

# 邵阳职业技术学院

## 毕 业 设 计

产品设计	工艺设计	方案设计
		√

设计题目: 茶树修剪机的设计

学生姓名: 唐浩然

学 号: 201810300235

系 部: 电梯工程学院

专 业: 电梯工程技术

班 级: 电梯 1182 班

指导老师: 李黎

二 0 二 一 年 六 月 一 日

# 目 录

一、前言.....	2
(一) 园林修剪机械研究现状.....	2
(二) 茶树修剪机的发展趋势.....	2
(三) 本课题研究的目的是和意义.....	3
(四) 设计任务.....	4
二、茶树修剪机总体方案的设计.....	4
(一) 全自动茶树修剪机修剪部件的方案设计.....	5
(二) 行走部件的设计.....	6
(三) 全自动茶树修剪机裁剪枝叶的处理方案.....	7
三、修剪装置的运动分析及设计.....	8
(一) 修剪装置的设计方案.....	8
(二) 修剪装置的运动分析.....	9
四、主要参数计算.....	11
(一) 牵引力的计算.....	11
(二) 横梁的强度校核.....	12
(三) 支撑柱相关计算.....	13
五、总结.....	15
参考文献.....	16
致谢.....	17

# 茶树修剪机的设计

## **[摘要]**

茶树的修剪目前仅仅使用简单的绿篱机或者手提式割草机，由工作人员进入花坛中进行操作，至今未有自动行走的茶树修剪机进行花坛修剪和维护。

自古以来便有园林的建设和维护，相应的机械也得以发展。随着现今城市人民生活水平的提高，人们对于生活质量的要求越来越高，随之发展的就是城市的生态建设和绿化建设。要想拥有好的绿化建设，园林机械是必不可少。

**[关键词]** 茶树 修剪 自动

# 一、前言

## （一）园林修剪机械研究现状

茶树的修剪目前仅仅使用简单的绿篱机或者手提式割草机，由工作人员进入花坛中进行操作，至今未有自动行走的茶树修剪机进行花坛修剪和维护。

自古以来便有园林的建设和维护，相应的机械也得以发展。随着现今城市人民生活水平的提高，人们对于生活质量的要求越来越高，随之发展的就是城市的生态建设和绿化建设。要想拥有好的绿化建设，园林机械是必不可少。

在国外，由于土地资源、人文环境、生活水平等许多因素影响，国外的绿化园林机械发展较早，20世纪初，国外发达国家就已开始大规模的绿化建设和绿化宣传等工作，并且使用园林机械代替繁重的体力劳动。21世纪初，发达国家从企业到公共绿地全部实现机械化作业，并向更高层次发展。

经过近百年的发展，美国、日本、德国、意大利、瑞典等国家小动力园林机械得到了长足的发展，培养出许多国际知名品牌，如美国的 B&S(百力通)、Kohler、MTD、Tecumseh, 日本的小松、YAMAHA、HONDA，意大利的 Emark，德国的 STIHL、SOLO，瑞典的 HUSQVARNA 等。这些企业在行业中较大的影响。

我国的园林机械生产起始于 20 世纪 70 年代，但是进入 90 年代以来，特别是最近几年，随着市政建设、工业用途和城市园林绿化需求规模的迅速扩大及茶树、立体花坛的持续发展，带动了园林机械的生产和不断更新进步。外资企业的加盟缩小了我国园林机械产品与国外的差距，也使竞争日趋激烈。加入 WTO 后，面对欧美园林机械的巨大市场，中国小型绿化园林机械以其低价格、简易、耐用等优势，出口量得以大幅度提高，促进了国内园林机械的发明和迅速发展。我国小型柴油机产品品种较少，与某些国家相比差距较大。美国和日本的产品已实现系列化、统一化、标准化，各公司均有自成体系的系列产品，产品覆盖很大的功率范围，配套几十种机具。目前，我国配套的园林机具仅有十几种，技术含量低。产品性能普遍低于国外同类产品。

## （二）茶树修剪机的发展趋势

近年来，随着我国基础绿化建设的持续深入和建设中国茶树的推广应用，人们对园林机械产品的发展提出了新的要求，具体如下：

产品规格上向大型化和微型化方向发展。茶树修剪机的应用范围日渐广泛，为适应大型茶树的修剪和维护，为实现高效修剪大型茶树，修剪机的规格不断发展；为满足市政花坛建设和公园花坛建设的需要，小型的精致花坛修剪产品不断成熟。

产品功能上向多功能化和专用化方向发展。园林的作物种类不同，但共通点颇多，使得修剪机械趋向于一机多能，配备多种工作装置，以满足各种施工需要；立体修剪、茶树修剪和草坪修剪等专用机械也得到广泛应用。

产品性能上向节能化、智能化方向发展。能耗大、操作复杂的修剪机械逐渐退出市场，更节能更“聪明”更简洁的修剪机械可有效降低人力和物力成本。也更加符合国家的节能减排的相关要求。

产品技术上向信息化、智能化方向发展。电控系统、传感器的广泛应用可帮助用户分析各种参数，了解工作状况，以此来对花坛的修剪进行严格的定位和操作，实现半自动化甚至自动化，以确保安全使用和提高工作效率。

修剪机械产品各部件逐渐实现标准化，操作逐渐实现自动化，对机械的维护便利性以及操作人员的工作安全性和专业性要求不断增强。

### （三）本课题研究的目的是和意义

随着社会科学的发展，各种园林机械被广泛应用于园林及绿化建设过程中。大大的减轻了绿化建设的难度，为人与自然的和谐打下了基础。但在茶树的修剪和维护方面，还主要是应用绿篱机或剪刀，通过人力进行定位和剪切，存在辅助时间长、修剪效率低、精度低等问题，除此之外，该方法对于大型茶树的修剪不得不进入花坛中进行操作，将破坏花坛的灌木生长和整体形象；采用高性能机器人修剪机械或者高空剪切等手段，则价格昂贵，在一定程度上造成资源浪费。因此，为了实现茶树修剪维护的机械化、节约化和自动化，以及降级对花坛自身的伤害，就需要设计一种新型的茶树修剪机械。本次设计，运用独特的发散思维和仿生学的知识，将各种限制进行分析，采用先进的机械设计理念，以内燃机为动力，重点对其行走系等部分进行改进，能够极大自动化程度，有效的提高工作效率，提高修剪精度。为大范围的茶树修剪提供有力的保障。

通过对此课题进行研究，目的在于通过对日常机械的基本结构的组合应用，完成茶树修剪机的整体底盘设计和工作部件设计，从而积累对整套机械系统的设

计经验、掌握制图软件应用、比较自己的设计思路与传统设计方法的优劣，为今后的研究和学习提供动力和帮助。

#### （四）设计任务

近年来，我国国内市场对园林修剪机械的需求有增无减，需要新的更加符合工作环境要求的产品不断投入实际生产。本次设计任务为设计一台自走式的中型茶树修剪机的工作装置部分和行走系部分。

动力装置是由汽油机或柴油机作为主要动力，通过变速箱将动力分配变换来实现工作部位的驱动。

工作装置是一个较简单的机构，国内外对其力学分析、运动分析和结构参数优化设计方面都作了较深入的研究，设计已经趋于成熟。针对这一部分研究情况和我国产品寿命短、质量不高的情况，偏重于尺寸结构的设计计算，保证其能满足工作要求，并具有一定的工作寿命。

行走系设计是一个较为复杂的全新设计，由于茶树修剪机的工作环境是在小灌木等植株上匀速行走，而且花坛不能被碾压损坏，所以便对茶树修剪机的行走系提出了较多的要求。首先茶树修剪机的行进必须有最大工作速度 2km/h 和最大非工作运输速度 5km/h 两种匀速模式，其次行走于花坛上，不能对花坛造成碾压等损伤。从行走系的功用出发，在保证其承载能力和牵引能力的同时，着重对其轮系进行设计。在这里选择合适的四轮一带部件，并对履带进行变形。在图纸中表达清楚其结构尺寸和配合状况。

## 二、茶树修剪机总体方案的设计

全自动茶树修剪机顾名思义是自动化的对茶树进行修剪和维护的园林机械，考虑到现有茶树修剪方法存在修剪效率低、精度低和破坏花坛等问题。本设计是在一顶的条件下自行作业的机械，有动力系统和控制系统的配合下自动作业。其自走结构可以高效简洁的对茶树进行作业，因此如何设计两种速度的切换以及行走系的结构，是本次设计的重点。

按照全自动茶树修剪机的作业要求，本设计采用特殊轮系设计，特殊轮系设计可以是机械在匀速水平行走的同时不对茶树造成伤害，从机械的头部对花坛进行修剪，并在修剪后将废枝叶洒下花坛，形成有机肥料。此设计既能自动行走，又能合理的处理修剪后的废枝叶，一次十分适合大型茶树的修剪。考虑到发动机、

减速器、工作头等的重量较大，机械要进行平稳运作，必须进行平衡配置，尽量保持整机的平衡。履带的更换决定了剪切的高度，一次此全自动茶树修剪机可适应茶树等平面或浮雕式花坛的修剪，而且了对草坪等场地进行修剪和维护，这便做到一机多用从而使其可应用范围大幅度增加。

茶树修剪机主要由行走轮系、变速器、修剪头、支撑架、速度调节装置等几大部分组成。其中行走轮系、变速器以及速度调节装置属于行走系，支撑并带动支撑架行走。修剪器、转动轴和柴油机分布于支撑架上，从而构成完整的机械。行走系采用仿生学特殊履带行走，变速器采用电磁离合器与电磁控制开关，修剪器采用双齿锯修剪，废物处理的方式采用直接回归食物链法，用风扇将剪掉的枝叶送回地面。

在选定柴油机动力、行驶速度基础上，凭借经验公式给出茶树修剪机的基本参数，包括尺寸参数（工作尺寸、机体外形尺寸、工作装置尺寸）和重量参数、功率参数、剪切力、针对水平地面的最高剪切高度等等。

该全自动茶树修剪机总设计方案如图 2.1 所示。

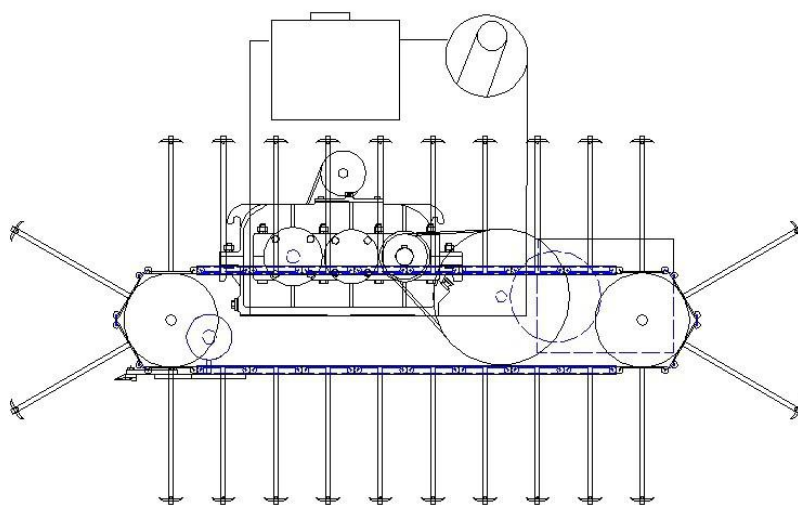


图 2.1 全自动茶树修剪机总体设计主视图

## （一）全自动茶树修剪机修剪部件的方案设计

由于机械行走系统进行匀速行走，因此茶树修剪机的剪切装置必须进行线剪切，为了保证工作过程的顺利和效率，剪切刃的选择需要慎重，在螺旋剪切，锯齿剪切，双刃绿篱机等剪切机械中，我选择了双刃绿篱机的刀刃，该刀刃的零部件组成精密，传动轴耐磨性强，传动连接齿合精准，运作流畅，可以修剪不同的植物，从而大大的提高了修剪效率。

修剪部件的工作由内燃机带动，修剪速度要求适中，速度太快对刀具造成损伤，太慢则有损工作效率。由于不同的茶树要求的剪切力有所不同，设计时间有限，因此修剪机的动力，参考已经比较成熟的绿篱机的相关参数。根据查阅同种刀具工作，参考发动机机号为发动机型号：1E32F 发动机排量：23CC 功率：0.65KW/6500RPM 割幅：750MM 修剪部的毛重/净重 7.1/5.6KG。

## （二）行走部件的设计

全自动茶树修剪机的行走部件是此次设计最重要的部分。茶树主要特点为：由小型灌木组成、面积大、土质较结实。因此变对修剪机提出了较为苛刻的要求：首先，茶树修剪机必须在灌木上行走而不能对花坛造成损伤；其次，茶树修剪机必须在花坛中实现自走，自行转弯以及差速行驶等动作；第三，茶树修剪机的重量应满足土地的承受能力，虽然地面有一定的承受能力，但是对地压强不能过大。

### 1.行走轮系设计方案

轮系的设计作为行走部件的重点项目，将其进行充分的构思和优化。首先，在工作过程中，由于机械处于半悬空状态，不能对地面进行碾压，因此必须采用特殊轮系，我们可以试着将轮系分为两部分设计。采用 TRIZ 理论进行设计，参照仿生学水龟的水上行走，将行走系下部设计成为柱状支撑体。由于行走系使整个机械平稳前进，因此行走系的上部必须是保持水平运动，显而易见的我们必须抛弃轮式结构，在这里，我们参照履带式的行走过程中履带底部与地面始终保持平行的特点，将轮系的上半部设计为仿履带式结构。

以上方案综合便得到如图 2.2 的简易结构，有图中我们可以发现此结构基本符合全自动茶树修剪机的行走要求。但是由于履带是软性传动，在行进中必然会产生前倾、偏移和履带变形等情况，造成茶树修剪机的不稳定。因此必须对其进行更深层的改造，已达到满足在花坛中行走的要求。对履带的支撑架进行改造，对履带进行约束，从而保证修剪机运动的稳定。



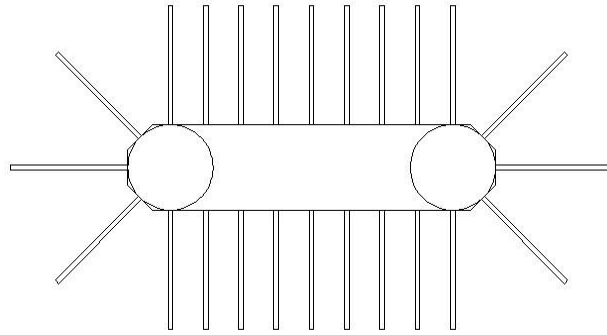


图 2.2 全自动轮系方案分析初步组合效果图

## 2.运动状态的方案要求

全自动茶树修剪机的工作环境是大型茶树，因此对比电动机、内燃机和液压马达等动力装置，我们选择内燃机这种对外界依赖小、操作简单的动力机作为茶树修剪机的主要动力。

全自动茶树修剪机根据设计要求有四种运动形式，因此行走系的传动设计比较复杂。其中，修剪机的四种运动形式分别是：停止、3km/h 匀速前进、5km/h 匀速前进和转弯前进。停止是指在下达停止命令时修剪机必须立即停止，需要关闭柴油机的同时消灭修剪机前行中的惯性，两种匀速前进速度分别为非工作和工作速度，切换时必须平稳。由于此机械采用半悬空状态，因此拐弯与常规履带式机械有所区别，必须保持双边同时前进，运用双边的差速进行转弯。

## 3.实现差速行驶的设计方案

履带式行走系统的转向是一侧停止，另一侧运动，从而产生差速使机械转弯。但是在花坛中为保持灌木的完整性，必须使两侧同时前进差速前进。而汽车的转向器和差速器显然不能应用在茶树修剪机上。因此设计中，我选择将两侧的履带分为不相关的两部分，自主设计小型齿轮箱，以达到单侧变速、差速行驶。

运动中的变速需要使用到离合器和齿轮箱。参考离合器的种类以及变速范围，我选择采用电磁离合器，小巧简便又能实现可控离合。齿轮箱参考机床齿轮箱进行设计，由电磁体实现齿轮的变换，从而达到转速的改变。由于速度为 3km/h 和 5km/h 两种，因此采用三轴两速的齿轮箱。

## （三）全自动茶树修剪机裁剪枝叶的处理方案

在修剪过程中产生的枝叶，可以进行收集或者直接还之于花坛。考虑到茶树修剪机的工作环境，我们应尽量减轻其重量，以使修剪机更加高效实用，我们选

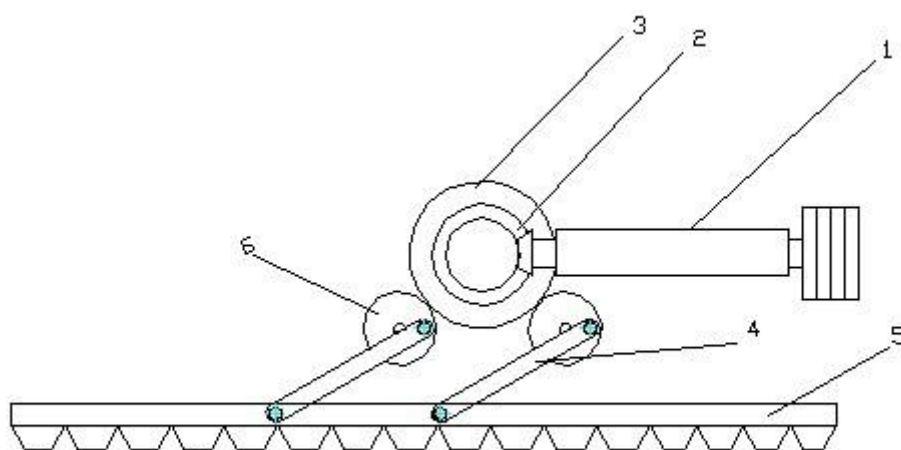
择将修剪枝叶靠刀具打散到花坛中，使之成为有机肥料。这样既优化了茶树修剪机，又能达到处理废枝叶的目的。

### 三、修剪装置的运动分析及设计

在修剪装置的设计过程中主要针对行走系的稳定性以及机体的大小，设计修剪道刃的长度，设计动力的减速和传递的齿轮组合相关机构，采用自带小型柴油机，确定外载荷，对工作装置进行受力分析。根据估算情况及其受力分析，即可按强度理论对工作装置主要构件进行强度校核，为简化计算，选定危险截面最大受力情况，大致得出剪切力和剪切阻力及其分布。

#### (一) 修剪装置的设计方案

由任务书提出的修剪方式及给定工作环境，选取修剪装置，如图 3.1 所示：



1-传动轴； 2- 锥齿轮； 3-底部齿轮； 4-连杆； 5-修剪刀刃； 6-传动齿轮；

图 3.1 工作装置组成图

图 3.1 为全自动茶树修剪机的工作装置即修剪部的基本组成传动示意图，如图修剪工作装置由传动轴 1、连杆 4、修剪刀刃 5 以及传动齿轮 2、3、5 等组成。刀刃的下刀刃是静片，下刀刃与支撑架焊接在一起，以保证其固定不动，刀刃的上刀片是动片，由连杆 4 带动其进行左右往复平移，使上下刀刃产生相对移动。上下刀刃之间由凹槽想连接，以保证上刀刃的运动保持水平左右运动，而不会产生偏动或变位，从而对花坛产生修剪力。

工作时，启动柴油机，通过变速将动力通过皮带传达到修剪部的带轮上，如图所示的通过传动轴 1 传递动力，通过锥齿轮 2 改变传动方向，然后带动下底部齿轮 3 调节好道具的高度，传递到传动齿轮 6 进行增速并带动连杆 4 进行运动，

通过凸轮连杆机构将旋转运动转化为刀具所需要的平移运动，上刀刃与下刀刃相对移动产生剪切力，对花坛进行修剪。在此过程中，全自动茶树修剪机的自动行进装置进行移动，使刀具与花坛产生相对移动，从而对花坛进行整体修剪和维护。

在实际修剪作业中，由于所需修剪植物属性、修剪高度等不同，修剪部可以进行拆卸进行切换，茶树修剪机的修剪可以使多样性的、灵活性的。上述过程仅为一般的理想过程。

全自动茶树修剪机的刀刃设计是基于绿篱机的修剪方式产生的，由于绿篱机修剪的绿篱的强度往往大于茶树中小灌木的修剪强度，因此我们可以修改其传动装置，采用其刀片，既能保证修剪的效率，又能保证刀具的各方面参数达到修剪要求。鉴于在国内外园林机械的发展中，绿篱机的设计已经非常成熟，且修剪要求不大，因此我通过查阅对比国内外的相关绿篱机刀具的参数，选定适中的参数进行设计。

根据全自动茶树修剪机的整体长宽数据，按最效率的设计将茶树修剪机的刀具长度选为 900mm（修剪机前部正常工作的最大宽度）

参考相关书籍和绿篱机数据，初选刀具几何和组合是专为重型齿轮修剪。用刀片切割速度可以达到极高的往返速度。刀片运动型式为单刀运动，刀片长度  $L1=750\text{ mm}$ ，刀刃齿距  $L2=35\text{ mm}$ ，刀刃厚度  $d=2.5\text{ mm}$ ，速度调节模式为无调整式。此修剪刀具可以保证在前进修剪过程中可以全面的修剪花坛。

## （二）修剪装置的运动分析

修剪部的工作，动力由传动齿轮 6 传递至连杆 4，连杆 4 将力传递给刀具上刀刃，从而与下刀刃相对移动产生剪切力。以此便能对其进行力学分析，得到如图 3.2 所示的受力分析：

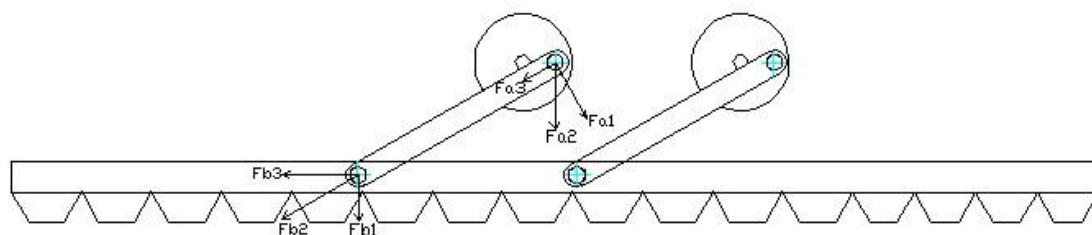


图3.2 修剪机修剪部受力草图

如图所示，由齿轮的啮合转动对连杆产生作用力，作用力  $Fa2$  方向沿着齿轮的切线方向，力作用与连杆，因此对其进行受力分析得到

$$Fa2=Fa1+Fa3 \quad (3-1)$$

其中  $F_{a3}$  的力沿着连杆传递给刀具与连杆的交接螺栓处。因此，刀具处连杆给予刀具的力为  $F_{b2}=F_{a3}$ 。而将  $F_{b2}$  进行分解可以得到

$$F_{b2}= F_{b1}+F_{b3} \quad (3-2)$$

参照力矢量关系我们可以得到

$$F_{a3}= F_{a2} \cdot \cos \angle a \quad (3-3)$$

$$F_{b3}= F_{b2} \cdot \cos \angle b= F_{a2} \cdot \cos \angle a \cdot \cos \angle b \quad (3-4)$$

式中：

A:  $F_{a3}$  和  $F_{a2}$  间的夹角；

b:  $F_{b2}$  和  $F_{b3}$  间的夹角；

因此我们可以发现力的传递跟连杆和刀具间的夹角有函数关系，而且连杆长度和传递齿轮和刀具间距离有函数关系。传递齿轮与刀具间距离越小力的传递效率越高，反之则传递效率低；连杆的长度越长传递动力的效率越高，反之则效率降低。因此设计时，在条件允许的范围内，我们应当适当的加长连杆的长度和减小传递齿轮于刀具间的距离。已达到传递效率的最优化。

在刀具的匀速前进修剪过程中，由于修剪是均匀分布的，因此对于各修剪刀口的受力几乎是一样的，根据现有的合格修剪刀具的参数，我们可以认为，刀具是符合实际要求的，是经过验证的合格产品。为了简化设计，就不再对刀具的受力及危险截面的受力进行分析。

另外，刀刃的下刀刃是静片与支撑架焊接在一起，刀刃的上刀片是动片由连杆 4 带动其进行左右往复平移，使上下刀刃产生相对移动。上下刀刃之间由凹槽想连接，以保证上刀刃的运动保持水平左右运动，而不会产生偏动或变位。连接间可在内部装如小钢珠以减少摩擦力并固定刀具。如图 3.3 所示：

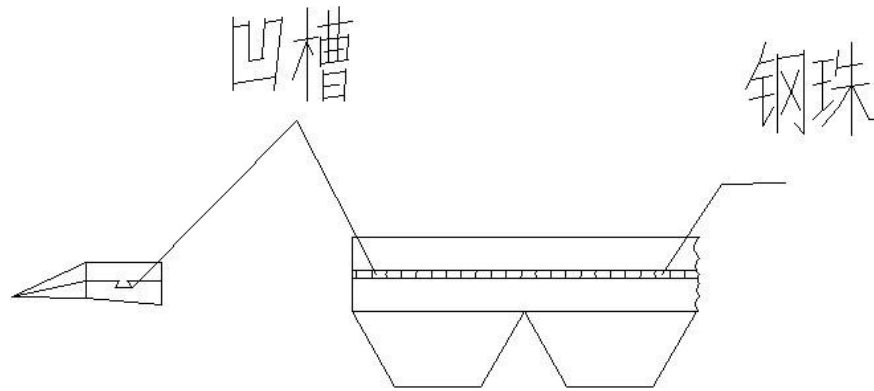


图3.3 修剪机修剪部刃头设计

## 四、主要参数计算

### (一) 牵引力的计算

全自动茶树修剪机的动力主要提供于整机的行进。根据查阅的相关参数修剪机的修剪部功率约为  $1\text{kw}$ ，大部分柴油机动力供给力行进装置。修剪机的行进靠履带的移动来实现，虽然下部有支撑住但是总体移动牵引可参照履带式机械进行计算。

#### 1. 整体尺寸选取

全自动茶树修剪机的高速档最大行驶速度  $5.0\text{km/h}$ ，低速档最大行驶速度  $3.0\text{km/h}$ ，前后轮距  $1040\text{mm}$ 。选定柴油功率为  $12.5\text{kw}$ ，选定传动系统总效率为  $0.85$ 。总重约  $350\text{kg}$

#### 2. 行走装置的计算

##### (1) 行走牵引力计算：

$$F_T = \frac{P\eta}{V_s} = 3.54(\text{kN})$$

式中：

P：发动机支持行进的功率， $P=11\text{kw}$ ；

$\eta$ ：传到驱动轮总效率，其值取为  $0.85$ ；

$V_s$  为低速档行走速度， $V_s=3.0\text{km/h}$ 。

##### (2) 履带行走阻力的计算：

平道时挤压土壤造成的运行阻力：

$$F_{dh} = \lambda_d mg = 411.6(N)$$

式中：

$\lambda_d$ ：运行阻力， $\lambda_d=0.12$

不稳定运动时的惯性阻力

$$F_i = 0.01mg = 34.3(N)$$

平道行驶外部阻力：

$$F_{eh} = F_{dh} + F_i = 346(N)$$

(3) 内阻力的计算：

履带运行时由于履带销轴间的摩擦以及驱动轮、履带带轮等滚动阻力和轴颈的摩擦阻力形成履带运行的内阻力。粗算如下：

$$\begin{aligned} F_k &= (0.05 \sim 0.07) \times mg \\ &= 0.06 \times 350 \times 9.8 = 205.8 \text{ (N)} \end{aligned}$$

(4) 履带行走装置牵引力验算

平道行驶时：

$$F_{Th} = \frac{P\eta}{V_h} \geq F_h$$

其中： $v_h$  为高速档最大行驶速度。

所以，平道高速行驶满足要求。

说明全自动茶树修剪机的柴油机功率满足牵引力的要求，机器能正常工作。

## (二) 横梁的强度校核

横梁可以化为简支梁，受力分布及弯矩图如图 4.1，4.2 所示，

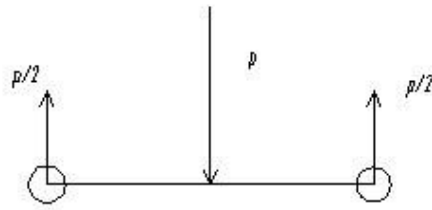


图4.1 受力图

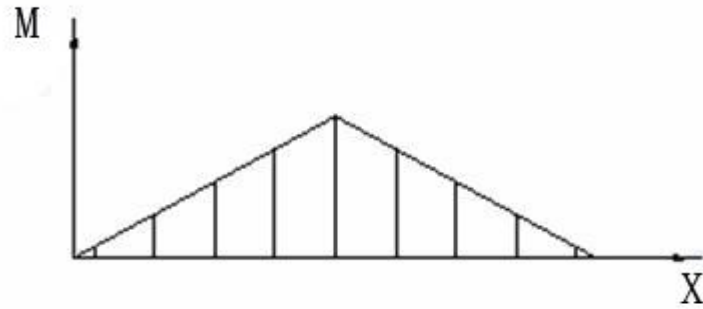


图4.2 弯矩图

从图中知最大弯矩为  $\frac{L}{2}$  处，为计算方便将中间面积删去进行近似计算，简化后可得，横梁复合强度要求。

### （三）支撑柱相关计算

通过设计有 20 根支撑柱同时作用于于地面。这 20 根支撑柱共同完成整机的支撑及运动。

#### 1. 对地压强校核

每根支撑柱所承受力：

$$F = \frac{mg}{20} = \frac{350 \times 9.8}{20} = 171.5 \text{ (N)}$$

支撑柱下方的铁片对地面压强：

$$P = \frac{F}{S} = \frac{F}{L \times D} = \frac{171.5}{0.052 \times 0.014} = 235577 \text{ (Pa)}$$

根据查阅得到土面承受最大压强为：

$$P_{\max} = 5 \times 10^5 (Pa)$$

$$P \ll P_{\max}$$

所以支撑柱足以支撑修剪机在花坛上的运动。

## 2. 支撑柱强度校核

支柱只考虑压力，压应力：

$$\sigma = \frac{4P_{\text{单}}}{\pi d^2} \leq [\sigma]$$

已知  $P_{\text{单}} = 171.5 \text{ N}$ ， $d = 0.01 \text{ m}$

$$\sigma = \frac{4P_{\text{单}}}{\pi d^2} = \frac{4 \times 171.5}{3.14 \times 0.01^2} = 2.2 \times 10^6 (N/m^2)$$

支柱材料为 45<sup>#</sup>，查手册  $\sigma_s = 30 \times 10^7 \text{ N/m}^2$

取安全系数  $n = 1.5$ ，则许用应力

$$[\sigma] = \frac{30 \times 10^7}{1.5} = 20 \times 10^7 (N/m^2)$$

所以， $\sigma < [\sigma]$ ，满足强度条件

## 3. 其余部件的校核

由于设计中出现的轮、轴、销、v型传送带和齿轮等标准部件较多，因此根据经验设计，选取最安全尺寸。故在此不再一一校核。



## 五、总结

本次设计结合现场测绘、成熟产品参数及经验统计公式，主要做了以下工作：

(1) 对工作装置方案进行选择，进行各部件运动分析，从而得到各尺寸间关系，以及特殊工作位置下各部件所处位置。

(2) 用比例法和经验公式计算选择出工作装置各部分的基本尺寸。

(3) 根据实际工作环境，结合仿生学及 TRIZ 理论进行设计，创新的设计支柱式行走，及履带变形结构。

(4) 利用成熟的经验公式，参照履带式车辆的相关计算给出。对相关行走系进行力学分析和运动分析，得出了满足设计尺寸。

(5) 根据原理变通设计内容，不拘泥于现有的产品，设计小型速度变换装置，实现了差速行驶、转弯、变速等一系列的行进动作。查阅使用电磁类离合器及开关等装置。

(6) 选取“四轮一带”及行走系其他部件。并对驱动轮及履带做了详细设计，在此基础完成的装配图可类似表达装配时的内部结构。

(7) 对挖掘机牵引能力、附着力、支撑力等多个行走参数进行校核，以保证挖掘机的正常行走。

此次设计可以在已有基础上进一步拓展，进行深一步的优化设计和创新设计。比如利用软件实现挖掘机的三维建模和运动仿真；对工作装置进行有限元分析；和机电方向的部分内容合起来可以精确实现对全自动茶树修剪机的运动轨迹控制；提出新的机构运动方案等等。

此次设计仍存在以下不足：实现全自动的电控系统未作出设计；对于废枝叶的收集装置需要额外添加；由于各轴单独对驱动轮作用，造成轴受力较大；多处零件进行最安全化配给，未必是最优设计；对于标准间的细化重视程度较低。

这次设计培养了自己独立设计的能力，学会了如何解决工作过程中遇到的问题。当然，我也深深地体会到自己在各方面的不足，知识面窄，理解不深刻等，在以后的学习工作中，我会用心改正，争取做到更好。

## 参考文献

- [1] 徐建军, 机械设计[M]. 北京:人民邮电出版社, 2013:8-36
- [2] 王建华, 机械原理技术[M]. 北京:高等教育出版社, 2012:10-30
- [3] 张国范, 顾树生, 王明顺. 机械原理技术[M]. 北京:冶金工业出版社, 2014:5-24
- [4] 王卫东, 机械设计基础[M]. 西安:西安电子科技大学出版社, 2017:3-25
- [5] 雷思孝, 液压原理及应用技术[M]. 西安:西安电子科技大学出版社, 2015:18-49
- [6] 李广弟等, 机械基础, 北京航空航天大学出版社, 2011.07:68-125
- [7] 楼然苗等, 机械设计实例, 北京航空航天大学出版社, 2013.03:16-35
- [8] 唐俊翟等, 机械原理与应用, 冶金工业出版社, 2013.09:20-60
- [9] 刘瑞新等, 机械原理及应用教程, 机械工业出版社, 2013.07:15-29
- [10] 吴国经等, 机械应用技术中国电力出版社, 2014.1:17-42
- [11] 李全利, 迟荣强编著 机械原理 高等教育出版社, 2014.01: 16-29
- [12] 侯媛彬等, 机械原理及其毕业设计精选, 科学出版社, 2016.06:2-23
- [13] 罗亚非, 机械应用基础, 北京航空航天大学出版社, 2013.08:10-50

## 致谢

漫长而又倍感充实的毕业设计阶段即将结束，通过这几十天的学习，我觉得自己的专业知识和独立思考问题的能力有了很大的提高，对我走向社会从事专业工作有着深远的影响。

首先，我感触最深的就是：实践的重要性。这次设计中我做了许多重复性的工作，耽误了很多的时间，但是这些重复性的工作却增强了我的实践能力和动手能力，积累了设计经验。同时也得到一条经验，搞设计不能只在脑子里想它的结构，必须动手，即使你想的很完美，但是到实际的设计过程时，会遇到许多意想不到的问题。

其次，我学会了查阅资料和独立思考。当开始拿到毕业设计题目时，心里真的是一点头绪也没有，根本不知道从哪里下手。在李老师的指导下，我开始查阅相关书籍，借鉴他人的经验，结合自己的构想，再利用自己所学过的专业知识技能。把设计意图从构想阶段变为可读者付诸生产的实现阶段。我发现每一个设计都是一个创新、修改、完善的过程，在设计的过程中，运用自己所掌握的知识，发挥自己的想象力来搞好自己的设计，这个过程也是一个学习的过程。这是一个艰辛的过程，很幸运能在李老师的指导下，边学边用，才能按时按量完成规定的任务。

设计的完成，给了我很大的信心：我完全有能力利用自己所学过的知识和技能完成我并不熟悉的任务。在设计过程我更深切的体会到：独立自主是关键，互协作更重要。在短短和一个月的时间里，李老师教了我不公是严谨，认真的工作作风，还有许多是我在学校所不能学到的东西。在此我向李黎老师深表谢意。