



滨州学院

毕业设计（论文）

题 目	多地形、多功能落叶垃圾 清理机的设计
系（院）	机电工程学院
专 业	机械设计制造及其自动化
班 级	2016 级 1 班
学生姓名	颜廷宇
学 号	1614090129
指导教师	黄爱芹
职 称	副教授

二〇二〇年六月五日

多地形、多功能落叶垃圾清理机的设计

摘 要

目前市场上清理落叶的产品大多仅仅具备单一功能，或是只适用于马路，或是只适用于草坪，局限性较大。本文将学科竞赛的作品进行提升，对设计过程进行具体的阐述。

针对上述问题，设计了一款多地形、多功能垃圾落叶清理机。本文主要从“整体结构和运动方案的设计”、“关键零部件的尺寸设计”和“齿轮的有限元分析”三个方面进行分析，设计理论主要用到“V带和带轮的设计理论”、“齿轮的设计理论”和“轴的设计理论”。清理机主要由转换机构、清理装置、高度调节装置、摘取装置和收集装置组成。工作原理主要是通过用刷子扫落叶，或者用针来扎落叶，有这么两种模式来针对不同的地形进行清理落叶的工作，并且是通过转换机构来切换的。由于齿轮复杂的几何外形和变形情况，所以通过有限元分析，可以清楚地了解齿轮的受力情况和危险部位，并进行设计优化。经过实验，本设计可以有效的完成预期的工作，并且齿轮强度满足要求。

关键词：落叶清理机器，多地形，多功能，齿轮有限元分析

Design of Multi-terrain and Multi-function Garbage Disposal Machine

Abstract

At the moment, many defoliation products have limitations such as only having a single function, only applying to the road or the lawn, and so on. This article will take the promotion work competitive power as the theme, carries on the concrete description to the design process.

In order to solve these problems, a multi-terrain and multi-function garbage defoliator was designed. This paper mainly analyzes from three aspects: “The design of the whole structure and Motion Scheme” , “the size design of the key parts” and “the finite element analysis of the gears” , design theory mainly uses “v-belt and pulley design theory” , “gear design theory” and “shaft design theory”. The cleaning machine is mainly composed of a conversion mechanism, a cleaning device, a height adjusting device, a picking device and a collecting device. It works primarily by sweeping leaves with a brush, or tying them with a needle. There are two modes of clearing leaves for different types of terrain, and it is through the conversion mechanism to switch. Due to the complex geometry and deformation of the gear, so through the finite element analysis, we can clearly understand the force and dangerous parts of the gear, and design optimization. After the experiment, the design can effectively complete the expected work, and the gear strength meets the requirements.

Key words: leaf clearing machine, multi-terrain, multi-function, finite element analysis of gear

目录

第一章 绪论	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 落叶清理机的国内外研究现状.....	1
1.3 研究方法.....	2
1.4 主要研究内容.....	2
1.5 研究意义.....	3
第二章 落叶清理机的整体结构和运动设计方案	4
2.1 落叶清理机整机结构说明.....	4
2.2 方案设计选择.....	4
2.3 落叶清理机的结构设计.....	7
2.3.1 机架.....	7
2.3.2 升降装置.....	7
2.3.3 清理装置和转换机构.....	8
2.3.4 摘取装置.....	9
2.3.5 收集装置.....	10
2.3.6 扶手装置.....	10
2.4 运动方案设计.....	11
第三章 落叶清理机的关键零部件设计	13
3.1 旋转轮盘的设计与计算.....	13
3.2 传动装置的设计与计算.....	14
3.2.1 V 带的设计与计算.....	14
3.2.2 带轮结构设计.....	17
3.3 转换机构（齿轮）的设计与计算.....	18
3.4 清理电机的选择.....	22
3.5 清理主轴的设计.....	24

3.6 摘取装置和清扫装置的设计与计算.....	27
3.6.1 相对位置及结构设计.....	28
3.6.2 清扫装置的设计.....	28
3.6.3 摘取装置的设计.....	29
第四章 齿轮啮合有限元分析	31
4.1 有限元分析概述.....	31
4.2 齿轮啮合的有限元分析.....	31
第五章 结论	35
参考文献	36
谢辞	37

第一章 绪论

1.1 研究背景

随着我国城市化的快速发展,也出现了许多“城市病”,比如城市热岛效应、空气污染和绿地覆盖率低等问题,而园林绿化在这方面发挥着重要的作用,因而得到了越来越多的重视和迅速的发展。但是随之而来的落叶、残花和草屑等植物垃圾也在不断的增加,一般的做法是将其掩埋或者焚化,这样不仅达不到净化环境的要求,也达不到节约资源的目的。而且还破坏了绿地生态系统的能量流动和物质循环,使土壤肥力不能自我维持。每年我国城市落叶量高达几十亿吨,在2004年,仅果树的落叶情况,全国的落叶量就达到了2.4亿吨,其中北京市一年就贡献了47万吨的落叶。因此,根据植物垃圾回收利用和循环节能经济的客观分析,建立一个普遍通用的资源循环利用技术平台,解决植物垃圾的处置问题,具有明显的节约成本和增加效果的作用,具有广泛的社会意义。

目前园林工人清扫草坪的工具,大多是用竹耙(或铁耙)将散落在草坪上的树叶或草屑耙理成一堆,再用手抓进垃圾袋,工作效率低且清扫的效果也不是特别理想^[1]。目前市场上的落叶清理机种类不多,可以同时满足体积小、运行稳定、效率高和效果明显等特点的则更少。针对这些问题,根据节能环保的原则,应用这种构造简单、使用便利、成本较低的落叶清理机具有重要的现实意义。

1.2 落叶清理机的国内外研究现状

国外:目前,国外许多厂家已经开发出多种规格的清扫车,比较著名的公司有日本富士公司、奥地利MUT公司、英国的JOHNSTON公司和德国FAUN-KUKA公司。Vanegas等^[2]利用扫刷台架试验装置,研究了扫刷在不同操作条件下对中等粒径碎石、细小尘粒以及潮湿片状垃圾等不同类型垃圾的清扫效率^[3]。Peel等^[4]基于现实中路面上被压实的杂物难以清理的情况,提出了一种假设静态离散模型,模拟分析了清扫车盘刷在作业时与路面间的相互作用关系。Anantharaman等试验研究了不同颗粒尺寸分布和颗粒球形度对清理机的最低启动速度的影响^[5]。

国内:我国清扫车行业历经数十年的发展,产品从单一的纯扫式发展到多种型式,我国清扫车的产品性能和质量都得到大大提高^[6]。目前国内的清理机根据

其不同的功能呈现产品种类的多样化,主要有马路垃圾清理机、草坪垃圾清理机、水域漂浮垃圾清理机和工业垃圾清理机等等;而且也出现了多款类似的清理产品,主要有吸式、扫式和针扎式等等。现在国内虽然已有工作原理相类化的设备,但其设计结构比较复杂,工作程序比较繁琐,而且制作成本比较高^[7]。就工作特点而言,目前市面上的清扫机大多以盘刷式、针扎式和吹吸式为主,结构单一、适应性不强、无法满足多样的使用要求。

1.3 研究方法

1.通过网上查阅落叶清理机的相关资料,初步的对落叶清理机的结构、应该实现的功能和设计制作方法进行了解;

2.分析国内外落叶清理机的研究现状,并提出自己的改进意见,结合自己的创新点,初步确定研究方向;

3.提出清理机的整体结构设计方案,完成各个零部件的初步设计;

4.以落叶清理机为研究对象,主要对扶手和收集箱进行外形尺寸设计,对清理装置和摘取装置中的零部件进行相对位置的确定,利用有限元对转换机构中的齿轮进行受力分析;

5.利用有限元对各部件进行强度校核,并通过 solidworks 进行建模装配,以进一步优化设计。

1.4 主要研究内容

本文主要对清理机的主要零部件进行实际工作特性分析,以此保证各零部件能够进行有效的配合,进而使清理机完成清理落叶的目的。

本论文主要从以下几个方面进行研究:

1.分析落叶清理机的实际应用情景,进而对其整体的结构进行设计;

2.研究清理机的设计理论,并分析其各装置的工作特性,对清理装置的旋转轮盘、清理主轴的结构尺寸、转换机构的齿轮、清理电机和传动系统进行设计计算;

3.保证清理装置、摘取装置和收集装置之间的相互位置要求;

4.利用 SolidWorks 三维软件对落叶清理机各零部件进行实体建模,最后进行总体装配完成装配图。借助 SolidWorks Simulation 对齿轮的啮合情况进行受力分

析；

1.5 研究意义

1.减少工人的工作量。采用机器工作，可以大幅度的减少工人的劳动强度，同时可以缩减环境护理所花费的费用；

2.提高工作效率。在一些草坪等不平整的路面，因为缺少一种小型而又高效的清理设备，多采用人工的方式进行清理落叶，这大大降低了工作效率；

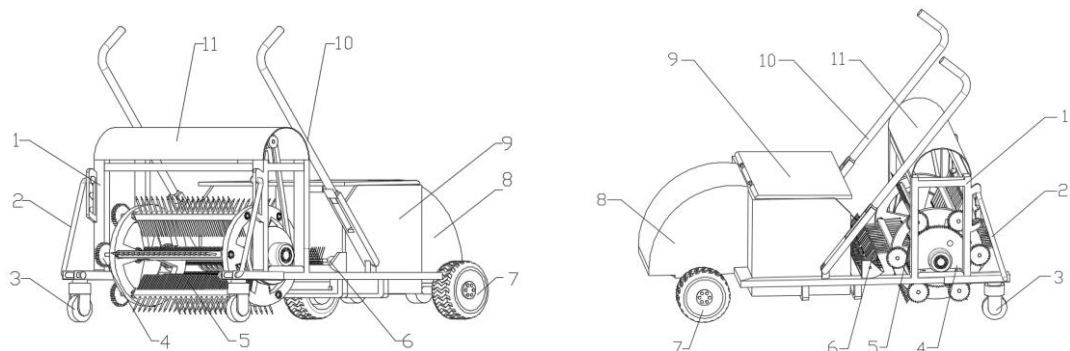
3.保护环境。因为缺乏一种可以收集落叶的设备，而多采用就地焚烧的方式，这对于环境而言会产生极大的污染。同时采用机器进行清理，也避免了扬尘；

4.便于推广。因为成本相对较低，而且适应性较强，可以满足较多的需求，所以更有利于推广。

第二章 落叶清理机的整体结构和运动设计方案

2.1 落叶清理机整机结构说明

落叶清理机通过电机驱动后轮向前行驶，并通过扶手控制方向，具有两种模式选择以应对不同的地形。首先根据地形，通过升降装置调节机器高度。面对马路等硬化路面，利用转换机构将清理装置转换为“滚刷”模式，通过电机带动其不断的旋转，将落叶由下方的伸缩板收集到收集装置内；面对草坪等软化路面，利用转换机构将清理装置转换为“滚针”模式，通过电机带动其反向的不断旋转，将落叶由后方的摘取装置收集到收集装置内。整体结构示意图如图 2-1 所示。



1-机架 2-升降装置 3-前万向轮 4-转换机构 5-清理装置 6-摘取装置 7-后驱动轮
8-后电机罩 9-收集装置 10-扶手装置 11-前电机罩

图 2-1 整体结构示意图

2.2 方案设计选择

根据实际的工作情况，对清理机的整体结构（外观）、动力、功能实现形式、传动、方向控制等方面进行方案设计的选择。

1.清理机的整体结构（外观）的设计

（1）清理机为四轮车形式

优点：运动时稳定性更好、安全性更高，且空间比较大。

缺点：结构复杂，制作成本高。

（2）清理机为三轮车形式

优点：结构简单，制作成本低。

缺点：当在不平整的地面工作，尤其在转向时，极易发生侧翻。

在不平整的地面工作是其模式之一，主要基于这一点考虑，再综合考虑四轮车和三轮车的优缺点，清理机的整体结构（外形）选用四轮车的形式。

2.动力的设计

（1）电动机驱动

优点：噪音低，无污染，过载能力强，调速性能好。

缺点：结构复杂，维护不便。

（2）液压缸驱动

优点：动力足，扭矩大，传动平稳。

缺点：结构复杂，需要专门的油管布置液压油路。且容易发生漏油现象，维护不便。

（3）气压机驱动

优点：传动轻便，对环境不会造成污染。

缺点：稳定性较差。

（4）人力驱动

优点：动力来源稳定，大小可自如调节。

缺点：人工劳动强度大。

（5）汽油机或柴油机驱动

优点：功率大。

缺点：工作时会产生废气，且有噪音，对环境造成污染，运动不平稳。

通过以上四种方案优缺点的对比，决定选用电动机作为清理机构工作和整体机构运动的动力源，同时辅助以人力驱动。

3.清理功能实现形式的设计

（1）刷盘式

清理系统大多由刷盘、固定板和收纳器等结构构成，利用两个相互反向转动的刷盘的惯性，将落叶经由固定板扫至收纳箱内。

优点：结构较为简单，效率高，易操控。

缺点：二次扬尘，造成环境污染。

（2）吹吸式

清理系统大多由风机、吸嘴、吸气泵和风道等结构构成，通过吸气泵形成强烈的气压差，将落叶等垃圾通过吸嘴和风道收集至垃圾箱内。

优点：无灰尘的产生，对环境不会产生污染。可清扫细微的垃圾，且清扫的较为彻底。

缺点：成本高，对于气密性要求高，结构复杂。

（3）针扎式

清理系统大多由滚钉、清理板和收集箱等结构构成，通过滚钉与清理板之间的交错运动实现落叶的收集。

优点：结构简单，操作方便。

缺点：制造精度高，对于地形的要求较高，清扫效果不高。

综合考虑每一种清理形式，都有各自的优缺点。根据本设计的工作原理，选用滚刷加滚针结合的模式，既汇集了二者的优点，又克服了二者的缺点。同时，具有两种工作模式，可以满足更多的使用要求。

4.方向控制方案的设计

（1）遥控器控制

优点：在空旷处工作时，操作简单。

缺点：当在障碍物较多的场合工作时，需要频繁的操控，工作量大。

（2）激光感应器控制

优点：探测距离远，精确度高，响应速度灵敏。

缺点：制作难度大，成本高，对环境要求度高。

（3）扶手控制

优点：可以根据需要，自如的操控前进的方向。

缺点：劳动强度大。

根据工作场地的需要，在障碍物较多的场合工作时，比如树林中，需要实现灵活的转向，以避开障碍物。综合考虑以上三种方案的优缺点，最终选用扶手控制方案。

5.电动机种类的选择

（1）普通电动机

优点：价格便宜，可以根据使用要求灵活的选用型号。

缺点：不适宜短时间内频繁的启动和停止。

（2）步进电动机

优点：转速范围宽，可靠性高，反应灵敏，控制简单。

缺点：难以达到较高的转速，控制不当易产生振动。

（3）伺服电动机

优点：闭环控制，能够随时检测电机的速度，并进行实时控制。

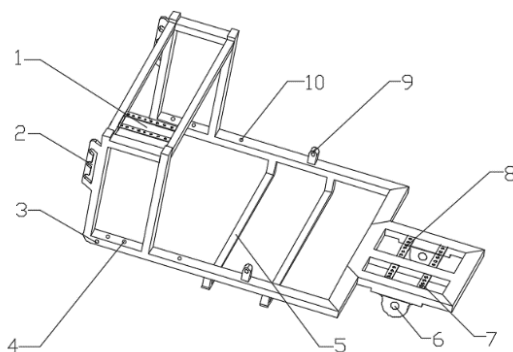
缺点：结构复杂，成本较高。

清理电机在确定清扫地形前就已经确定了电机的正反转，所以不需要频繁的转向。且考虑到机器为一般机器，精度要求不高，制作成本低的理念，所以清理电机和驱动电机都选用普通电动机就可以达到使用要求。

2.3 落叶清理机的结构设计

2.3.1 机架

机架是清理机中尺寸和重量最大的部件，起到固定各装配件的作用。因此必须设计一款“特殊形状”的机架，以满足安装要求。



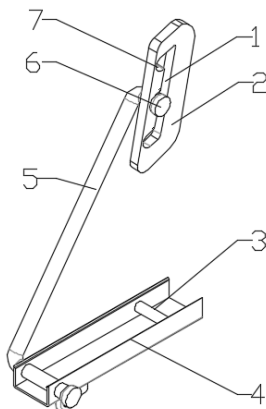
- 1-前清理电机安装处 2-升降装置安装处 3-前万向轮安装处 4-清理装置安装处
5-收集装置安放处 6-后驱动轮安装处 7-后驱动电机安装处 8-电池安装处
9-扶手装置铰接处 10-摘取装置安装处

图 2-2 机架结构示意图

机架前后两端设有前万向轮和后驱动轮，最前端装有升降装置，安装框架内装有转换机构和清理装置，且其上端设有清理电机，依次往后分别是摘取装置、收集装置和驱动电机，并在中间部位装有扶手，统一由电池供电。机架设计的结构示意图如图 2-2 所示。

2.3.2 升降装置

通过调节升降装置，能够调整机器的高度，即工作部位的距地距离，以提高其工作效率。



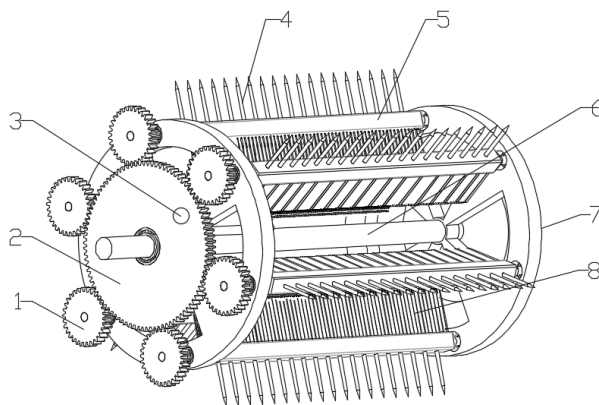
1-长条形孔 2-立板 3-活动轴 4-固定架 5-支架 6-紧固螺栓 7-限位槽

图 2-3 升降装置结构示意图

机架前端为升降装置，升降装置包括：安装框架前端两侧分别安装一块立板，立板的平面为前后方向，立板上开有一个上下方向的长条形孔，长条形孔内有至少两个上下排列的限位槽，本实施例中为三个限位槽，限位槽的槽口朝后，在机架的前端两侧分别通过活动轴铰接一个固定架，固定架为槽状，前万向轮位于固定架的前端，固定架的前端铰接支架，支架的上端折弯后插入限位槽内并通过紧固螺栓固定，通过将支架的折弯部分放入不同的限位槽可以调整机架与固定架之间的角度，从而调整机架前端的高度^[8]。升降装置的结构示意图如图 2-3 所示。

2.3.3 清理装置和转换机构

清理装置和转换机构的配合使用，是本设计的核心之处。通过相互的配合使用实现清理针排和清理刷排的转换，也就是清扫马路和清理草坪的转换，达到适应不同地形的目的。



1-行星齿轮 2-太阳齿轮 3-销轴和销孔 4-清理针排 5-清理副轴 6-清理主轴
7-旋转轮盘 8-清理刷排

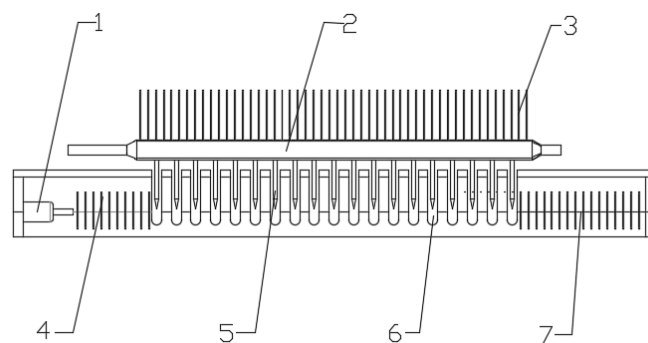
图 2-4 清理装置和转换机构结构示意图

转换机构和清理装置都安装在安装框架内，其中：清理装置包括横跨安装在机架上的清理主轴，通过轴承固定，清理主轴两端分别固定一个旋转轮盘，两个旋转轮盘之间安装若干个围绕清理主轴呈放射状均匀分布的清理副轴，本实施例中以六个清理副轴为例，清理副轴自身能够转动，清理副轴上安装以清理主轴的轴心线对称布置的清理针排和清理刷排，也就是说清理针排和清理刷排在同一条直径上；清理主轴由清理电机带动转动，且清理电机为正反转电机，安装在安装框架上端，清理电机上方安装前保护罩^[8]。清理装置的结构示意图如图 2-4 所示。

转换机构包括通过轴承安装在清理主轴一端的太阳齿轮，太阳齿轮周围啮合安装若干行星齿轮，本实施例中同样以六个行星齿轮为例，这六个行星齿轮固定在穿过旋转轮盘的清理副轴上，也就是说行星齿轮与清理副轴数量相同；通过手动转动太阳齿轮，带动行星齿轮转动，然后行星齿轮又带动清理副轴转动 180° ，实现清理针排和清理刷的转换，要么清理刷排朝外，要么清理针排朝外。旋转轮盘与太阳齿轮之间设有配套的销轴和销孔；销轴有一个，销孔有两个，分别对应于清理针排朝外和清理刷排朝外。通过销轴和销孔的配合，使得太阳齿轮和旋转轮盘和行星齿轮成为一体，一起随着清理主轴转动；销轴和销孔也可以换成螺栓和螺纹孔。当然也可以在清理主轴和太阳齿轮之间设置一个锁定装置，使得清理主轴与太阳齿轮成为一体，共同转动^[8]。转换机构的结构示意图如图 2-4 所示。

2.3.4 摘取装置

摘取装置与清理机的“滚刷”模式配合使用，被扎到滚针上的落叶，在清理装置的转动下到达摘叶阀处，通过滚针与摘叶阀槽的相互交错作用，落叶被摘取，实现收集的功能。



1-滚刷电机 2-清理副轴 3-清理刷排 4-摘叶板体 5-清理针排 6-摘叶阀槽 7-滚刷

图 2-5 摘取装置结构示意图

安装框架后方的机架上安装摘取装置，它包括前端向上弯的摘叶板体，摘叶板体向上弯的部分开有若干摘叶阀槽，也就是说向上弯的部分呈梳齿状，当清理主轴转动时，滚针从摘叶阀槽通过，摘叶板体用硬质材料制成，比如硬塑料、钢板等；在摘叶板体的上端还安装一个滚刷电机，在一个滚刷电机的输出端安装一个滚刷，滚刷的另一端也安装在机架上^[8]。摘取装置的结构示意图如图 2-5 所示。

2.3.5 收集装置

收集装置一方面配合“滚刷”模式使用，使落叶经由伸缩达到收集的目的；另一方面收集箱具有收集的目的。

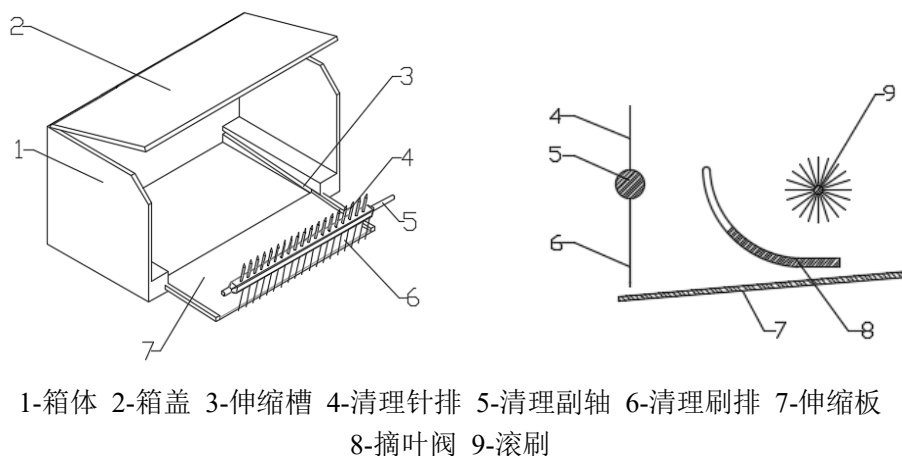
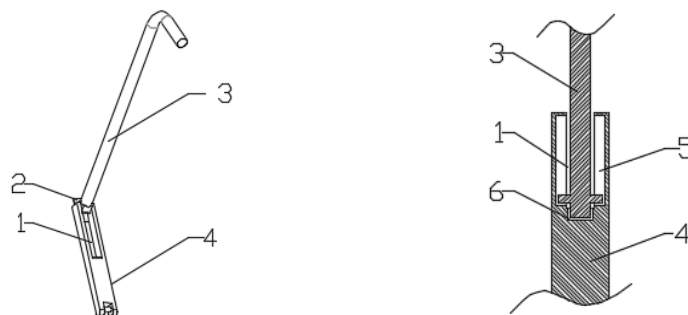


图 2-6 收集装置结构示意图及剖视图

在摘取装置后方的机架上两根横梁，这两根横梁低于机架所在的平面，两根横梁上安装收集装置，收集装置包括带箱盖的箱体，箱体能够拆卸下来，箱体前端为敞口式，箱体底部开有前端向下倾斜的伸缩槽，伸缩槽内设有伸缩板，伸缩板和伸缩槽之间的接触面要粗糙一点，不要太光滑，伸缩板伸出能够接触地面，伸出部分也不要太长，伸缩板伸出后的前端位于清理主轴的下方^[8]。收集装置的结构示意图如图 2-6 所示。

2.3.6 扶手装置

通过扶手来控制机器前进的方向。为了节省空间，扶手设计为折叠扶手，且必须保证伸直时的牢固性。



1-U 型口 2-挡板 3-上扶手 4-下扶手 5-滑动槽 6-盲孔

图 2-7 扶手装置结构示意图及剖视图

机架上铰接有扶手，扶手可以是固定的，也可以是铰接的，当扶手与机架铰接时，扶手为折叠扶手。包括上扶手和下扶手，下扶手的上端为 U 型口，其缺口为前后方向，U 型口的两侧内壁开有上下方向的滑动槽，U 型口的底部开一个盲孔，上扶手的下端通过一个轴安装在滑动槽内，当上扶手和下扶手呈直线状态时，将下扶手的下端向下推入盲孔内即可^[8]。扶手装置的结构示意图如图 2-7 所示。

2.4 运动方案设计

如果是平坦的硬路面，伸直扶手，调整好机架前端的高度，手工转动太阳齿轮使得清理副轴上的清理刷排朝外，通过销轴和销孔固定好太阳齿轮和旋转轮盘，打开箱盖，将伸缩板推出，使得伸缩板的前端接触地面，此时伸缩板也位于摘叶板体的下方。启动驱动电机和清理电机，此时从左边看，清理主轴是逆时针旋转，这样能保证清理刷排将垃圾扫入伸缩板上，清理主轴转动时，带动旋转轮盘、太阳齿轮和行星齿轮一起转动，清理刷上的刷毛经过摘叶阀槽时自然弯曲通过^[8]。

如果是在草坪等不平整的路面，同样进行上述操作，首先调整好高度后，将清理针排调整朝外，并且清理针排贴近地面。启动驱动电机、滚刷电机和清理电机，此时清理主轴以与上述相反的方向转动，清理针排利用旋转的惯性将树叶扎起来，在清理针排的带动下到达摘叶阀槽处，清理针排继续转动，树叶被拦下来，落到摘叶板体上，又在滚刷的作用下落入箱体^[8]。工作流程图如图 2-8 所示。

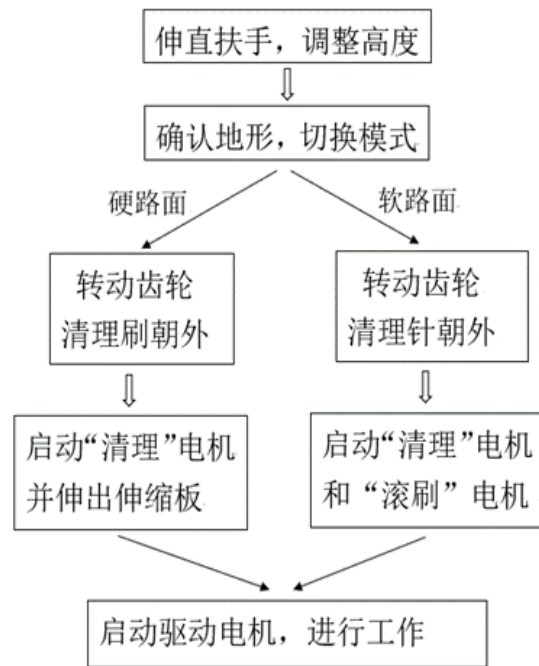


图 2-8 工作流程图

第三章 落叶清理机的关键零部件设计

3.1 旋转轮盘的设计与计算

旋转轮盘分别固定在清理主轴的两侧，起到支撑清理副轴的作用，其结构如图 2-4 所示，本小节将计算旋转轮盘的尺寸参数及其相关功率。

1. 扫取落叶的参数

取落叶高度 $h=5$ mm，密度 $\rho=150$ kg/m³，成年人的步行速度 $v=1.5$ m/s，宽度 $b=400$ mm，则

每秒清理落叶的体积

$$V_{1s}=h \cdot b \cdot v \cdot t=5 \times 10^{-3} \times 0.4 \times 1.5 \times 1=3 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3-1)$$

每分清理落叶的体积

$$V_{1min}=V_{1s} \cdot t=3 \times 10^{-3} \times 60=0.18 \text{ m}^3 \quad (3-2)$$

每分清理落叶的重量

$$M=\rho \cdot V=150 \times 0.18=27 \text{ kg} \quad (3-3)$$

$$G=M \cdot g=27 \times 9.8=264.6 \text{ N} \quad (3-4)$$

2. 副轴所受的力

根据落叶在地面的特点，查表^[9]近似取摩擦系数的类型为木材-木材，即 $\mu=0.4 \sim 0.6$ 。由于地面比较粗糙，取 $\mu=0.6$ ，则假设滚刷与地面恰好接触，则落叶移动克服静摩擦力所需要的力，即六根副轴旋转的力

$$F_6=\mu \cdot G=0.6 \times 264.6=158.76 \text{ N} \quad (3-5)$$

扩大为 $F_6=300$ N。

则一根副轴旋转的力

$$F_l=F_6/6=50 \text{ N} \quad (3-6)$$

3. 轴心距

取主副轴的中心距 $L_0=126$ mm。

则两副轴之间的最大距离也是 126 mm，如图 3-1 所示，所以钉子的最大长度 $L_{lmax}=63$ mm，为了保证在旋转过程中两副轴之间不干涉，取 $L_l=50$ mm，则

刷子顶端到主轴的中心距

$$L=L_0+L_l=126+50=176 \text{ mm} = 0.176 \text{ m} \quad (3-7)$$

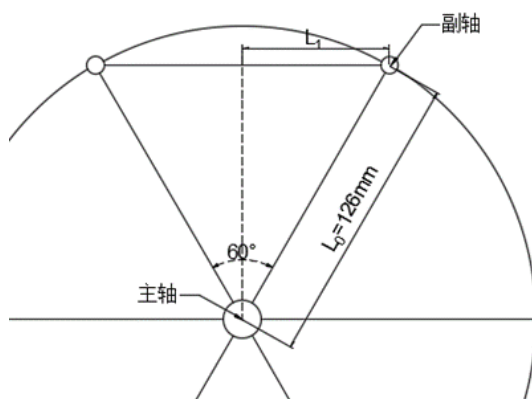


图 3-1 主、副轴轴心距示意图

4. 轴的功率

取副轴顶点旋转的切向速度 $v=5 \text{ m/s}$ ，则

主轴的转速

$$n = \frac{v}{2\pi L} = \frac{5}{2 \times 3.14 \times 0.176} = 4.55 \text{ r/s} = 273 \text{ r/min} \quad (3-8)$$

$$\omega = 2\pi n = 2 \times \pi \times 4.55 = 28.574 \text{ rad/s} \quad (3-9)$$

主轴的功率

$$M_0 = F_6 \cdot L = 300 \times 0.176 = 52.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3-10)$$

$$P_0 = M_0 \cdot \omega = 52.5 \times 28.574 = 1500 \text{ w} = 1.5 \text{ kw} \quad (3-11)$$

一根副轴的功率

$$M_I = F_I \cdot L = 50 \times 0.176 = 8.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$P_I = M_I \cdot \omega = 8.75 \times 28.574 = 250 \text{ w} = 0.25 \text{ kw}$$

3.2 传动装置的设计与计算

本小节主要介绍的是位于前安装框架内，驱动清理装置转动的传动装置。清理机主要依靠清理装置旋转产生的惯性来工作，且带传动具有结构简单、传动平稳和缓冲吸震等优点，因此从清理电机到清理主轴之间的传动装置的设计尤为重要，所以本文选用 v 带和带轮的配合来进行传动。即本小节主要计算 v 带和带轮的参数。

3.2.1 V 带的设计与计算

1. 初始条件

取 $i=2$ ，每天工作 8 小时，带轮的效率为 $\eta=0.95^{[10]}$ 。

又已知 $P_0=1.5 \text{ kw}$ ， $n_0=273 \text{ r/min}$ ，所以：

大带轮

$$n_2 = \frac{n_0}{i} = \frac{273}{2} = 136.5 \text{ r/min} \quad (3-12)$$

$$P_2 = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1.5}{0.95} = 1.58 \text{ kw} \quad (3-13)$$

小带轮

$$n_1 = i \cdot n_2 = 2 \times 136.5 = 273 \text{ r/min} \quad (3-14)$$

$$P_1 = \frac{P_2}{i} = \frac{1.58}{2} = 0.79 \text{ kw} \quad (3-15)$$

2. 确定计算功率 P_{ca}

由表 8-7^[10]查得 $K_A = 1.2$ ，故

$$P_{ca} = K_A \cdot P_1 = 1.2 \times 0.79 = 0.948 \text{ kw} \quad (3-16)$$

3. 确定带轮（大带轮和小带轮）的基准直径 d

（1）小带轮（电机轴处）的基准直径 d_1 的初选

由表 8-6^[10]和表 8-8^[10]，确定小带轮的基准直径 $d_1 = 75 \text{ mm}$ 。

（2）验算小带轮的速度 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 75 \times 273}{60 \times 1000} = 2.25 \text{ m/s} \quad (3-17)$$

（3）计算大带轮（清理主轴处）的基准直径 d_2

$$d_2 = i \cdot d_1 = 2 \times 75 = 150 \text{ mm} \quad (3-18)$$

4. 选择 V 带的带型

根据转速 n_1 和计算功率 P_{ca} 由图 8-10^[17]选用 A 型带。

5. 确定 V 带的中心距 a_0 和基准长度 L_d

（1）中心距的取值范围

$$0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2) \quad (3-19)$$

由公式（3-19）得

$$157.5 = 0.7 \times (75 + 150) < a_0 < 2 \times (75 + 150) = 450$$

初定中心距 $a_0 = 300 \text{ mm}$ 。

（2）带所需的基准长度

$$\begin{aligned}
 L_d' &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \\
 &= 2 \times 300 + \frac{\pi}{2}(75 + 150) + \frac{(150 - 75)^2}{4 \times 300} \\
 &\approx 958 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{3-20}$$

由表 8-2^[10]确定所需带的基准长度 $L_d = 1000 \text{ mm}$ 。

(3) 确定工作时的真实中心距 a_0

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_d'}{2} = 300 + \frac{1000 - 958}{2} = 321 \text{ mm} \tag{3-21}$$

考虑到安装调整和补偿预紧力需要，中心距变动范围为

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 321 - 0.015 \times 1000 = 306 \text{ mm} \tag{3-22}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 321 + 0.03 \times 1000 = 351 \text{ mm}$$

6. 验算小带轮上的包角 α_1

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &\approx 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1) \times 57.3^\circ}{a} \\
 &= 180^\circ - \frac{(150 - 75) \times 57.3^\circ}{321} \\
 &\approx 167^\circ > 120^\circ
 \end{aligned} \tag{3-23}$$

7. 计算带的根数 z

(1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r

根据 $n_1 = 574 \text{ r/min}$ ，A 型带，查表 8-4b^[10]选取 $\Delta P_0 = 0.07 \text{ kW}$ 。

由 $d_1 = 75 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 574 \text{ r/min}$ ，查表 8-4a^[10]选取 $P_0 = 0.34 \text{ kW}$ 。

查表 8-2^[10]选取 $K_L = 0.89$ ，查表 8-5^[10]选取 $K_\alpha = 0.96$ ，有

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L = (0.34 + 0.07) \times 0.96 \times 0.89 = 0.35 \text{ kW} \tag{3-24}$$

(2) 计算 V 带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{0.869}{0.35} = 2.48 \tag{3-25}$$

取 3 根 V 带进行传动。

8. 确定一根 V 带的初拉力 F_0

由表 8-3^[10]选取 $q = 0.10 \text{ kg/m}$ ，所以

$$\begin{aligned}
 F_0 &= 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} \\
 &= 500 \times \frac{(2.5 - 0.96) \times 0.869}{0.96 \times 3 \times 2.25} + 0.10 \times 2.25^2 = 103.76 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{3-26}$$

9.计算压轴力 F_P

$$F_P=2zF_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)=2\times 3\times 103.76\times \sin\left(\frac{167}{2}\right)=618.56\text{ N} \tag{3-27}$$

10.主要设计结论

表 3-1 V 带参数

带型	A 型	根数	3 根
小带轮基准直径 d_1	75 mm	大带轮基准直径 d_2	150 mm
V 带中心距 a	321 mm	带基准长度 L_d	1000 mm
小带轮包角 α_1	177°	带速	2.25 m/s
单根 V 带初拉力 F_0	103.76 N	压轴力 F_P	618.56 N

3.2.2 带轮结构设计

1.小带轮的结构设计

(1) 小带轮的结构图

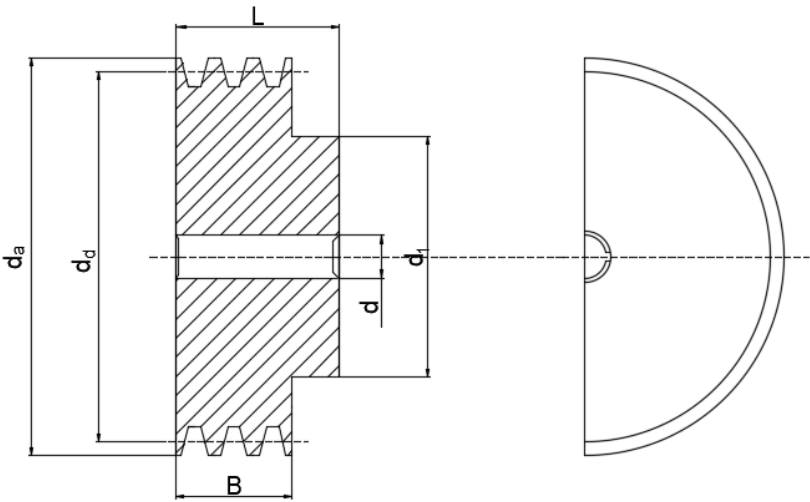


图 3-2 小带轮结构图

(2) 小带轮主要尺寸计算

表 3-2 小带轮参数

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	电动机轴直径 D	38	38 mm
分度圆直径 d_d			75 mm
d_a	d_d+2h_a	$75+2\times 2.75$	80.5 mm
d_1	$(1.8\sim 2)\cdot d$	$(1.8\sim 2)\times 38$	76 mm

续表 3-2

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
B	$(z-1) \cdot e + 2f$	$(3-1) \times 15 + 2 \times 9$	48 mm
L	$(1.5 \sim 2) \cdot B$	$(1.5 \sim 2) \times 48$	72 mm

2.大带轮的结构设计

(1) 大带轮的结构图

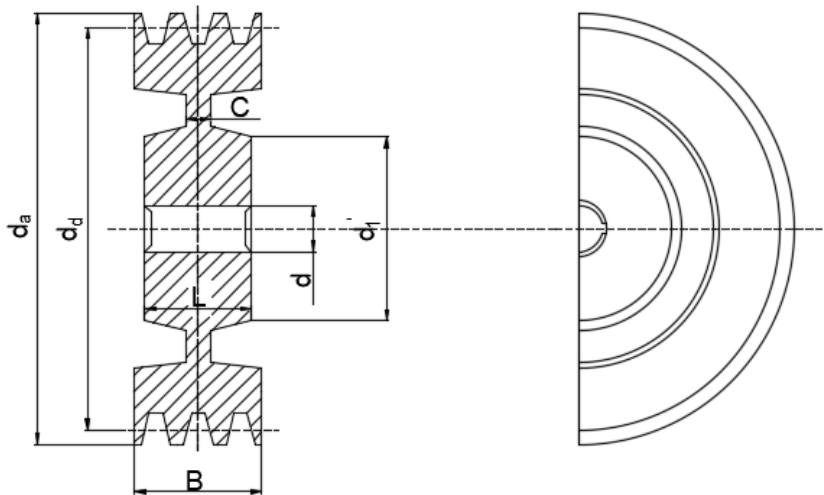


图 3-3 大带轮结构图

(2) 大带轮主要尺寸计算

表 3-3 大带轮参数

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	输出轴直径	28	28 mm
分度圆直径 d_d			150 mm
d_a	$d_f + 2h_a$	$150 + 2 \times 2.75$	155.5mm
d'_f	$(1.8 \sim 2) \cdot d$	$(1.8 \sim 2) \times 28$	50.4 mm
B	$(z-1) \times e + 2 \times f$	$(3-1) \times 15 + 2 \times 9$	48 mm
L	$(1.5 \sim 2) \cdot d$	$(1.5 \sim 2) \times 28$	42 mm

3.3 转换机构（齿轮）的设计与计算

转换机构包括一个太阳齿轮和六个行星齿轮，其结构如图 2-4 所示，它们相互啮合转动。其中，太阳齿轮是安装在清理主轴上的，行星齿轮是安装在清理副轴上的。其起到转换清理功能的作用，亦是清理机的创新点。即本小节将计算转换机构的尺寸参数，即计算齿轮的尺寸参数。

1.确定转换机构初始条件

- (1) 根据工作情况，转换机构的传动选用直齿圆柱齿轮。
- (2) 根据传动性能要求，大齿轮和小齿轮的材料由表 10-1^[10]均选用 1045 钢。
- (3) 一般性工作机器，每天工作 8 小时，一年 365 天，预计寿命 3 年，精度选用 8 级(GB 10095-88)。
- (4) 为防止根切现象的产生，同时保持良好的传动性能，初选小齿轮的齿数 $z_1 = 18$ ，大、小齿轮的传动比为 $i=6$ 。

- (5) 压力角 $\alpha=20^\circ$ 。

2.按齿面接触疲劳强度设计

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 i+1}{\phi_d} \left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3-28)$$

- (1) 载荷系数 $K = 1.3$

- (2) 小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{0.25}{273} = 8.75 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (3-29)$$

- (3) 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ

端面压力角：

$$\alpha_{a1} = \arccos \left[\frac{z_1 \cos \alpha}{z_1 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[\frac{18 \times \cos 20^\circ}{18 + 2 \times 1} \right] = 32.25^\circ \quad (3-30)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left[\frac{z_2 \cos \alpha}{z_2 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[\frac{108 \times \cos 20^\circ}{108 + 2 \times 1} \right] = 22.69^\circ \quad (3-30')$$

端面重合度：

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \\ &= \frac{1}{2\pi} [18 \times (\tan 32.25^\circ - \tan 20^\circ) + 108 \times (\tan 22.69^\circ - \tan 20^\circ)] \\ &= 1.696 \end{aligned} \quad (3-31)$$

重合度系数：

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.696}{3}} = 0.876 \quad (3-32)$$

- (4) 确定接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

计算应力循环次数：

$$N_I = 60n_I L_h = 60 \times 273 \times 1 \times 10 \times 1 \times 8 \times 300 = 3.93 \times 10^8 \quad (3-33)$$

$$N_2 = \frac{N_I}{i} = \frac{3.93 \times 10^8}{6} = 6.55 \times 10^7 \quad (3-34)$$

由图 10-19^[10]选取齿轮的接触疲劳寿命系数： $K_{HN1} = 0.8$ 、 $K_{HN2} = 0.9$ 。

由图 10-21d^[10]得小齿轮（行星齿轮）和大齿轮（太阳齿轮）的接触疲劳极限分别为 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$ 。

选取失效概率 1%，安全系数 $S=1$ ，得：

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S} = \frac{600 \times 0.8}{1} = 480 \text{ MPa} \quad (3-35)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S} = \frac{550 \times 0.9}{1} = 450 \text{ MPa}$$

因为 $[\sigma_H]_1 > [\sigma_H]_2$ ，所以取 $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 450 \text{ MPa}$ 。

（5）确定小齿轮分度圆直径

查表 10-7^[10]选取 $\phi_d = 1.05$ ， $Z_H = 2.5$ ， $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

由公式（3-28）得：

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_I i + 1}{\phi_d} \frac{1}{i} \left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 8.75 \times 1000}{1.05} \times \frac{6+1}{6} \times \left(\frac{189.8 \times 2.5}{450} \right)^2}$$

$$= 30.404 \text{ mm}$$

取 $d_I = 30.40 + 20\% \approx 36 \text{ mm}$ 。

（6）圆周速度 v

由公式（3-17）得：

$$v = \frac{\pi \times d_I \times n_I}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 36 \times 273}{60 \times 1000} = 0.51 \text{ m/s}$$

因 $v < 6 \text{ m/s}$ ，故取 8 级精度合适。

3. 几何尺寸计算

（1）齿数

取 $z_I = 18$ ，则

$$z_2 = z_I \cdot i = 18 \times 6 = 108 \quad (3-36)$$

（2）模数

$$m = \frac{d_I}{z_I} = \frac{36}{18} \text{ mm} \quad (3-37)$$

(3) 计算分度圆直径

$$d_1 = mz_1 = 2 \times 18 = 36 \text{ mm} \quad (3-38)$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \times 108 = 216 \text{ mm}$$

(4) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{36 + 216}{2} = 126 \text{ mm} \quad (3-39)$$

(5) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1.05 \times 36 = 37.8 \text{ mm} \quad (3-40)$$

取 $b_2 = 38 \text{ mm}$, $b_1 = b_2 + 5 = 43 \text{ mm}$ 。

4. 齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度校核

(1) 确定重合度系数 Y_ϵ

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.696} = 0.692 \quad (3-41)$$

由图 10-20c^[10]查得 $\sigma_{\text{Flim1}} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{\text{Flim2}} = 380 \text{ MPa}$ 。

由图 10-18^[10]查取 $K_{\text{FN1}} = 0.84$ 、 $K_{\text{FN2}} = 0.86$ 。

取安全系数 $S = 1.4$, 得

$$\begin{aligned} [\sigma_{\text{F1}}] &= \frac{K_{\text{FN1}} \sigma_{\text{Flim1}}}{S} = \frac{0.84 \times 500}{1.4} = 300 \text{ MPa} \\ [\sigma_{\text{F2}}] &= \frac{K_{\text{FN2}} \sigma_{\text{Flim2}}}{S} = \frac{0.86 \times 380}{1.4} = 233.4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3-42)$$

(2) 齿面接触疲劳强度校核

按前述类似做法, 先计算式中各参数。 $T_1 = 8.75 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\phi_d = 1.05$, $d_1 = 36 \text{ mm}$, $i = 6$, $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ 各项数值同前。查表 10-30^[10]取 $K_H = 2.575$, $Z_H = 2.5$, $Z_\epsilon = 0.876$ 。由公式 (3-28) 变形, 得:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \times \frac{i+1}{i}} \\ &= 189.8 \times 2.5 \times 0.876 \times \sqrt{\frac{2 \times 2.575 \times 8.75 \times 1000}{1.05 \times 36^3} \times \frac{6+1}{6}} \\ &= 430.6 \text{ MPa} \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

根据计算, 齿面的接触疲劳强度满足设计要求。

(3) 齿根弯曲疲劳强度校核

按前述类似做法, 先计算式中各参数。 $T_1 = 8.75 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\phi_d = 1.05$, $m = 2 \text{ mm}$,

$z_l = 18$ 各项数值同前。查表 10-5^[10]取 $K_F = 2.522$, $Y_{Fa1} = 2.91$, $Y_{Sa1} = 1.53$, $Y_{Fa2} = 2.17$, $Y_{Sa2} = 1.80$, $Y_\varepsilon = 0.692$ 。将它们代入下式中, 得到:

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{2K_F T_l Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 z_l^2} \\ &= \frac{2 \times 2.522 \times 8.75 \times 1000 \times 2.91 \times 1.53 \times 0.692}{1.05 \times 2^3 \times 18^2} \\ &= 49.96 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} &= \frac{2K_F T_l Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 z_l^2} \\ &= \frac{2 \times 2.522 \times 8.75 \times 1000 \times 2.17 \times 1.80 \times 0.692}{1 \times 2^3 \times 18^2} \\ &= 43.88 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F2}]\end{aligned}\quad (3-43)$$

根据计算, 齿根弯曲疲劳强度满足要求。

5. 齿轮各参数汇总

表 3-4 齿轮参数

代号名称	计算公式	小齿轮	大齿轮
模数 m		2 mm	2 mm
齿数 z		18	108
齿宽 b		43 mm	38 mm
分度圆直径 d		36 mm	216 mm
齿顶高系数 h_a		1.0	1.0
顶隙系数 c		0.25	0.25
齿顶高 h_a	$m \times h_a$	2 mm	2 mm
齿根高 h_f	$m \times (h_a + c)$	2.5 mm	2.5 mm
全齿高 h	$h_a + h_f$	4.5 mm	4.5 mm
内孔直径 d'		10mm	30mm
齿顶圆直径 d_a	$d + 2 \times h_a$	40 mm	220 mm
齿根圆直径 d_f	$d - 2 \times h_f$	31 mm	211 mm

3.4 清理电机的选择

清理电机带动清理主轴转动, 为正反转电机, 安装在安装框架上端, 且上方

安装有保护罩，通过联轴器与带轮连接进而传动动力。

1.电动机的功率 P_w

$$P_w=0.75 \text{ kw}$$

2.电动机所需功率

取联轴器的传动效率为 90%，由公式（3-13），得：

$$P_d=\frac{P_w}{\eta_a}=\frac{0.75}{0.9}=0.833 \text{ kw}$$

3.工作机的转速

$$n=546 \text{ r/min}$$

4.电机参数的选择

综合考虑电动机的、清理装置和传动装置的重量、尺寸、成本和带传动、齿轮传动的传动比，由表 10-78^[11]选定型号为 Y132S-8 的三相异步电动机，额定功率为 2.2 kw，同步转速 750 r/min，满载转速 $n_m=710 \text{ r/min}$ 。

5.电动机结构示意图和主要参数

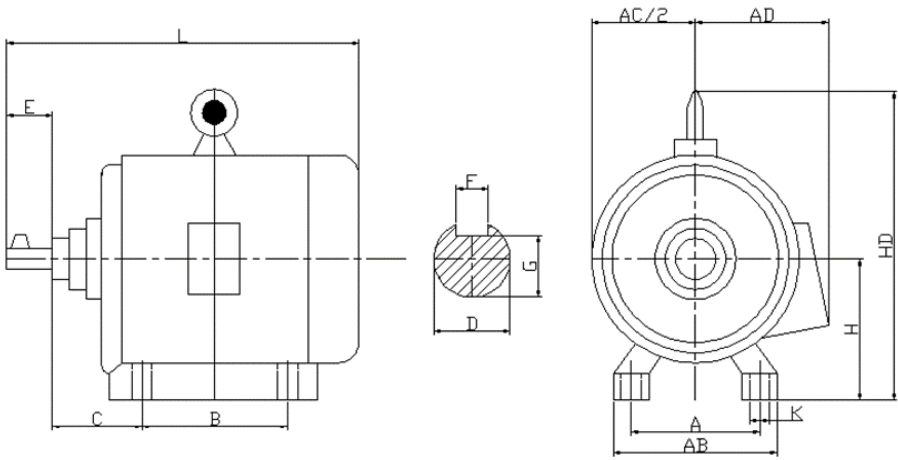


图 3-4 电机结构示意图

具体参数如下表 3-5 所示：

表 3-5 电机参数

中心高	外形尺寸	地脚螺栓安装	地脚螺栓孔	电动机轴伸出	键尺寸
		尺寸	直径	段尺寸	
H	$L \times HD$	$A \times B$	K	$D \times E$	$F \times G$
132mm	475×315	216×140	12mm	38×80	10×33

3.5 清理主轴的设计

清理主轴是清理装置的“龙骨”部分，既起到定位齿轮、带轮和轴承等零部件的作用，还起到传动扭矩的作用，因此主轴的设计尤其重要。即本小节将设计主轴的形状和确定尺寸参数。

1. 初选轴的直径

选择轴的材料为 1045 钢，根据表 15-3^[12]，取 $A_0 = 112$ ，则：

$$d_{min} = A_0 \times^3 \sqrt{\frac{P_0}{n_1}} = 112 \times^3 \sqrt{\frac{1.5}{273}} = 19.76 \text{ mm} \quad (3-44)$$

取 $d_{12} = 21 \text{ mm}$ 。

2. 清理主轴的结构示意图

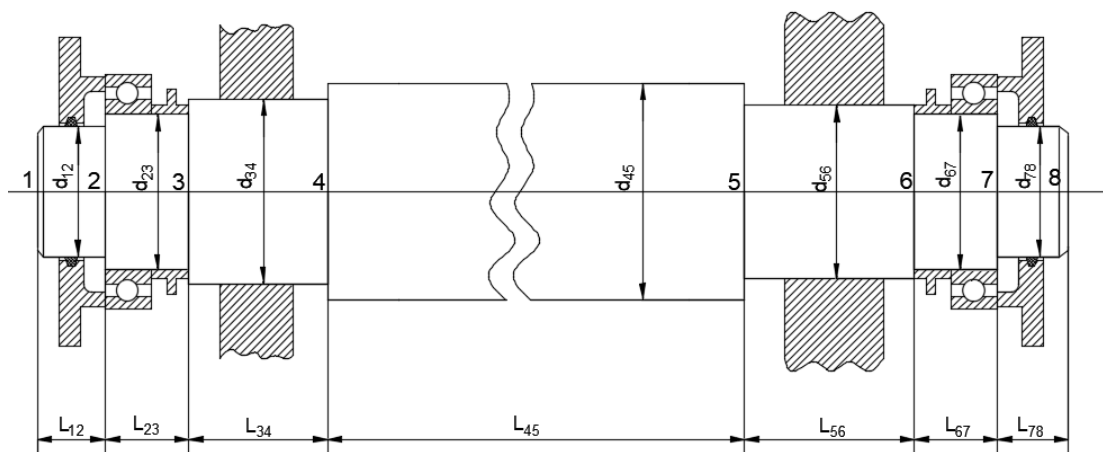


图 3-5 主轴的结构示意图

3. 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

(1) 根据轴承端盖便于装拆，取 $d_{12} = d_{78} = 21 \text{ mm}$ ， $L_{12} = L_{78} = 21 \text{ mm}$ 。

(2) 因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。根据 $d_{23} = 25 \text{ mm}$ ，由表 10-3^[13]中选择深沟球轴承 6004，其尺寸为 $d \times D \times T = 20 \times 42 \times 12 \text{ mm}$ ，故 $d_{23} = d_{67} = 25 \text{ mm}$ ，取挡油环的宽度为 15mm，所以有 $L_{23} = L_{67} = 12 + 15 = 27 \text{ mm}$ 。

(3) 由手册^[13]选取 6004 型轴承的定位轴肩高度 $h = 2.5 \text{ mm}$ ，因此，取 $d_{34} = 30 \text{ mm}$ 。齿轮宽度 $B = 38 \text{ mm}$ ，则取 $L_{34} = 45 \text{ mm}$ 。

(4) 根据旋转轮的尺寸要求，取 $d_{45} = 35 \text{ mm}$ ， $L_{45} = 400 \text{ mm}$ 。

(5) 带轮内孔直径 $d = 28 \text{ mm}$ ，则取 $d_{56} = 28 \text{ mm}$ 。带轮宽度 $B = 48 \text{ mm}$ ，则取 $L_{56} = 55 \text{ mm}$ 。

于是各轴端参数如下表 3-6 所示：

表 3-6 轴段参数

(mm)

轴端	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	7-8
直径	21	25	30	35	28	25	21
长度	20	27	45	400	55	27	20

4.轴的受力和校核

(1) 作轴的结构简图（见图 a）

查手册^[13]6004 轴承 $T = 12 \text{ mm}$

齿宽中点 B 距左支点 A 的水平距离 $L_1 = 45/2 + 15 + 12/2 = 43.5 \text{ mm}$

齿宽中点 B 距带轮中点 C 的水平距离 $L_2 = 45/2 + 400 + 55/2 = 450 \text{ mm}$

带轮中点 C 距右支点 D 的水平距离 $L_3 = 55/2 + 15 + 12/2 = 48.5 \text{ mm}$

左支点 A 距右支点 D 的水平距离 $L_0 = (L_1 + L_2 + L_3) = 43.5 + 450 + 48.5 = 542 \text{ mm}$

(2) 轴的受力分析

齿轮所受的圆周力（ d_1 为齿轮的分度圆直径）

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 52.47 \times 1000}{216} = 485.86 \text{ N} \quad (3-45)$$

齿轮所受的径向力

$$F_r = F_t \times \tan \alpha = 485.86 \times \tan 20^\circ = 176.84 \text{ N} \quad (3-46)$$

V 带压轴力

$$F_P = 618.56 \text{ N}$$

(3) 计算轴的剪力

水平面剪力（见图 b）：

$$F_{NH1} = \frac{F_t(L_2 + L_3)}{L_0} = \frac{486.12 \times (450 + 48.5)}{542} = 466.87 \text{ N} \quad (3-47)$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t L_1}{L_0} = \frac{486.12 \times 43.5}{542} = 38.99 \text{ N}$$

垂直面剪力（见图 d）：

$$F_{NVI} = \frac{F_r(L_2 + L_3) - F_P L_3}{L_0}$$

$$= \frac{176.84 \times (450 + 48.5) - 618.56 \times 48.5}{542}$$

$$= 107.3 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 F_{NV2} &= \frac{F_p(L_1+L_2)-F_rL_1}{L_0} \\
 &= \frac{618.56 \times (43.5+450) - 176.84 \times 43.5}{542} \\
 &= 549.02 \text{ N}
 \end{aligned}$$

（4）计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 B 处的水平弯矩：

$$M_H = F_{NH1}L_1 = 446.87 \times 43.5 = 19438.85 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

截面 B 处的垂直弯矩：

$$M_{V0} = F_{NV1}L_1 = 107.3 \times 43.5 = 4667.55 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{V1} = F_rL_1 = 176.84 \times 43.5 = 7692.54 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩：

$$M_{V2} = F_{NV2}L_3 = -549 \times 48.5 = -26626.5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

分别作水平面弯矩图（图 c）和垂直面弯矩图（图 e）。

截面 B 处的合成弯矩：

$$\begin{aligned}
 M_1 &= \sqrt{M_H^2 + M_{V0}^2} = \sqrt{19438.85^2 + 4667.55^2} = 19991.37 \text{ N}\cdot\text{mm} \\
 M_2 &= \sqrt{M_H^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{19438.85^2 + 7692.54^2} = 20905.6 \text{ N}\cdot\text{mm}
 \end{aligned} \tag{3-48}$$

截面 C 处的合成弯矩：

$$M_3 = \sqrt{M_H^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{1891.24^2 + 26626.5^2} = 26693.58 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作合成弯矩图（图 f）。

（5）作转矩图（图 g）

（6）按弯扭组合校核轴的强度

轴上最大弯矩和转矩的截面为 C 截面，所以对 C 截面进行强度的校核。取 $\alpha=0.6$ ，则：

$$\begin{aligned}
 \sigma_{ca} &= \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M_3^2 + (\alpha T_1)^2}}{W} \\
 &= \frac{\sqrt{26693.58^2 + (0.6 \times 55.27 \times 1000)^2}}{0.1 \times 28^3} \\
 &= 19.38 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{3-49}$$

故轴的设计满足强度要求。且清理主轴的剪力、弯矩和扭矩如图 3-6 所示。

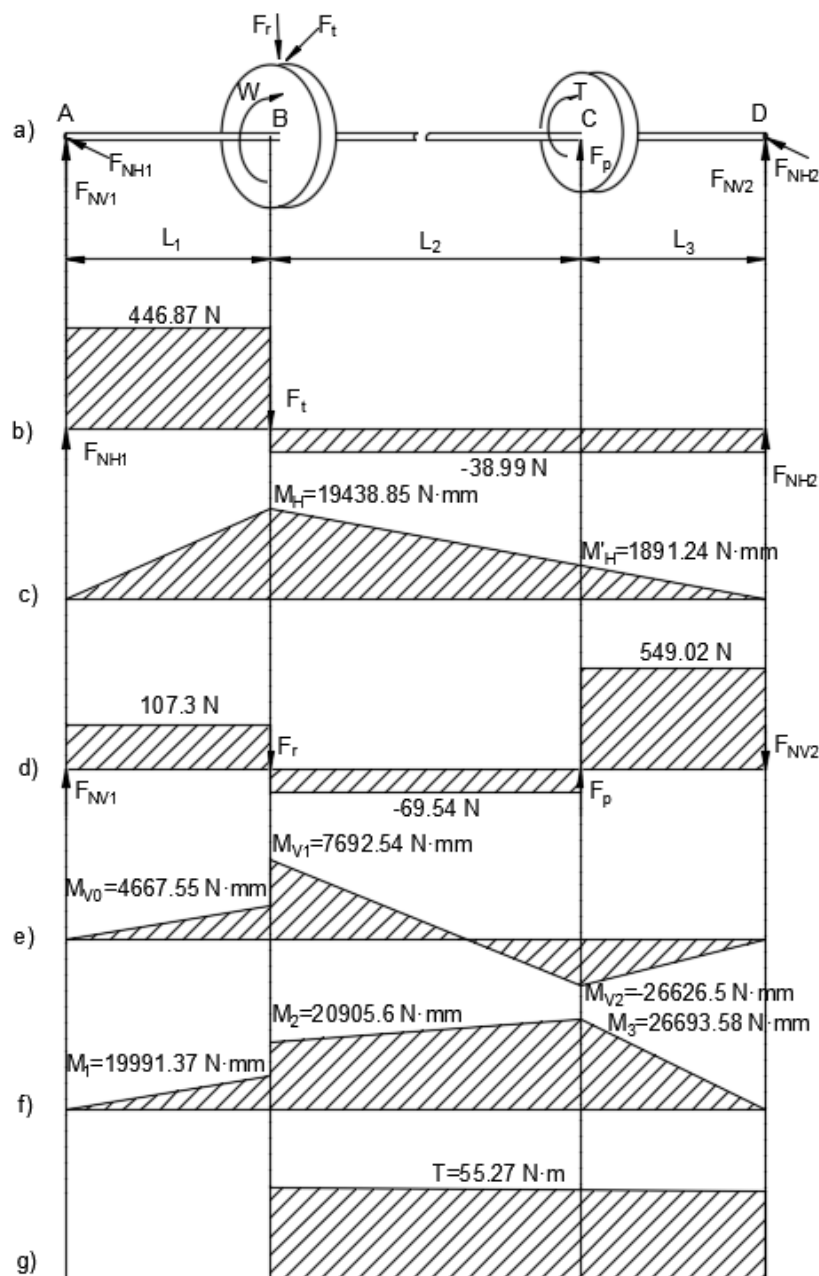
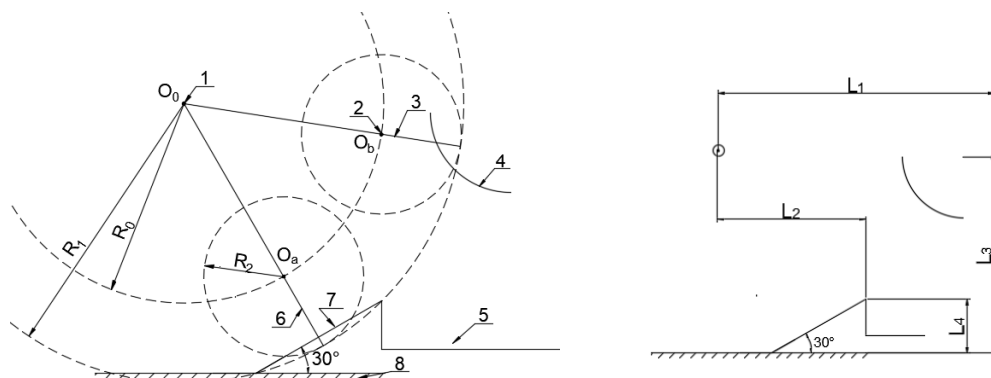


图 3-6 轴的弯扭受力图

3.6 摘取装置和清扫装置的设计与计算

摘取装置是“滚针”模式工作时所必须的装置，而清扫装置是“滚刷”模式工作时所必须的装置，每一种工作模式下只能是一种发挥作用。摘取装置（如图 2-5 所示）将清理装置顺时针旋转时滚针扎取的落叶摘取下来并收集，而清扫装置（如图 2-6 所示）将清理装置逆时针旋转时滚刷扫取的落叶收集至收集箱内。二者的相互位置要求在很大程度上决定了清理机能否有效的工作，因此本小节对摘取装置和清扫装置的尺寸和相互位置参数进行设计。

3.6.1 相对位置及结构设计



1-主轴 2-副轴 3-针排 4-摘叶阀 5-收集箱 6-刷排 7-伸缩板 8-地面

图 3-7 清理装置、摘取装置和清扫装置相对位置和结构示意图

清理装置、摘取装置和清扫装置相对位置和结构如图 3-7 所示，其中

O_0 : 主轴圆心

O_a : 滚刷工作时的工位

O_b : 滚针工作时的工位

R_0 : 副轴中心的旋转半径，且 $R_0=126\text{ mm}$

R_1 : 清理刷或清理针的顶点的旋转半径，且 $R_1=176\text{ mm}$

R_2 : 清理刷或清理针的旋转半径，且 $R_2=50\text{ mm}$

L_1 : 摘叶阀圆心距主轴的水平距离

L_2 : 伸缩板顶点距主轴的水平距离

L_3 : 摘叶阀圆心距地的垂直距离

L_4 : 伸缩板顶点距地的垂直距离

3.6.2 清扫装置的设计

清理装置逆时针旋转，刷排工作。伸缩板是与地面的夹角为 $\alpha=30^\circ$ 的平板。

当副轴位 O_4 位时，刷排与伸缩板恰好接触，且距离达到最大 $L_{O_0C}=176\text{ mm}$ 。副轴转动位于 $\widehat{O_4O_3}$ 内，刷排一直与伸缩板相接触，且刷排成弯曲状态，处于工作状态。当副轴位于 O_3 位时，B 点为刷排与伸缩板的分离点，同时也是伸缩板的最高点，如图 3-8 所示。此时，为了防止刷排旋转时受到来自摘叶阀的阻力，摘叶阀位置移动。

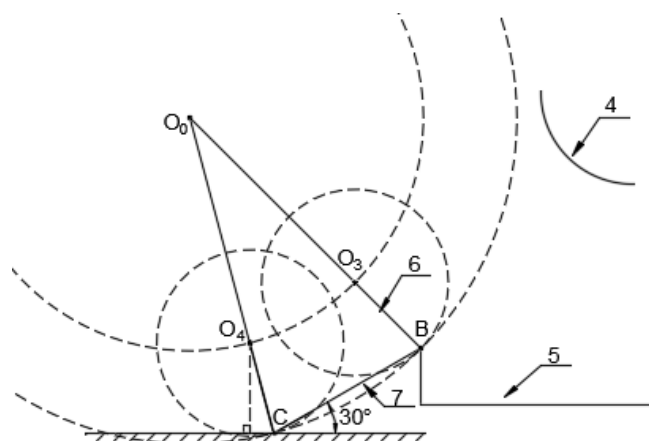


图 3-8 清扫装置示意图

在等腰 $\triangle O_0 BC$ 中，有 $\angle O_0 CB=75^\circ$ ， $L_{O_0C}=L_{O_0B}=176\text{ mm}$ ，则

伸缩板宽度 $L_{BC}\approx 100\text{ mm}$ ，所以

伸缩板规格

$$L\times B\times H=400\times 100\times 1\text{ mm}$$

伸缩板顶点距地的垂直距离

$$L_4=L_{BC}\cdot \sin\alpha=100\times \sin 30^\circ=50\text{ mm}\quad (3-50)$$

伸缩板顶点距主轴的水平距离

$$\begin{aligned} L_2 &= L_{O_0C}\cdot \cos \frac{180^\circ-\alpha}{2} + L_{BC}\cdot \cos\alpha \\ &= 176\times \cos 75^\circ + 100\times \cos 30^\circ \\ &= 132.16\text{ mm} \end{aligned}$$

3.6.3 摘取装置的设计

清理装置顺时针旋转，针排工作。摘叶阀的形状是半径为 50 mm 的圆的四分之一段圆弧，且摘叶阀圆心与主轴圆心水平。

当副轴位于 O_1 位时，针排与摘叶阀恰好接触。副轴转动位于 $\widehat{O_1O_2}$ 内，针排一直位于摘叶阀槽内，处于工作状态。当副轴位于 O_2 位时，A 点为针排与摘叶阀的分离点，同时也是摘叶阀槽的最低点，如图 3-9 所示。此时，为了防止针排旋转时受到来自收缩版的阻力，伸缩板位置移动，缩回收集箱内。

1.基本尺寸

摘叶阀的基础规格

$$L\times R\times B=400\times 50\times 1\text{ mm}$$

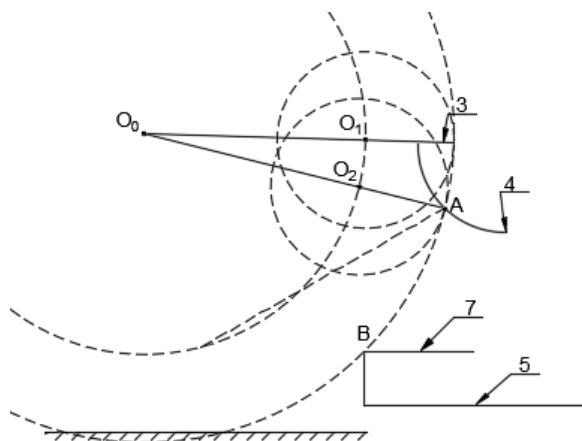


图 3-9 摘取装置示意图

摘叶阀圆心距地的垂直距离

$$L_2 = L_{O_0C} \cdot \sin \frac{180^\circ - \alpha}{2} = 176 \times \sin 75^\circ = 170 \text{ mm}$$

摘叶阀有两个极限位置，左极限位是其顶端与针排底部接触，右极限位是其顶端与针排顶部接触，所以

摘叶阀圆心距主轴的水平距离

$$176 = 126 + 50 \leq L_I \leq 176 + 50 = 225 \text{ mm}$$

取 $L_I = 200 \text{ mm}$ 。

值得注意的是，因为升降装置可以调节机器高度的原因，所以无论是 L_3 和 L_4 ，都只是最小值。

2. 具体参数

摘叶阀的具体结构和尺寸参数如图 3-10 所示：

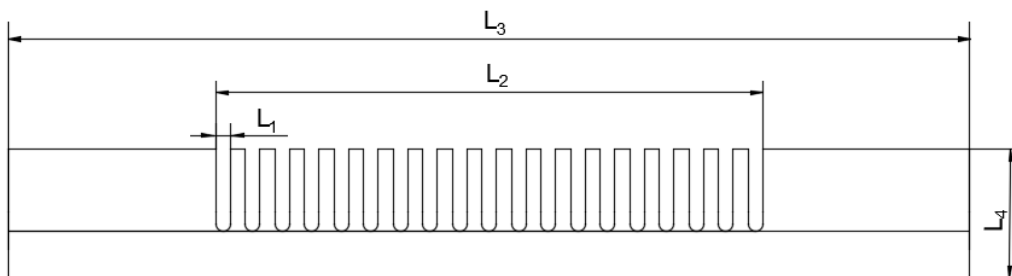


图 3-10 摘叶阀尺寸示意图

摘叶阀参数如下表 3-7 所示：

表 3-7 摘叶阀参数

摘叶阀槽宽度 L_1	工作部分长度 L_2	摘叶阀总长度 L_3	摘叶阀宽度 L_4
5 mm × 20	400 mm	542 mm	50 mm

第四章 齿轮啮合有限元分析

4.1 有限元分析概述

1.有限元分析的简介

由于齿轮复杂的几何外形和变形情况，当齿轮啮合受力而稍微变形时，不仅齿轮表面会发生弯曲，内部结构也会因受压而发生变形。通过有限元分析，我们可以清楚地了解齿轮的受力情况和危险部位，然后根据有限元的分析结果对齿轮进行优化设计。本文所设计的落叶清理机共有六对齿轮传动（如图 2-4 所示），每一对的受力情况相同，所以本章将选取其中的任意一对进行有限元分析，研究其在啮合方面的性能。

2.有限元分析的主要内容

（1）建立有限元实体模型。首先建立齿轮的三维实体模型，之后划分网格，只有生成一些小单元后，才能进行有限元分析。在建立有限元的模型时，需要选定齿轮的材料。并且单元的选择对于分析的最终结果也有直接影响。在分析计算中，网格生成的质量决定了有限元模型与实体模型之间的近似程度，因此网格生成对最终结果有很大的影响。

（2）添加载荷并运算算例。根据零件的受力情况，对零件添加不同的固定方式和载荷，并选择相应的接触形式，最后运算算例求解，并得到解析结果。

（3）查看运算结果并进行优化。分析结果显示和输出图形化，结果可以在一个时间段或子步骤查看，但 SolidWorks Simulation 只会根据用户所定义的模式进行分析和计算，后续的优化还是需要自己完成。

4.2 齿轮啮合的有限元分析

1.创建新算例

根据齿轮的参数创建实体模型并进行啮合配对，本文选取其中的任意一对齿轮配对进行分析，实体模型如图 4-1 所示，具体参数如表 3-4 所示，最后运行新算例进行静力分析。

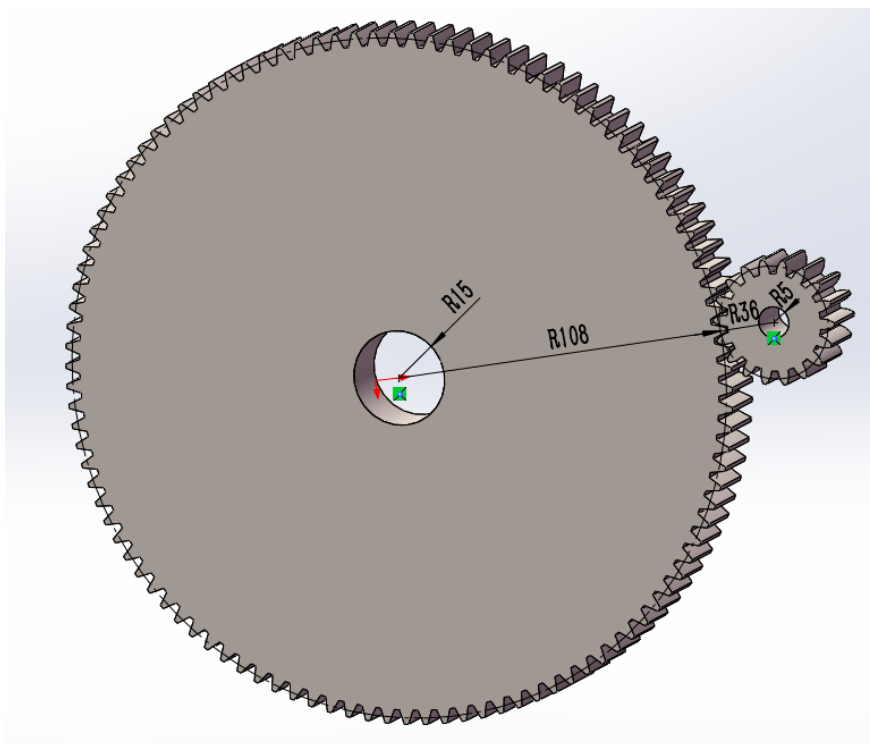


图 4-1 齿轮模型

2.指定零件应用材料

选择 SolidWorks materials 下的 AISI 1045 钢作为齿轮的材料。

表 4-1 AISI 1045 钢物理参数

属性	数值	单位
弹性模量	2.1e+011	N/m ²
中泊松比	0.29	不适用
中抗剪模量	8e+010	N/m ²
质量密度	7800	kg/ m ³
张力强度	625000000	MPa
屈服强度	530000000	N/m ²
热膨胀系数	1.5e-005	1E-6 /K
热导率	49.8	W/(m • K)
比热	486	J/(kg • K)

3.添加夹具

由机构工作时的实际情况分析得，大齿轮的内表面需要添加固定约束，而小齿轮的内表面需要添加固定铰链约束。

4.施加外部载荷

选择小齿轮内孔表面施加力矩，并以其基准轴来应用力矩。

扭矩载荷，由公式（3-29），得：

$$T_I = 9.55 \times 10^3 \frac{P_I}{n_I} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{0.25}{273} = 8.75 \text{ N}\cdot\text{m}$$

5.添加接触对

选择两个齿轮的互相啮合的齿廓面作为一对相触面组。

6.划分网格

划分网格是进行有限元分析的一个关键步骤，通过划分网格来生成单元和节点是实体建模的最终目的。网格划分的疏密对有限元分析的准确性和计算量具有很大的影响，一般生成的网格的密度越粗糙，计算精度越低，所需的运算时间也就越少。

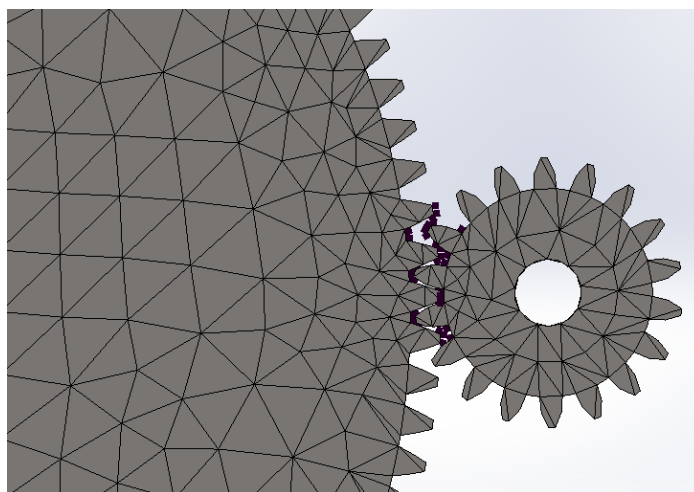


图 4-2 网格化后的齿轮模型

本实例中对太阳齿轮和行星齿轮的啮合处进行网格的细化，其他的部位网格划分质量为中等即可。网格化后单元数 16855，节点数 28890。网格化后的齿轮模型如图 4-2 所示。

7.运行算例

SolidWorks Simulation 通过彩色云图显示应变和应力的分布，分析结果如图 4-3 所示。

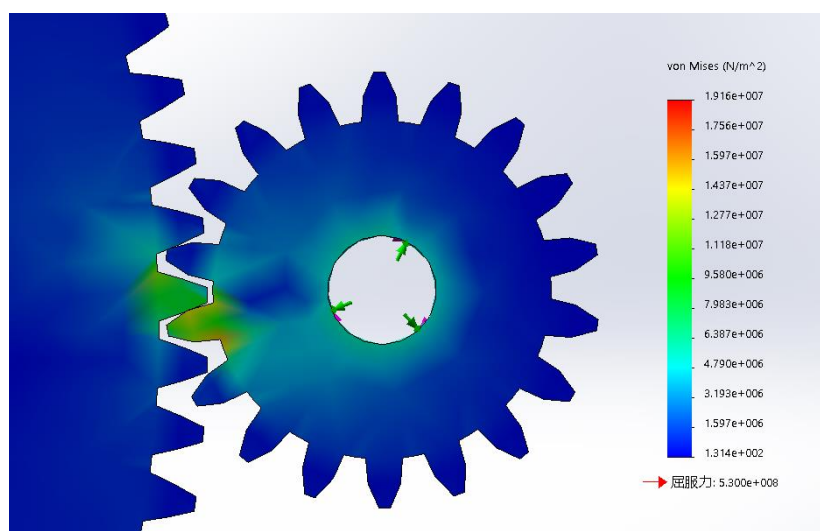


图 4-3 应力分布图

由图 4-3 可以看出齿面接触位置和齿轮根部的应力分布比较集中，最大应力为 19.16 MPa。

8.结果分析

齿面接触疲劳强度，由公式（3-28）变形，得：

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K_H T_l}{\phi_d d_l^3} \times \frac{i+1}{i}} \\ &= 189.8 \times 2.5 \times 0.876 \times \sqrt{\frac{2 \times 2.575 \times 8.75 \times 1000}{1.05 \times 36^3} \times \frac{6+1}{6}} \\ &= 430.6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

即最大应力值 19.16 MPa 远小于齿面接触疲劳强度 430.6 MPa，所以设计符合要求。

第五章 结论

本文针对马路和草坪的地形特点，结合树叶的物理特性专门设计了一款多地形、多功能落叶垃圾清理机。

本论文主要从以下几方面进行设计：

1.首先分析落叶清理机的工作过程，根据落叶清理机的工作流程设计落叶清理机的大体结构。

2.根据落叶清理机各零部件的工作特性分别设计清理装置的旋转轮盘、转换机构的齿轮、清理电机的参数选择、传动系统的 V 带和带轮的选择及其清理主轴的设计。

3.对清理装置、摘取装置和收集装置的相对位置的确定，以保证机器有效工作。

4.利用 SolidWorks 三维软件对落叶清理机各零部件进行实体建模，最后进行总体装配完成装配图。针对齿轮啮合的情况，运用 SolidWorks Simulation 对其进行有限元分析，判断其应力的分布情况，并校核其强度是否满足要求。

转换机构是本装置的创新之一，设置了一个太阳齿轮和六个均布的行星齿轮。当太阳齿轮转动一定角度时，行星齿轮按照严格的传动比也相继转动，因为行星齿轮是固定安装在清理副轴上的，结果就是要么清理刷排朝外，要么清理针排朝外，这就实现了清理针排和清理刷的模式转换。

升降装置是另一大创新，通过可调节的升降杆来进一步调节机器的高度，来适应不同的地形要求，力保工作效率更高。

参考文献

- [1] 李友成.一种草屑落叶清理机[P].CN202697310U,2013-01-30.
- [2] VANEGAS U L V, WAHAB M A, PARKER GA. Effectiveness of gutter brushes in removing street sweeping waste[J]. Waste Management, 2010.30(2): 174-184.
- [3] 柴彩彩.路面清洁技术研究及创新型路面清洁系统的关键部件设计[D].西安工程大学,2017.
- [4] PEEL G M, PARKER G A, Initial investigations into the dynamics of cutting brushes for sweeping[J]. J DynSyst Meas Control.2002.124(4): 675.
- [5] ANANTHARAMAN A, Wu Xin, HADINOTO K, etc. Impact of continuous particle size distribution with and particle sphericity on minimum pick up velocity in gas-solid pneumatic conveying [J]. Chemical Engineering Science, 2015, 130 (7):92-100.
- [6] 徐磊,程欲光等.一种绿化植物落叶清扫收集装置[P].CN206570745U,2017-10-20.
- [7] 类成朋,王志坤,孔虎.水陆两用落叶清理机结构设计[J].河北农机,2018 (01):56-57.
- [8] 刘敬,颜廷宇等.一种多功能垃圾落叶清理机[P]. CN109338962A,2019-02-15.
- [9] 中国机械工程学会等.机械设计手册[M].北京:电子工业出版社,2007:77.
- [10] 濮良贵,纪名刚等.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2006:141-217.
- [11] 喻全余,罗敏峰等.机械设计课程设计[M].上海:上海交通大学出版社,2018:216.
- [12] 濮良贵,纪名刚等.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2006:370.
- [13] 喻全余,罗敏峰等.机械设计课程设计[M].上海:上海交通大学出版社,2018:167.

谢辞

时间总是过的很快，来不及感叹，就已经面临毕业了。从此，美好而又单纯的大学生活，只能留存在记忆之中。在我的本科生活即将画上句号的同时，我想要对这四年来帮助、支持、鼓励、关心过我的老师们和同学们送上最真诚的感谢！

非常感谢滨州学院四年来对我的培养与栽培，巍巍学府，作育英才。不管是严谨的校风，还是优良的学风，无不对我产生了深远的影响。

非常感谢机电工程学院和各位授课教师，十年树木，百年树人。在学习期间，正是你们孜孜不倦的教诲才能使我顺利完成学业，正是你们默化潜移的教导才使我在大学期间积累了一笔丰厚的财富，而这笔财富将使我终生受益。

非常感谢我的导师黄爱芹教授对我的指导和帮助，高山仰止，景行行止。黄老师严谨的教学态度、渊博的理论知识和高尚的道德品质都是我学习的榜样。在我的毕业设计期间，从开始的选题构思和开题报告，之后论文的书写和修改，到最后的答辩，这整个过程都离不开黄老师对我的耐心的指导和无私的帮助。正是这样，我才能顺利的完成毕业设计。

非常感谢我的班主任刘敬老师对我的教诲和关心，饮其流者怀其源，学其成时念吾师。四年来，刘老师对我的学习、科研竞赛、考研等方面都提供了很大的帮助。尤其是在考研的过程中，从刚开始的择校，以及学习过程的教导和关心，到最后的复试阶段，刘老师都提供了莫大的帮助。

非常感谢四年陪伴在我身边的同学们，与君一聚，终须一别。四年间，我们一起上课、一起吃饭、一起玩乐、一起学习、一起进步，这一切仿佛都成了一种习惯。而在分别的这一天，希望在今后的日子里，大家都能事业有成。

非常感谢我的家人和亲戚朋友，在我的求学生涯中给予了我莫大的支持。

非常感谢我在论文中引用的文献的各位作者，你们的研究成果给了我极大的启发。

非常感谢在百忙之中抽出时间对本文进行审阅的各位老师。

最后，由衷的感谢大家！