模型。转换过程从抑制非主要特征和抽取中面几何体开始，也可以编辑和控制模型的特征参数^[55]。仿真分析详细流程如图 4-6 所示。

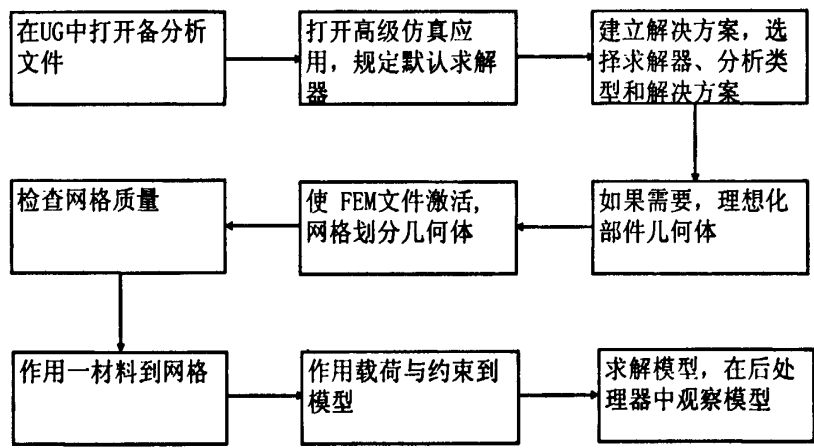
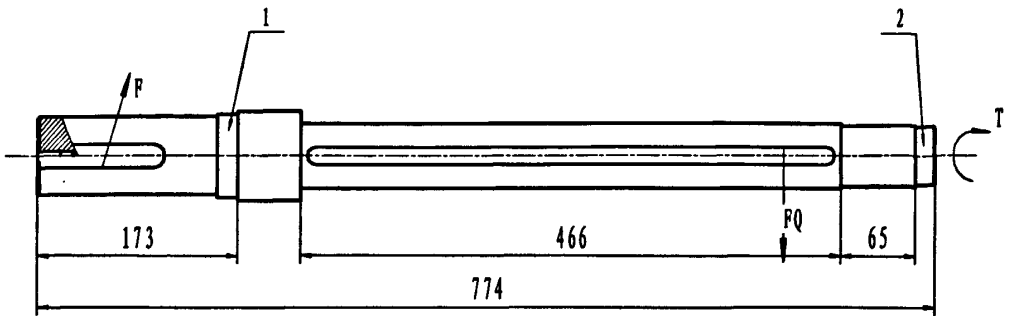


图 4-6 有限元分析流程图

(1) 前处理。网格的划分是完全自动的，并且对几何模型进行操作。所支持的单元类型包括线性和二次三角形（壳单元）、四面体单元（体单元），也包括各种一维单元和点单元。可以指定几何模型全局和局部的网格密度。网格与几何模型相关，几何模型改进后，可以随时通过命令更新网格，并可在求解前对有限元模型进行检查、编辑、修改等。

载荷和边界条件的设定十分方便，并通过图形显示出来。它们都和几何模型相关，几何体发生更改，载荷和边界条件也会自动更新。通过图形界面可以快速建立多重载荷和约束条件。

①主轴受力分析。对产品进行如结构分析、间隙分析、质量管理、有限元分析等，可以提高产品设计的可靠性。本文设计的粉碎机重要的工作部件均安装在主轴上，主轴的受力较多，容易产生故障，现以主轴的有限元分析为例：主轴在运动过程中，主要受到皮带的拉力、刀盘的切削力转化力、以及轴承的支反力。受力状况如图 4-7 所示。



F、皮带拉力，FQ、刀片的切削力，T、扭矩，1、2 位置为轴承放置面，受轴承约束

图 4-7 主轴受力分析

②选择求解器。高级仿真提供许多业界标准解算器的无缝、透明支持，这样的解算器包括 Structures P.E.求解器、NX Nastran、ANSYS 和 ABQUS^[55,57]。

Structures P.E.是一种完整的线性有限元（FEA）求解器，集成在 Unigraphics 之中。该求解器支持多种类型的分析环境，如线性静态分析、模态分析、稳态热传导分析、线性屈曲分析等。

Nastran 是一种线性有限元分析（FEA）求解器。该求解器也支持多种类型的分析环境，如线性静态分析、模态分析、稳态热传导分析、线性屈曲分析等。

ANSYS 是一种分析求解器。可将分析任务提交给 ANSYS 进行求解，求解完成后，可在高级仿真模块中进行分析结果的后处理。

ABQUS 也是一种分析求解器。可将分析任务提交给 ABQUS/Standard 进行求解，求解完成后，可在结构分析模块中进行分析结构的后处理。ABQUS/Standard 提供了两种类型的分析：响应可以是线性和非线性的常规分析；响应是线性的线性扰动分析。

本文选择 NX Nastran 作为主轴解算器进行有限元分析。对主轴模型 fs4.prt 新建 FEM 和仿真。如图 4-8 所示。

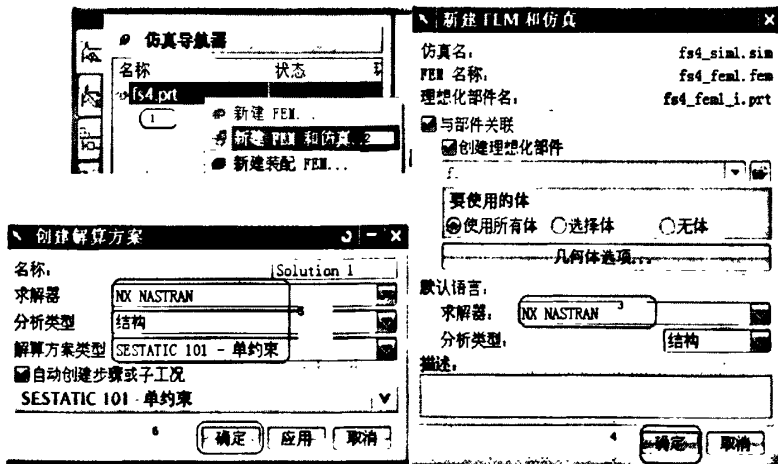


图 4-8 创建分析环境和有限元模型

③理想化几何体。本文的主轴为了很好的固定转盘和刀盘，两端有轴承放置面，并有螺纹以配合圆螺母使用，端部有用来固定皮带轮的螺钉，这些结构对于主轴的受力并

没有很大的影响，却在结构分析的过程中造成分析困难，所以为了理想化分析模型，将模型中的螺钉孔和螺纹以及圆角特征去除。

在“仿真文件视图”中双击 fs4_fem1_i。在该视图下单击“理想化几何体”命令，选用“区域”类型，在模型中选择要去除的特征，如图 4-9 所示的圆角等等。

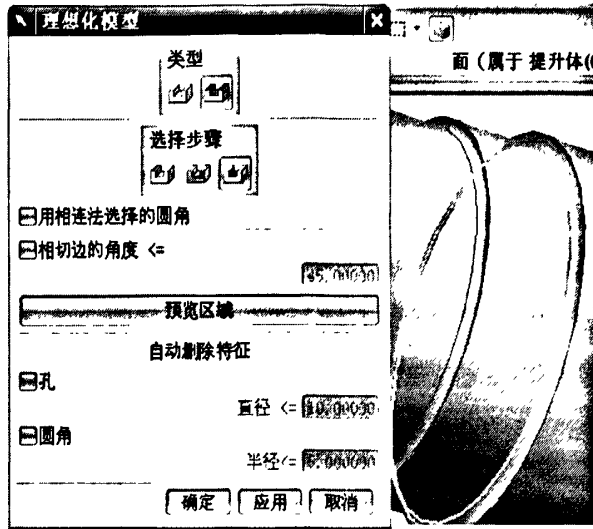


图 4-9 理想化几何体

④网格划分，检查网格质量。要划分主轴的网格，必须先激活 FEM 文件。在“仿真文件视图”中双击 fs4_fem1。在“高级仿真”工具栏上，单击“3D 四面体网格”图标，打开“3D 四面体网格”对话框，选择实体，类型单元选择“CTETRA (10)”，单元大小选择“4.0”，单击“确定”即可。如图 4-10 所示。

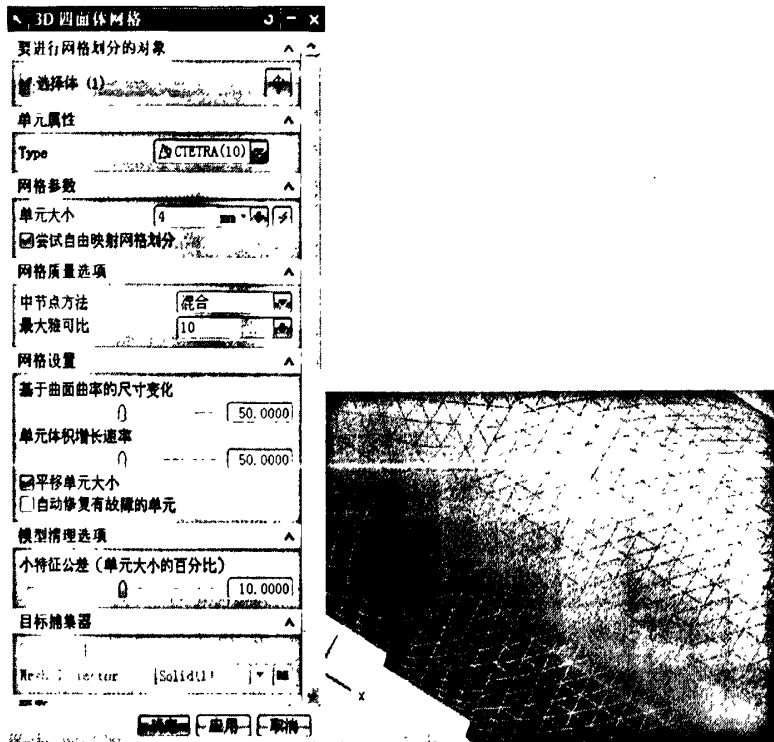


图 4-10 网格划分

⑤设置主轴的材料属性。在“高级仿真”工具栏上，单击“材料属性”图标，打开“指派材料”对话框，选择实体，在“材料”栏里面选择“steel”作为主轴的分析材料。如图 4-11 所示。

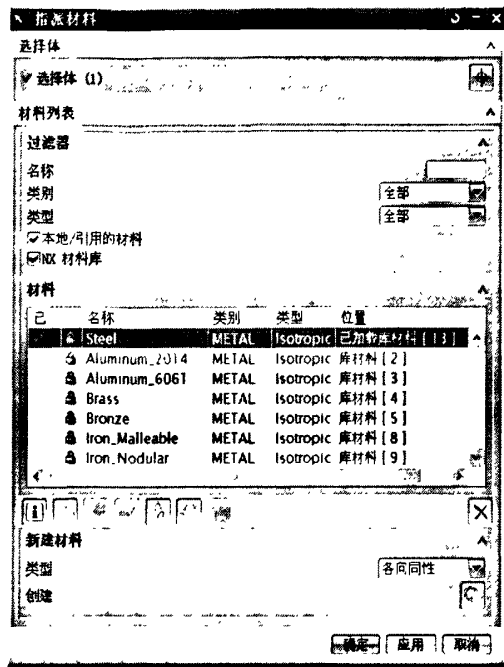


图 4-11 选择材料对话框

设定完材料之后，需要检查材料是否已被作用到网格。

⑥给主轴施加载荷与约束。在“仿真文件视图”中双击 fs4_sim1。激活仿真导航器中的仿真文件。在“高级仿真”工具栏上，单击“载荷类型”图标，选择“力”选项，打开“力”对话框，选择要加载力的各项属性，如力的大小，方向等，给主轴加以上文中提到的所有力。约束的作用方法跟力的加载过程类似。具体加载的结果如图 4-12 所示。

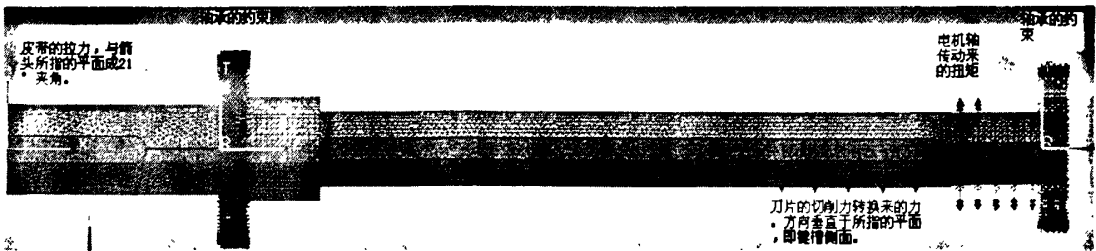


图 4-12 载荷与约束示意图

(2) 分析。高级仿真模块提供了有限元分析的 4 种求解器，分别是：Structures P.E. 求解器、NASTRAN 求解器、ANSYS 求解器和 ABAQUS 求解器。根据所分析的问题，可设置具体的分析类型，如线性静力分析、线性屈曲分析、模态分析、稳态传热分析、线性热结构耦合分析等。求解器以对话框的形式建立并提交求解。求解器能够提供自适应分析特征，使用独立的求解器自适应分析方法进行自动细化网格。这一功能可以实现细化网格的自动化，从而缩短分析时间、提高网格质量并保证更精确的分析结果，并可

对求解过程进行监视。

完成了以上参数的设置后，在求解之前，须进行模型的检查，以防参数设置有误。在确定模型参数设置无误的情况下，在“仿真导航器”中右键单击 solution，点击“求解”选项，软件开始进行求解计算。

(3) 后处理。分析计算结果以直观的、彩色的图形化方式显示，以利于理解，包含节点和单元的分析结果数据。分析结果还可以通过动画显示（结构分析和模态分析）。不同的分析方案可在同一个窗口直接进行对比；除此之外，还可以方便地以多种通用的硬拷贝格式输出分析结果。UG 后处理模块是一个综合性很强的通用结果解释工具，它适用于描述并处理各种有限元分析器或任何以离散几何形状为基础的分析技术所计算出的结果。其描述方式有动画、变形图、等值线图、彩浓淡图、详细报告、指定各种运算、分类和排序的列表等。

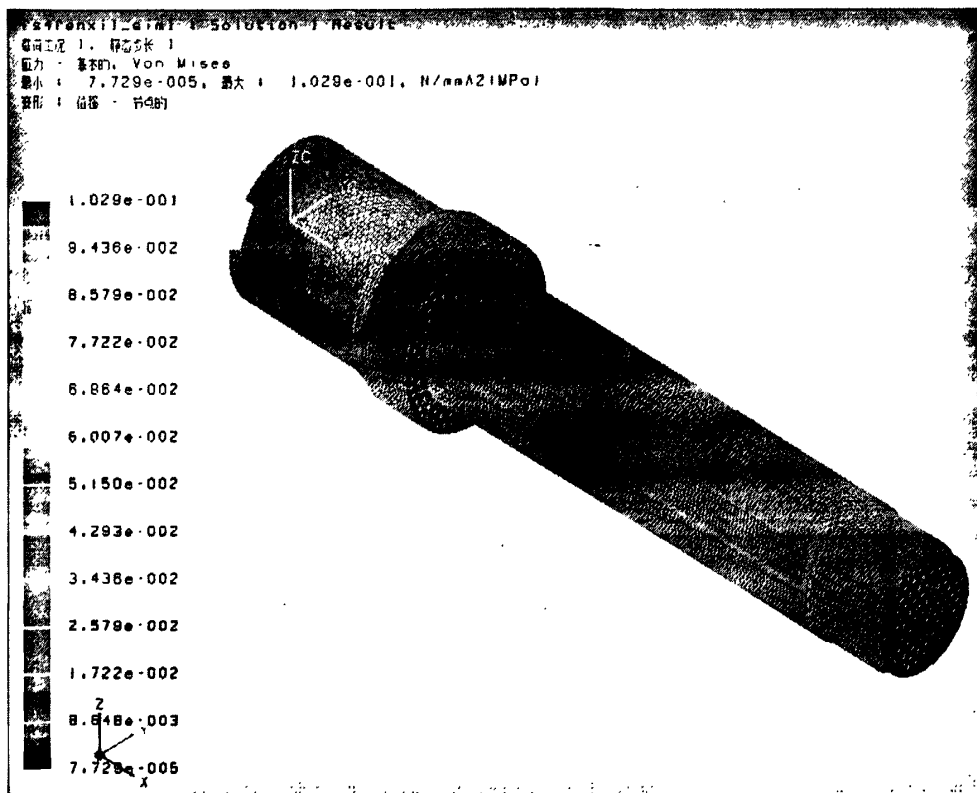


图 4-13 主轴基本应力

图 4-13 中，彩色带反映了应力大小。不难看出，主轴总应力分布为：主轴上放置轴承的轴肩圆周上，最大的基本应力 Von Mises 出现在节点 34888 节点处，为 0.1MPa，其他区域的应力较小，大概在 70Pa 左右。出现这种应力分布的主要原因是主轴受变形后，由于约束条件的施加限制了变形，在这些地方应力集中比较严重；主轴的较长，为了防止出现变形，在轴承支撑处受载荷较大。主轴的材料为 steel，屈服强度为 360MPa，因此应力值完全满足要求，而且有很大的强度裕量。

4.5 本章小节

本章主要利用 UG NX6.0 强大的建模和装配功能，对复合式秸秆粉碎机主要部件进行建模与装配，并对装配结果进行干涉检查；利用 UG NX6.0 中的运动仿真功能对核心机构（主轴上的刀盘和转子以及进料机构）进行运动仿真，模拟实际工作时该机构的运动方式，保证机构对应的设计参数能进行实际加工，防止本文的设计在制造中出现问题；最后利用高级仿真功能对主轴进行应力分析，将主轴的受力详细的分析后施加到分析模型中，分析结果以彩图的形式直观地显示出来。对彩图中的数值和实际主轴的材料对应的应力极限进行对比分析，确保主轴尺寸设计的合理性，保证整个设备安全性。

5 辅助设备选型设计

5.1 风机选型

通风量是指单位时间内通过粉碎室的空气量。过去研究不多，生产上也常被忽视。大型粉碎机常利用吸风出料，造成粉碎室内外压力差，提高气流产品通过筛孔时的平均速度。通风量的大小，可能还影响到粉碎室内物料流的运动，以及物料颗粒碰撞撞击面的方式，从而影响粉碎效率。

物料被粉碎之后，要及时排出粉碎室才能保证粉碎机的正常工作。粉碎过程中，由于物料的摩擦和锤片的撞击产生热量，为使降低料温和供物料及时穿过筛孔顺畅排料，大型粉碎机常用吸风出料形式。使用辅助吸风系统，造成粉碎机内、外压差，有助于粉碎后的物料通过筛孔，进入粉碎室的负压流能将粉碎后的物料从粉碎室吸出，位于筛板和锤片工作区之间的物料能阻止物料随锤片的旋转，并借助负压气流的作用通过筛孔。物料及时地被吸出筛孔，将减少锤片的工作阻力，减轻粉碎机电机的工作负荷，便能降低功耗，提高单位电耗的产量。与粉碎机配套使用的吸风系统是粉碎的重要组成部分。因此，本文选用气力输送的方式来输送粉碎后的物料，气力输送的设备即为风机。

风机的选型需要两个重要的参数，即为风机的风量和风压。下面简单的介绍这两个参数的计算过程。

5.1.1 确定计算生产率

如果已给出输送线的平均昼夜输送量，则气力输送装置的计算生产率 G_s 可按下式计算^[58]：

$$G_s = \frac{G_d K_1 K_2}{T} \quad (5-1)$$

式中， G_s ——生产率，t/h；

T ——装置一昼夜工作时数，h；

K_1 ——物料发送不均匀系数， $K_1=1.15\sim1.2$ ；

K_2 ——考虑远景发展的系数，一般不大于 1.25；

G_d ——平均昼夜输送量，t。

5.1.2 选定固气比

固气比 m 是指单位时间内输送物料的质量 G_m 与输送所需的空气质量 G_a 之比值。

$$m = \frac{G_m}{G_a} \quad (5-2)$$

固气比 m 越大，越有利于增大输送能力。一般选取的范围如表 5-1^[58]。

本文中选用压送式输送物料的方式，故 $m=25$ 。

表 5-1 固气比 m 的推荐数值

输送方式		m	输送方式		m
吸送式	低真空	0.1~8	压送式	低压	1~10
	高真空	8~20		高压	10~40
				流态化压送	40~80 或更高

5.1.3 确定输送风速

参照文献^[58]，取 $v_a=25\text{m/s}$ 。

5.1.4 确定计算风量

输送物料所需的风量，由下式确定^[58]

$$Q_a = \frac{G_s}{m\rho_a} \tag{5-3}$$

式中， Q_a ——风量， m^3/h ；

ρ_a ——空气密度，在标准状况下 $\rho_a=1.2\text{kg}/\text{m}^3$ 。

在决定风机的风量时，应加上管道系统的漏气量。它通常占系统总风量的 10%~20%。

5.1.5 计算输料管内直径

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q_a}{3600\pi n v_a}} = 0.0188 \sqrt{\frac{Q_a}{n v_a}} \tag{5-4}$$

式中， n ——一台装置同时工作的输料管数目。

5.1.6 确定输料管结构尺寸

输料管是气力输送的第二部件，经计算，其管的直径为 260mm，本文设计的抛送高度按照 6m 计算，稍有富余。其结构示意图如下所示。

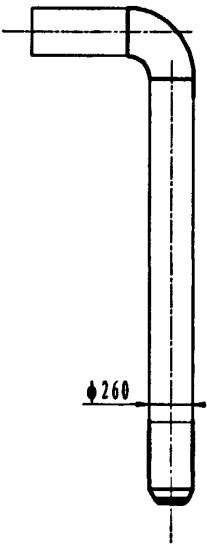


图 5-1 输料管示意图

5.1.7 计算整个系统的压力损失

气力输送装置的总压力损失^[58]

$$\Delta p_t = \Delta p_a + \Delta p_p + \Delta p_j + \Delta p_{sh} + \Delta p_w + \Delta p_q + \Delta p_g \quad (5-5)$$

式中, Δp_a ——纯空气(空气中不含物料)运动产生的压力损失, Pa;

Δp_p ——沿直管中输送气流与管壁、颗粒摩擦, 颗粒与管壁及颗粒之间相互碰撞摩擦所产生的压力损失, Pa;

Δp_j ——将颗粒加速到稳定输送速度所产生的压力损失, 主要发生在供料器和弯管之后, Pa;

Δp_{sh} ——在垂直输料管中提升物料时克服重力所产生的压力损失, Pa;

Δp_w ——弯管压力损失, Pa;

Δp_q ——各主要部件产生的压力损失, Pa;

Δp_g ——在压送式中物料直接向大气排出时, 产生的压力损失, Pa。

(1) 高压压送式装置的压力损失 Δp_{a1} 可按下式计算:

$$\Delta p_{a1} = \sqrt{p_z^2 + 2p_z\lambda_a \frac{l}{D} \times \frac{\rho_a v_a^2}{2}} - p_z \quad (5-6)$$

式中, λ_a ——纯空气运动时摩擦阻力系数, $\lambda_a = 0.0125 + \frac{0.0011}{D}$;

p_z ——输料管终端压力, 压送式在该处的压力为大气压力;

l ——管道长度, m。

局部压力即弯管所产生的压力损失 Δp_{a2} 可用下式计算:

$$\Delta p_{a2} = \xi \frac{\rho_a v_a^2}{2} \quad (5-7)$$

式中, ξ ——局部阻力系数, 可由通风设备或风管计算等资料查得。

(2) 双向流动压力损失 Δp_p

$$\Delta p_p = \left[\sqrt{p_z^2 + 2p_z\lambda_a \frac{l}{D} \times \frac{\rho_a v_a^2}{2}} - p_z \right] (1 + mk_p) \quad (5-8)$$

式中, k_p ——由实验确定的经验系数,

$$k_p = 81 \frac{gD}{v_a^2} \times \frac{\rho_m g}{\sqrt{C}} \quad (5-9)$$

式中, ρ_m ——物料松散密度, t/m^3 ;

C ——颗粒的阻力系数, 对不规则形状物料, $C = C_d \phi$;

C_d ——当量圆球颗粒阻力系数;

ϕ ——颗粒的形状系数, 取 3。

(3) 加速压力损失 Δp_j

$$\Delta p_j = \zeta m \frac{\rho_a v_a^2}{2} \quad (5-10)$$

式中, ζ ——加速压力损失系数, $\zeta = 2\left(\frac{v_{m1}}{v_a} - \frac{v_{m2}}{v_a}\right)$, 其中 v_{m1} 为物料处于稳定状态时的速度; v_{m2} 为加速区初速度。

(4) 弯管压力损失 Δp_w

$$\Delta p_w = \xi_w \frac{\rho_a v_a^2}{2} \quad (5-11)$$

式中, ξ_w ——输送纯气流时弯管的阻力系数;

k_w ——物料通过弯管时的阻力系数。

(5) 提升压力损失 Δp_{sh}

$$\Delta p_{sh} = m \rho_a g h \frac{v_a}{v_m} \quad (5-12)$$

式中, v_m ——垂直管内物料颗粒的运动速度。

(6) 排料压力损失 Δp_g

$$\Delta p_g = \frac{\rho_a v_a^2}{2} (1 + 0.64m) \quad (5-13)$$

5.1.8 选择风机

经过计算得出, 整个系统的压力损失总和为 3900Pa, 风量为 3512 m³/h。考虑计算的不准确性, 需要风机风压应有一定的余量, 若按 100%计算, 则 $p_f = 1.07 \Delta p_t \approx 4173 \text{Pa}$;

风机所需风量 (标准状态) $Q_f = \frac{\rho_a Q_f}{\rho_a} = 1.13 Q_f = 3968 \text{m}^3/\text{min}$ 。选用 9-26No4.5A 高压离心通风机, 参数如下。

表 5-1 离心风机型号及相关参数

型号	转速(r/min)	风压(Pa)	风量(m ³ /h)	配用电机(kW)
9-26No4.5A	2900	4913~3824	3130~5477	7.5

Friedrich 指出, 对 1m² 筛片筛面 40m³/min 的通风量是足够的。验证: 本文设计的筛片面积为 1068 × 400=427200mm=42.72m。根据经验所需的风量为 42.72×40=1708.8m³/min。本文选择的风量是足够的。

5.2 除尘与分离装置选型

5.2.1 灰尘的产生与害处

在粉碎加工设备中, 尘粒可能在机械部件给予它的机械力作用下以比较高的初速度向某一方向运动, 但由于尘粒质量轻微, 动能小。另外空气粘性阻力作用, 尘粒很快丧失其运动速度。可见, 在生产条件下, 机械力、重力和布朗运动对尘粒运动的影响较

小，都不是粉尘扩散和飞扬的根本原因。

不论什么样的灰尘，如果任其在空气中飞扬，不仅影响光照，给操作造成困难，而且还污染空气，严重损害工人的身体健康；若长期吸入过多的灰尘，会因其鼻腔、气管和支气管的粘膜发炎。特别是原料初清过程所产生的灰尘，一般都属于矿物性的砂土，人如果长期吸入这种灰尘，会因其“尘肺”。同时，灰尘给设备带来不良影响。灰尘落入机器设备运转部件上，会加速机械磨损；灰尘落到电器设备上，有可能破坏绝缘或阻碍散热，因而发生事故。灰尘排到厂房外，又污染环境。为了保护环境保障人身健康，杜绝事故，国家有关部门规定一般有尘车间空气含尘浓度不得超过 $10\text{mg}/\text{m}^3$ ，排出室外的空气含尘浓度不得超过 $150\text{mg}/\text{m}^3$ 。为了达到环保的要求，对于本文设计的复合式秸秆粉碎机必须采取除尘措施。

5.2.2 分离除尘选型

除尘方法有干法和湿法两种。湿法除尘是利用对含尘空气喷水或使含尘空气通过靠水形成的水膜和泡沫层，增加尘粒彼此间的粘附作用而使灰尘与空气分离。如水浴除尘器、水膜除尘器和泡沫除尘器等，这种除尘方法在饲料厂很少使用。干法除尘是利用尘粒的质量力（重力、惯性力、离心力）使灰尘与空气分离。例如降尘室、离心除尘器等除尘设备都是这一种；此外，利用多孔性材料的过滤作用使灰尘和空气分离，例如布袋除尘器。离心除尘器和布袋除尘器在饲料厂应用最广。

离心除尘器的主要设备是旋风分离器，分离器的作用主要是将气流中的空气与散碎物料分离开来，使空气排入大气中，散碎物料被收集到指定的地点。下面对旋风分离器的选型作以简单的介绍。

（1）旋风分离器的优点。旋风分离器是利用旋转气流所产生的离心力将灰尘颗粒从风机输送来的物料中分离出来的除尘装置。它具有结构简单，体积较小，不需特殊的附属设备，造价较低，阻力中等，器内无运动部件，操作维修方便等优点。旋风除尘器一般用于捕集 $5\sim 15\mu\text{m}$ 以上的颗粒。除尘效率可达 80% 以上。

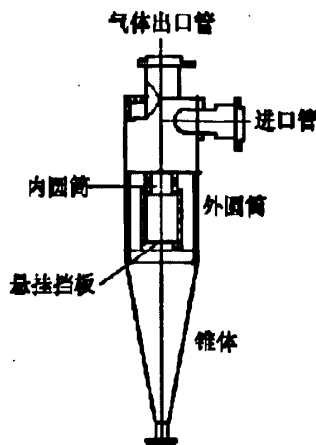


图 5-2 旋风分离器简图

(2) 旋风分离器内气流与尘粒的运动情况。旋风分离器的简图如 5-2 所示, 风机输送过来的气流从进口管进入旋风分离器内, 旋转气流的绝大部分沿器壁自圆筒体, 呈螺旋状由上向下向圆锥体底部运动, 形成下降的外旋含尘气流, 在强烈旋转过程中所产生的离心力将密度远远大于气体的尘粒甩向器壁, 尘粒一旦与器壁接触, 便失去惯性力而靠入口速度的动量和自身的重力沿壁面下落进入集料斗 (集料斗在配套的压缩成型设备上部)。旋转下降的气流在到达圆锥体底部后, 沿除尘器的轴心部位转而向上, 形成上升的内旋气流, 并由气体出口管排出。

自进气口流入的另一小部分气流, 则向旋风除尘器顶盖处流动, 然后沿排气管外侧向下流动, 当达到排气管下端时, 即反转向上升的中心气流一同从排气管排出, 分散在其中的尘粒也随同被带走。

(3) 外形结构设计。根据工程上的实用设计方法, 旋风分离器筒体直径 D 的计算公式为^[59]:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{N\alpha\beta u_i}} \tag{5-14}$$

式中, Q ——分离器处理的风量, $66.13 \text{ m}^3/\text{s}$;

N ——分离器个数, 1;

α ——入口边 a 与筒体直径 D 的比, 0.5;

β ——入口边 b 与筒体直径 D 的比, 0.25;

u_i ——入口风速, 20m/s 。

经计算得, $D=514\text{mm}$ 。

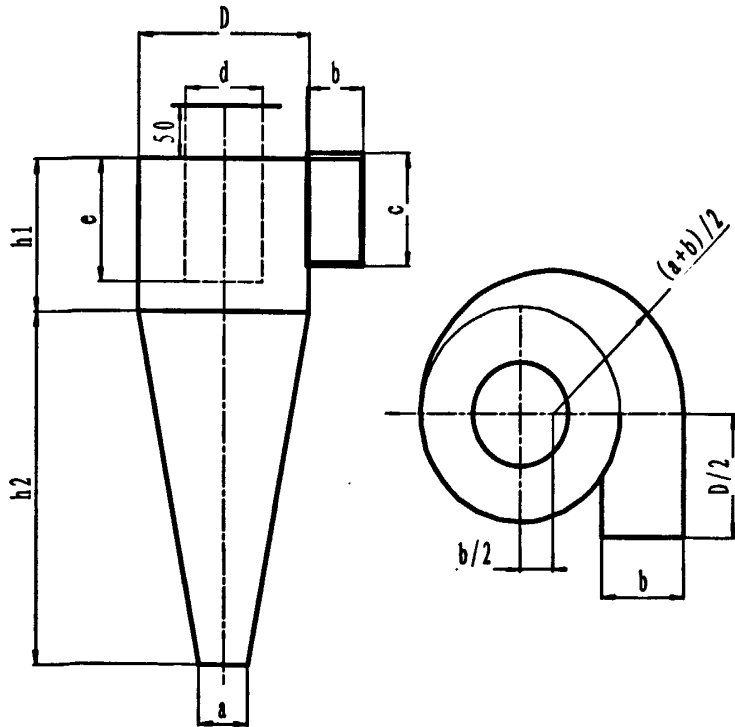


图 5-3 外旋型旋风分离器简图

图 5-3 中其他参数根据文献中的公式计算：

$$d = 0.5D = 257\text{mm}; \quad b = 0.25D = 128.5\text{mm}; \quad c = 0.4D = 205.5\text{mm};$$

$$h_1 = 0.8D = 412.2\text{mm}; \quad h_2 = 2D = 1028\text{mm}; \quad e = 0.6D = 308.4\text{mm}; \quad a = 100 \sim 130\text{mm}。$$

5.3 本章小节

本章主要对粉碎之后的物料进行除尘设计，即选择输送风机和降尘设备。

首先，分析粉碎后物料的状态以及需要输送的产量，得出本机需要的风量和风压，选择对应的离心通风机作为物料输送设备；其次，物料由风机输送出后，都带有一定的速度，不易进行立即使用。由于本设备配套的成型设备需要其输出的物料直接进行再加工，减少单独储存再进料的流程，本文设计将风机输送出的物料送入旋风分离器中，使其固气分离，气体从上出口排入大气，固体物料降落到成型机上方的料仓中。

结论

本研究依托黑龙江省新农村建设专项基金项目“秸秆固化成型燃料关键设备研制”，以生物质秸秆为研究对象，通过对秸秆原料特性的分析，确定切碎原理和方法，设计出动力消耗低、粒度大小满足压缩成型要求的复合式秸秆粉碎机。推动我国目前综合开发利用农作物秸秆资源的技术创新和实际应用。

经过认真的设计研究，取得以下研究成果：

(1) 通过对现有的秸秆粉碎设备进行归纳总结，比较现有的几种粉碎技术，经过对物料的粉碎理论及粉碎过程中物料受力的分析，最终确定设计方案，即集切碎和揉搓功能为一体的综合型设备。该机的总功率为 30kW，主轴转速为 1215r/min，最终理论粉碎长度为 10mm，机器的产量为 2.6t/h。

(2) 设计了自动进料机构。该机的进料机构与设备主体部分是分离的两个部分，拥有独立的调速电机来控制进料辊子的速度即进料速度。进料辊子外径 75mm，形状选用沟槽形式，沟槽深度为 9.5mm，能够加大辊子的抓取能力，保证了连续进料。且在辊子上方设计了弹簧式的压紧调节机构，使得上下喂入辊中心距在 75~144 mm 之间变化，以便适用于不同物料喂入并夹紧，方便之后的切碎，其结构简单，加工成本低。

(3) 设计了切碎机构。切碎机构是该粉碎机的主体部件之一，本文对动刀的形状及尺寸进行分析比较，结合切割的工作过程，利用几何分析参数的方法，最终确定安装 4 把动刀，平均分布在圆周上，与定刀间隙为 3mm，相互配合进行切碎。

(4) 设计了揉搓机构。揉搓机构是该粉碎机的另一大部件，在揉搓机构中，最主要的是锤片组件（转子）的设计，包括锤片自身结构与布局、锤片与齿板间隙、锤片与筛片间隙等的设计，最终确定了宽 400mm 的圆形锤片粉碎室，将 24 把细心设计的锤片以双头螺旋的方式安装在 4 根销轴上，巧妙地运用了双头螺旋推移物料的特点，使物料在粉碎过程中同时向风机一侧推移。

本文设计的生物质复合式秸秆粉碎机集切碎和揉搓功能于一体，可用于粉碎小麦、玉米、稻谷等软茎节类以及棉秆等硬茎节类生物质秸秆。

尽管本文比较完善地列出了复合式秸秆粉碎机的设计过程，也设计出了要求的设备，但是仍然存在不足之处：

本文在研究过程中，因缺少实验部分，仍然使用了类比法确定了一些关键参数，如主轴转速等，这将影响设计的最终结果能否达到最优化。期望后期的研究能在这方面得以完善，设计出更优的秸秆粉碎机。

参考文献

- [1] 中国林木生物质能源资源研究专题组王国胜,吕文,刘金亮等.中国林木生物质能源资源培育与发展潜力调查[J].中国林业产业,2006(1):22~22
- [2] 谷战英,谢碧霞.林木生物质能源的发展现状与前景的研究.经济林研究,2007,25(2):88~91
- [3] 柴民杰,李磊,李金民.我国秸秆的利用现状及发展趋势分析.硅谷,2009(19)
- [4] 钱湘群.秸秆切碎及压缩成型特性与设备研究.浙江大学硕士学位论文,2003,1
- [5] 课题组.浅谈我国生物质能源的发展.环境与能源,2007
- [6] 刘新建,王寒枝.生物质能源的现状和发展前景.科学对社会的影响,2008,3
- [7] 李改莲,王远红,杨继涛等.中国生物质能的利用状况及展望[J].河南农业大学学报,2004,38(1):100~104
- [8] 王振平.开发生物质能保护生态环境[J].济南教育学院学报,2004
- [9] Limpiti.S,Effect of moisture content and stage of maturity on mechanical properties of wheat straw.Thal Journal of Agriculture Science 1980.13:277~283
- [10] 中国农业统计年鉴 2000[M].北京:中国农业出版社,2000.52
- [11] 石磊,赵由才,柴晓利.我国农作物秸秆的综合利用技术进展.中国沼气,2005,23(2)
- [12] 吴树栋.我国农作物秸秆综合利用现状.人造板通讯,2005,8
- [13] 李月,王喜明.内蒙古自治区农作物秸秆能源化利用现状及展望.内蒙古农业大学学报,2008,3
- [14] 李薪芸,江波.农作物秸秆综合利用现状及对策.湖南农机,2006,2
- [15] 赵其斌.浅议农作物秸秆综合利用技术.农村机械化,2002(5)
- [16] 韩鲁佳,闫巧娟.中国农作物秸秆资源及其利用[J].农业工程报,2002,18(3):88~90
- [17] 马孝琴.生物质(秸秆)成型燃料燃烧动力学特性及液压秸秆成型机改进设计研究.河南农业大学博士学位论文,2002,6
- [18] 朱德文,陈永生,肖宏儒,任彩红.我国生物质粉碎加工技术的研究进展.现代农业设备,2007,7
- [19] 于海燕,刘向阳.秸秆饲料加工机械现状及进展.粮油加工与食品机械,2003(6)
- [20] 钱春华.桑枝削片粉碎机三维设计与结构分析的研究.南京林业大学硕士学位论文,2006,6
- [21] 王民,郭康权,朱文荣.秸秆制作成型燃料的试验研究.农业工程学报,1993(1)
- [22] 李德发,龚利敏.配合饲料制造工艺与技术[M].北京:中国农业大学出版社,2003:60~65
- [23] 庞声海,郝波.饲料加工设备与技术[M].北京:科学文献出版社,2006
- [24] 马学良,方宪法,陈开化.我国农作物秸秆高效利用技术现状与趋势[J].农业现代化研究,1995,16(6)

- [25] M.J.O'Dogherty, J.A. Huber, J. Dyson, C.J. Marshall. A Study of Physical and Mechanical Properties of Wheat Straw. *J. agric Engng Res.* 1995(62):133~142
- [26] 张晋国, 高焕文, 杨光. 不同条件下麦秸切碎效果的试验研究[J]. *农业工程学报*, 2000, 16(3)
- [27] 蔺公振, 貌建华, 姬长安, 刘师多, 张玉先. 定刀刀口及动刀数量对铡草机剪切功率的影响[J]. *农机化研究*, 1999(3)
- [28] 杜新武, 蔺公振. 双立轴圆盘刀玉米秸秆还田装置切碎效果的试验分析[J]. *洛阳工学院学报*, 2001, 22(4):4~6
- [29] 蔺公振, 倪长安, 姬江涛等. 双立轴式玉米秸秆切碎还田装置的试验研究[J]. *农机化研究*, 2001(3):95~99
- [30] 李海军, 戴益敏, 张英. 玉米秸秆粉碎特性试验研究[J]. *节能*, 2007(4)
- [31] 黄宏伟, 张超凡等. 麦草秸秆粉碎特性的试验研究. *农机化研究*, 2007(7)
- [32] M.J.O'Dogherty. A review of the mechanical behavior of straw when compressed to high densities[J]. *J. agric Engng Res.* 1989, 44:241~265
- [33] 李林, 王春光, 谢玉红. 秸秆揉碎加工工艺与秸秆养畜. *农业工程学报*, 1997, 13
- [34] 顾晓飞, 龚建军, 刘汉林, 施伯成. 93ZT-1.0 型筒式铡草机的设计分析. *农业装备技术*, 2004, 30(2)
- [35] 陈海霞, 董德军, 张凤菊. 大型秸秆揉搓机的研究设计. *农业化研究*, 2005(1)
- [36] 李林, 杨明韶, 王春光, 刘伟峰, 赵秋容. 9R-40 型揉碎机的研制与试验. *内蒙古农牧学院学报*, 1997, 18(3):71
- [37] 庞声海, 饶应昌. 配合饲料机械[M]. 北京: 农业出版社, 1989, 1:323
- [38] 张熙文. 饲草切碎机喂入机构的设计. *莱阳农学院学报*, 1988, 5(2):67~70
- [39] 甘执中, 张利英. 三种进口青饲料收获机喂入机构的分析. *黑龙江八一农垦大学学报*, 1983(1):79~88
- [40] 闫秀芳. 盘刀式铡草机切碎器的虚拟设计及其性能研究. *内蒙古农业大学硕士学位论文*, 2008, 5
- [41] 张立志, 刘军, 孙众沛. 一种新型高效青贮饲料加工机械-9ZPR 圆盘式揉搓切碎机研发成功. *山东农机*, 2003(1)
- [42] 韩鲁佳, 刘向阳, 闫巧娟, 夏建平, 谭奈林, 李媛. 9LRZ-80 型立式秸秆揉切机的研制. *农业工程学报*, 1999, 15(3)
- [43] 庞声海. 盘刀式切碎器设计的数学解析法. *农业机械学报*, 1981(2):44~45
- [44] 刘文广. 锤片式粉碎机异型粉碎室的理论分析及试验研究. *内蒙古农业大学硕士学位论文*, 2006
- [45] 3O'Dogherty, M.J. A review of research on forage chopping. Report 37. national institute of agriculture engineering, silsoe, 1981
- [46] 李向兰. 9RC-400 型饲草揉搓机的设计研究. *山西农业大学学报*, 2004, 24(3):267~269

- [47] 朱洪林,李媛,陶丹丹,李爱华. JLJ62—100 型秸秆加工机组揉、粉部件的设计与研究. 吉林畜牧兽医,2004(2):11~13
- [48] 曹康.现代饲料加工技术[M].上海:上海科学技术文献出版社,2003
- [49] 唐军,秦永林,刘培生.浅析影响锤片式粉碎机效率的因素.饲料工业,2007,28(15)
- [50] O'Dogherty,M.J.;Gilbertson,H.G.;GALE,G.E.Measurements of the physical and mechanical properties of wheat straw 4th international conference on the physical properties of agricultural materials,restocks,German democratic republic,4-8 September,1989,608~613
- [51] 钟毅芳,吴昌林,唐增宝.机械设计(第二版)[M].武汉:华中科技大学出版社,2001
- [52] 史鹏涛,袁越锦,舒蕾.UG NX6.0 建模基础与实例[M].北京:化学工业出版社,2009
- [53] 胡新蕾. 基于 UG 的弧面分度机构的参数化设计及仿真分析.青岛大学硕士学位论文,2009
- [54] 刘进.后舱门的逆向设计和有限元分析.南京林业大学硕士学位论文,2007
- [55] 耿鲁怡,徐六飞.UG 结构分析培训教程(第 1 版).北京:清华大学出版社,2005
- [56] 李志国,邵立新,孙江宏.UG NX6 机械设计与装配案例教程[M]. 北京:清华大学出版社,2009
- [57] 洪如瑾.UG NX4 高级仿真培训教程[M].北京:清华大学出版社,2007
- [58] 《运输机械设计选用手册》编辑委员会.运输机械设计选用手册(上册).北京:化学工业出版社,1991
- [59] 南京林产工业学院.木材工业气力输送及厂内运输机械[M].中国林业出版社,1983,10:331~356

攻读学位期间发表的学术论文

- [1] 汪莉萍,王述洋等.9FR-66 型秸秆粉碎机设计.机电产品开发与创新,2009,22(3):51~52

致谢

本论文承蒙秸秆固化成型燃料设备科研攻关项目“项目一：秸秆固化成型燃料关键设备研制”的支撑，特致殷切谢意！

本论文是在导师的亲切关怀和悉心指导下完成的。从课题的选择以及文献的查阅、整理，到论文的撰写、定稿到项目的最终完成，导师给予我细心的指导和不懈的支持。他认真的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风和不断进取的创新精神，深深的感染着我，激励着我。3年来，导师给我提供了许多锻炼的机会，提高了我独立思考问题、解决问题的能力；老师不仅在学业上给我以精心指导，同时还在思想上、生活上给我无微不至的关怀，教我为人处事的道理，使我获益匪浅。巍巍师恩，无以言表，谨在此向我的导师和师母致以最诚挚的谢意和最崇高的敬意！

在此，我还要感谢各位老师和同学为我提供了许多具体而卓有成效的帮助，使我能顺利地、完成初期的测绘和论文的编写工作；尤其感谢景果仙和李燕东同学在项目进行以及论文撰写过程中对我的许许多多的帮助，正是由于你们的支持和帮助，我才能克服一个又一个的困难和疑惑，直至本文的顺利完成。

在论文即将完成之际，我要感谢机电学院老师和同窗们的关心和支持！感谢所有帮助过我的人们！

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得东北林业大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名：汪菊萍

签字日期：2010年6月13日

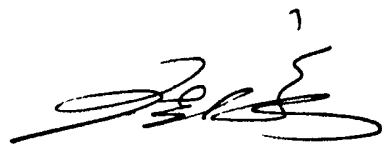
学位论文版权使用授权书

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

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名：汪菊萍

导师签名：



签字日期：2010年6月13日

签字日期：2010年6月13日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：

通讯地址：

邮编：

