

# 南京林业大学

## 本科毕业设计（说明书）

题    目：双刃面绿篱修剪机的设计

学    院：南方学院

专    业：机械设计制造及其自动化

学    号：N090301120

学生姓名：吴伟华

指导教师：周凤芳

职    称：讲师

二〇一三年  五  月

## 摘要

绿篱修剪机是一种小型园林修剪机械。每年，绿篱必须进行修剪，这对维护绿篱旺盛的生长，加强树冠新梢的密度，有着良好的作用，并能达到培育有要求的树冠面。因此，修剪是绿篱生长的主要技术措施之一。现有绿篱修剪机存在着手持部分重量过重，劳动强度大的缺点。本文设计了一种便携式双刃面往复式绿篱修剪机，采用汽油机为动力，选用小型内燃机，动力通过飞快摩擦式离合器传递到工作部分，与减速器相连接。

减速器采用直齿圆柱齿轮，减速器将动力传到曲柄滑块机构，由曲柄滑块机构带动切割刀片做往复运动，切割刀片根据实地调研设计成与现种植绿篱植物的宽幅相应的宽度，采用单动、双面刃刀片。本文所设计的往复式绿篱修剪机能在很大程度上降低劳动者的工整冠作业。

本文所设计的手提往复式绿篱修剪机具有以下特点：

- 1、机体自带发电机,电不需外接电源，适应性强，操作安全。
- 2、减轻了工人操作时劳动的强度。
- 3、作业质量较好，性能稳定。
- 4、一机多用，既可用作绿篱修剪整形，又可作为茶树修剪。
- 5、适应范围广

**关键词** 绿篱修剪机 往复式 双刃面

## Abstract

Hedge trimmer is a small garden pruning machinery. Each year, the hedge must be trimmed, which maintains Hedge exuberant growth, enhance the density of the canopy shoots, have a good effect, and can meet the requirements of the canopy surface nurturing. Therefore, Hedge trimming is the growth of the main technical measures. There is an existing hedge trimmers hand some of the weight is too heavy, labor-intensive shortcomings. This paper presents a double-edged surface portable reciprocating hedge trimmers, power section using portable structure, using a small internal combustion engine, the power transmitted through the shaft to the working parts are connected with reducer.

Using spur gear reducer, reducer will power to the slider-crank mechanism, slider-crank mechanism driven by a reciprocating cutting blade, cutting blade is designed based on field research with the existing hedgerow planting width corresponding to the width of the plant, single action, double-edged blade. This article is designed reciprocating hedge trimmer function largely reduce workers' neat crown job. The design of this portable reciprocating hedge trimmers have the following characteristics:

1, the body comes generators, power without an external power supply, adaptable, safe operation.

2, reducing the labor intensity of workers when operating.

3, the job quality is better and stable performance.

4, a multi-purpose machine, both as a hedge trimmer shaping, but also as a lawn edges.

5, wide

**Keywords** hedge trimmers reciprocating double-face

# 目录

1 绪论.....	6
1.1 绿篱修剪机的发展.....	6
1.1.1、国内外发展概况.....	6
1.2 对绿篱修剪机的认识.....	7
2 整体设计.....	10
2.1 技术设计的要求.....	10
2.2 传送路线的拟定.....	10
2.2.1 对传动方案的要求.....	10
2.2.2 拟定传动方案.....	10
2.3 绿篱修剪机的组成及工作原理.....	11
3 设计内容.....	13
3.1 发动机的选择.....	13
3.2 离合器的设计.....	14
3.3 减速器的设计.....	20
3.3.1 初定减速器的类型.....	21
3.4 刀具的设计.....	26
3.4.1 刀片结构的设计及材料的选择.....	26

3.4.2 刀具的传动设计.....	27
4 绿篱修剪机操作规程.....	28
5 绿篱修剪机的操作顺序.....	29
5.1 修剪机的操作顺序.....	29
6 绿篱修剪机的维护.....	30
6.1 维护保养要点.....	30
6.2 操作使用要点.....	30
7 绿篱修剪机的故障及排除.....	32
7.1 起动机故障排除方法.....	32
7.1.1 起动困难故障排除方法.....	32
7.2 绿篱修剪机故障及排除方法.....	34
7.2.1 修剪机绿篱修剪机故障排除方法.....	34
致  谢.....	38
参考文献.....	39
附录.....	40

## 1 绪论

### 1.1 绿篱修剪机的发展

#### 1.1.1、国内外发展概况

（一）绿篱修剪机的知名品牌主要有STIHL、HUSQVARNA和HOMELITE等。美国RYOBI公司生产的HT系列电动绿篱修剪机有3个型号,即HT 816R、HT 818R和HT 822R,都使用工频交流电动机,HT 822R的功率为348 W,重量2.7 kg,修剪枝条最大直径9.5mm。HUSQVARNA生产的600HEL型绿篱修剪机,功率600W,重量3.3 kg,修剪枝条直径为1.4 cm,割幅55 cm。德国STIHL生产的锯链导板式高枝剪,功率0.9 kW,重量6.7 kg,装在伸缩杆上可用于修剪高或宽的绿篱、绿墙、灌木丛。日本小松公司生产的E7B70和HT750型,具有体积小、质量轻、噪音小和工作效率高等特点。悬挂式绿篱修剪机在欧洲使用比较普遍,它一般装在拖拉机上,由切割装置和液压起重臂组成,切割装置安装在起重臂臂架末端,因此有比较大的机动性,伸距可达7 m,可以修剪绿墙、高大绿篱和灌木丛。

（二）我国对于绿篱修剪机的研制起步比较早,有如下几种类型,比如北京园林机械厂研制的以中频电机动力的双动往复刀片式,上海园林工具厂研究的电动旋刀式。我国生产的LJ3型便携式绿篱修剪机由二冲程小汽油机驱动,功率1.85 kW,切割装置为双刀片往复式,每分钟往复1918次,修剪枝条直径1.5cm,割幅50 cm,重量8 kg。目前在我国,城市道路以及企事业单位的道路绿篱,普遍采用的是各种绿篱修剪机。使用的主要有手持式、背负式和机载自行式等几种,由于修剪绿篱和树木造型的作业地点变化较大,多采用以内燃机为动力的设备,也有一些小型的修剪设备以电动机为动力,

电源用蓄电池或用电线引用公共电网的工频电。以内燃机为动力的手持式绿篱修剪机一般以小型风冷二行程汽油机为动力，汽油发动机的排量较小，大多数为进口产品。大型车载或自行式的绿篱修剪机在我国使用的较少。我国使用的绿篱修剪机主要以进口产品为主，市场前景十分广阔，研究和开发绿篱修剪机十分必要。

## 1.2 对绿篱修剪机的认识

绿篱修剪机又称绿篱机，是指以汽油机或电动机为动力用作绿篱的修剪、整形、打枝等专用的机械，主要用于茶园、公园、庭院、路旁的树篱修剪。绿篱修剪机按其动力可分为手持式汽油绿篱修剪机和手持式电动绿篱修剪机；按刀刃数量又分为单刃绿篱修剪机和双刃绿篱修剪机。目前以小型汽油机为动力的绿篱修剪机是主流产品。

绿篱修剪是人为地抑制顶端主枝生长优势的措施，可刺激着生部位较低的芽萌发新枝，增强树势，培养高产优质树冠。绿篱修剪方法主要有幼龄绿篱的定形修剪、成龄绿篱的轻修剪与深修剪，衰老绿篱的重修剪等。我国以往的绿篱修剪多是采用人工修枝剪进行的，费时费力，作业质量较差。从 70 年代中期开始研制绿篱修剪机，目前已有单人、双人和重修剪机等机种。

单人修剪机由一人手提操作，主要用于绿篱的轻修剪和深修剪，同时，也可用作机械化茶园的修边，使绿篱行间留出 20 厘米的间距，以利机器的通过和操作。单人修剪机有机动和电动两种类型。70 年代中期，中国农业科学院茶叶研究所等单位研制的中频电动手提式绿篱修剪机，就是以汽油机带动的中频发电机组为电源，中频微型电机作动力的电动机型，使用双动往复刀片，切割幅宽 300 毫米。但是，使用较多的还是以汽油机为动力的机动型，采用平行往复刀片，切割幅宽 750 毫米，中国农科院茶叶研究

所和安徽省农业机械研究所近年来研制的单人修剪机都属这种类型。这种修剪机由动力、传动机构（减速和凸轮往复机构等）、切割器等部分组成。动力为 0.8 马力小汽油机。切割器使用平行往复刀片，双动，往复频率为 1000 次 / 分。整机重量 5 公斤，作业时由一人手提操作，汽油机产生的动力，通过飞块摩擦式离合器、减速齿轮和偏心凸轮带动刀片作往复运转，实现对绿篱枝条的切割，每小时可修剪茶地 0.3 亩左右。由于该机使用的汽油机应用了膜片式汽化器，并且吸油管采用软管形式，使吸油口在任何时候均可处于油箱内最低处，因此，可保证发动机在任何角度下都能正常工作，故操作方便，机动灵活，可高低左右修剪，运用自如。由于单人修剪机刀片锋利，往复运转速度快，所以直径在 10 毫米以下的枝条，可一刀利落地切断，切口平整。修剪后的蓬面整齐，能修剪出所要求的形状，修剪质量大大超过人工。在我国广大茶区，尤其在山区小块茶园中特别适用。



双人绿篱修剪机由两人手抬操作，切割器有弧形和平形两种形式，这两种形式的双人修剪机除刀片和力架一为弧形一为平形外，其余结构完全一样，并且机架可以通用，从而使一台机器有两种使用形式。弧形切割器的双人修剪机主要用于中、小叶种灌木型绿篱的轻修剪和深修剪。而平形修剪机主要用于幼龄绿篱的定型修剪和大叶种小乔木型绿篱的轻、深修剪。双人修剪机由动力、切割器、传动机构、机架和操作手柄等部分组成。动

力为 1 马力汽油机，刀片为往复切割式，弧形刀片的弧形半径为 1200 毫米，切割幅宽 1040 毫米，双动，往复频率 1000 次 / 分。作业时由两人手抬跨行作业，汽油机产生的动力，经飞块摩擦式离合器、减速和凸轮等传动机构驱动上、下刀片作往复运转，实施对绿篱的修剪。这种修剪机由两人手抬作业，并且在茶蓬蓬面上跨行作业，因此劳动强度比单人修剪机低，作业效率也较高，每行蓬面如修剪一次，台时工效为 3.5-4.0 亩；每行绿篱蓬面若需修剪两次，台时工效为 1.5-2.0 亩，比人工修剪可提高工效 10 倍以上。双人修剪机同样切割干脆利落，直径在 10 毫米以下的枝条可一次切下，切口平滑，不碎不裂，修剪后的蓬面划一，并且由于该机的刀片弧度与双人采茶机完全一致，可与双人绿篱机配套使用，和上述单人修剪机一样，应是我国绿篱作业中重点推广的机种。



## 2 整体设计

绿篱修剪是人为地抑制顶端主枝生长优势的措施，可刺激着生部位较低的芽萌发新枝，增强树势，培养高产优质树冠。绿篱修剪方法主要有幼龄绿篱的定形修剪、成龄绿篱的轻修剪与深修剪，衰老绿篱的重修剪等。

### 2.1 技术设计的要求

- (1) 机器能切割直径  $d \leq 15\text{mm}$
- (2) 手柄振动加速度值  $g \leq 10\text{m/s}^2$
- (3) 工作幅宽 70cm
- (4) 工作部件应有可靠防护装置
- (5) 机器总重量  $G \leq 8\text{Kg}$

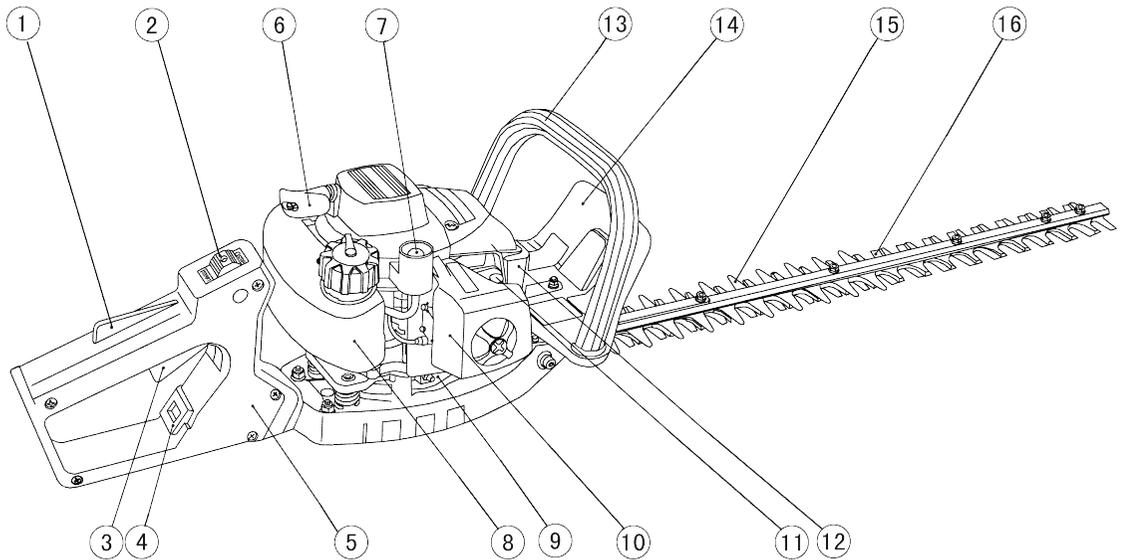
### 2.2 传送路线的拟定

#### 2.2.1 对传动方案的要求

合理的传动方案，首先应满足工作机的功能要求，其次还应满足工作可靠、传动效率高、结构简单、尺寸紧凑、重量轻、成本低、工艺性好、使用和维护方便等要求。

#### 2.2.2 拟定传动方案

任何一个方案，要满足上述所有要求是十分困难的，要统筹兼顾，满足最主要的和最基本的要求。



图(1)结构示意图

- 1 安全开关 2 开关 3 油门扳机 4 手柄旋转按钮 5 后手柄  
6 启动器手柄 7 油泵 8 油箱 9 齿轮箱 10 空滤罩 11 风门调节器  
12 火花塞帽 13 前手柄 14 前护罩 15 刀片保护板 16 刀片

考虑到经济性及机器的整体结构和传动所需要的准确性，通过分析决定采用结构比较简单的方案。

## 2.3 绿篱修剪机的组成及工作原理

绿篱修剪机主要由动力、减速传动装置、切割工作装置及操作控制装置等几部分组成。动力装置是单缸二冲程小型汽油发动机；减速传动装置是齿轮减速，汽油机输出轴通过离心式离合器与减速传动装置的第一齿轮（小齿轮）轴连接，当汽油机的转速达到结合转速时，小齿轮（主动）通过大齿轮（被动）将动力和运动传到切割工作装置，切割装置的往复运动是由大齿轮

连接的  $180^{\circ}$  对置的双偏心滑块机构驱动；操纵控制装置是固定在手把上的油门，改变油门的大小即可控制汽油机的转速而改变切割工作装置的往复次数，以及停止切割。工作装置的切割部件是由两片、双面切削刃的滑切型刀片往复运动。

## 3 设计内容

根据第一章中对于设计要求和传动合理性经济合理性考虑，

### 3.1 发动机的选择

发动机一般选用风冷二冲程，发动机转速为7500r/min，排量为23.6cc，功率0.8KW（1.1PS），油箱0.47L，因此选择小松HTZ7510/CHTZ6010风冷二冲程发动机。

发动机的工作原理如下：发动机气缸体上有三个孔，即进气孔、排气孔和换气孔，这三个孔分别在一定时刻由活塞关闭。其工作循环包含两个行程：1. 第一行程：活塞自下止点向上移动，三个气孔同时被关闭后，进入气缸的混合气被压缩；在进气孔露出时，可燃混合气流入曲轴箱。2. 第二冲程：活塞压缩到上止点附近时，火花塞点燃可燃混合气，燃气膨胀推动活塞下移做功。这时进气孔关闭，密闭在曲轴箱内的可燃混合气被压缩；当活塞接近下止点时排气孔开启，废气冲出；随后换气孔开启，受预压的可燃混合气冲入气缸，驱除废气，进行换气过程。如图2所示，是发动机的结构图：

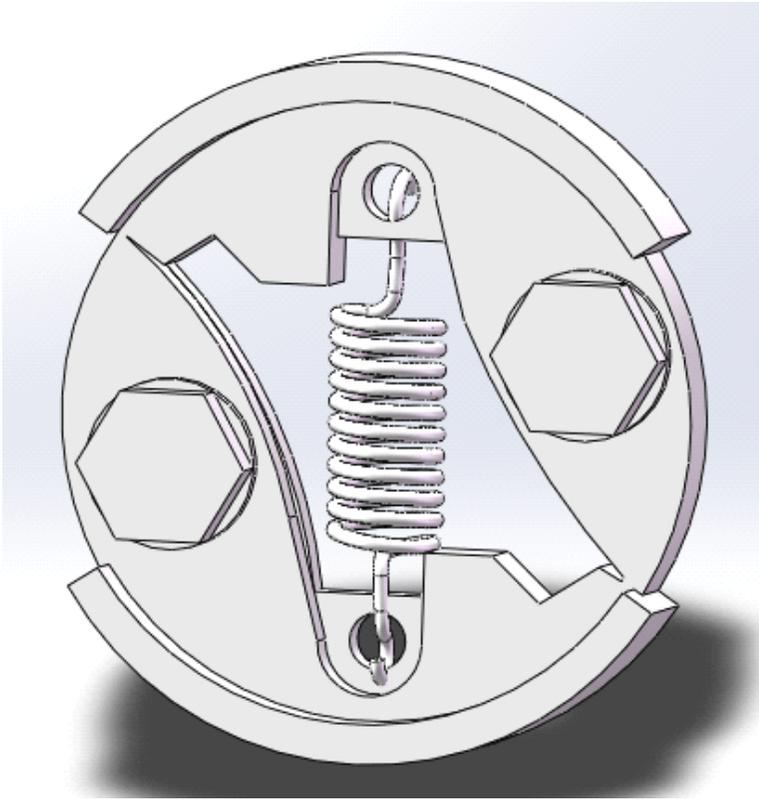


图2发动机结构图

## 3.2 离合器的设计

### 1) . 确定总体设计方案

由于滑块为两块，而离合器允许外径偏小，考虑到便于布置零件，故采用压缩弹簧的形式，离心块与被动盘间隙取为 1mm，满足要求且便于计算。滑块离心式摩擦离合器主要用于草坪机械。



图(4)离合器示意图

2). 确定离合器需要传递的扭矩:

由最大输出扭矩为  $5.93\text{N}\cdot\text{m}$ ,  $\beta \geq 1$ —扭矩储备系数, 故发动机最大输出扭矩  $= 7.116\text{N}\cdot\text{M}$

3). 初定结合转速:

因结合转速  $n_2 \geq (1.25 \sim 1.45)n_1$

这里系数取 1.25, 由发动机怠速

$$n_1 = 2900\text{r}/\text{min}$$

计算得  $n_2 = 3625\text{r}/\text{min}$

4). 确定离合器结构形式

由初始给定数据条件，离心块数量为 2，即  $Z=2$ ；

确定被动盘直径  $D=50\text{mm}$ ，壁厚取  $2\text{mm}$ ，离合器离心块与被动盘间隙，因摩擦配合为石棉——石棉，石棉厚度取为  $4\text{mm}$ ，则被动盘半径  $R=25-2-6-1=16\text{mm}$ ；

由离心块质心半径选取范围  $r = (0.6 \sim 0.8)R$ ，再结合初步确定的离心块结构和形状，初步选  $r=13\text{mm}$ ；

离心块与被动盘材料均选 45 号钢，由于摩擦配合为石棉——石棉，故离心块与被动盘结合面均贴一层石棉，摩擦系数  $f$  选为 0.5.

### 5) . 初定离心块质量

离心块质量须满足两个条件：

#### ①结合转速 $n_2$ 时

$$P_2 = P_n = m \cdot r \cdot \omega_2^2$$

式中：  $P_2$ —结合转速  $n_2$  时离心块产生的离心力；

$P_n$ —弹簧对离心块张紧力的径向分力；

$\omega_2$ —结合转速  $n_2$  时的角速度。

#### ②传递最大扭矩 $M_f$ 时

$$(P_4 - P_n) \cdot f \cdot R \cdot Z =$$

$$P_4 = m \cdot r \cdot \omega_4^2$$

$$M_f = (m \cdot r \cdot \omega_4^2 - m \cdot r \cdot \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z = m \cdot r (\omega_4^2 - \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z$$

$$m = \frac{M_f}{r(\omega_4^2 - \omega_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z \cdot \pi^2} = \frac{M_f \cdot 900}{r(n_4^2 - n_2^2) \cdot f \cdot R \cdot Z \cdot \pi^2}$$

式中：

$n_4$ —发动机最大扭矩  $M_f$  时的转速；

$\omega_4$ —发动机最大扭矩  $M_f$  时的角速度；

f—离心块与被动盘内表面的摩擦系数（钢对钢：f=0.15；钢对石棉：f=0.30；石棉对石棉：f=0.36~0.50，这里取 0.5）

由发动机外特性参数： $n_4 = 7500 r/min$ ， $n_2 = 3625 r/min$ ，

代入其他数据： $R = 16 mm$ ， $Z = 2$ ， $f = 0.5$ ， $M_f = 7.116 N \cdot M$ ， $r = 13 mm$ ，

计算得  $m = 0.072 kg$ 。

## 6) . 计算弹簧在各个工况下受力

结合转速时：

$$P_2 = P_n = mr\omega_2^2 = 0.072 \times 13 \times 10^{-3} \times \left(\frac{3625}{60} \times 2\pi\right)^2 = 134.74 N。$$

$$\text{怠速时弹簧压缩力：} P_1 = 0.072 \times 13 \times 10^{-3} \times \left(\frac{2900}{60} \times 2\pi\right)^2 = 86.24 N。$$

## 7) 验证离合器高度

因离合器允许高度为 20mm，而 h 取值范围为  $(1 \sim 2) d$ ；

选定滑块结构为扇形，包角  $\psi = 120^\circ$ ，中间挖空一定尺寸放置弹簧与螺

栓，则由  $\rho V = m$ ，列方程得

$$\rho \cdot \left[ \frac{1}{3} \pi (R - 7 - 6)^2 \cdot h - \pi \cdot 2^2 \cdot 2 - \pi \cdot \left(\frac{12}{2}\right)^2 \cdot 18 \right] \times 10^{-6} = 0.072$$

材料为 45 钢，故这里  $\rho = 7.8 \times 10^3 kg/m^3$

解得  $h \approx 15 mm$ ，

$h \leq 24 mm$ 。故离合器高度满足要求。

## 8) 滑块的质心验算

由扇形形心计算公式： $X = \frac{2r \sin \alpha}{3\alpha}$ ，设计滑块  $\alpha = \frac{\psi}{2} = 60^\circ$ ；

再由组合图形的形心计算公式：

$$x = \frac{A_1 x_1 - A_2 x_2}{A_1 - A_2}, y = \frac{A_1 y_1 - A_2 y_2}{A_1 - A_2}$$

，计算得滑块质心约为 21mm；

验算结合转速  $n_2 = 2925 r/min$ ，与理论计算值  $n_2 = 3625 r/min$  相差不大，故初选质心符合要求。

## 9) 弹簧的设计计算

### ① 计算弹簧刚度

由：怠速时弹簧所受压力： $P_1 = 81.2 N$

结合时弹簧最大工作压力： $P_n = 126.8 N$

由胡克定律： $P_n - P_1 = KX, X = 1 mm$ ，

计算得  $K = 45.6 N/mm$

故弹簧初始压缩量为  $X_0 = \frac{P_1}{K} = 1.78 mm$

### ② 选择与验算弹簧具体参数

弹簧材料选 II 类 65Mn 碳素钢丝，初选弹簧指数  $C=5$ ，中径  $D_2 = 8 mm$ ，

查表得  $K=1.31$

估算簧丝直径  $d = D/C = 1.6 mm$ ，查表得  $\sigma_B = 1800 MPa$ ，

$[\tau]_{II} = 0.4\sigma_B, \tau_f = 1.25\tau_{II} = 900 MPa$

簧丝直径：

$$\text{由 } d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_n C}{[\tau]_{II}}}$$

$$\text{计算得 } d = 1.6 \times \sqrt{\frac{1.31 \times 126.8 \times 5}{0.4 \times 1800}} = 1.72 mm$$

根据标准圆整为  $d = 1.8 mm$

工作圈数  $n_1$ : 由  $n_1 = \frac{Gd\lambda_{\max}}{8F_{\max}C^3}$ , 而  $\lambda_{\max} = x + x_0 = 1 + 1.78 = 2.78\text{mm}$

计算得  $n_1 = 3.2$ , 圆整为 3.5.

总圈数  $n$ : 弹簧选择冷卷, 则总圈数  $n = 2 + 3.5 = 5.5$

工作极限载荷:  $P_j = \frac{\pi d^3}{8KD_2} \tau_j = 205.6\text{N}$

工作极限载荷下的变形:  $F_j = \frac{\pi D_2^2 n_1}{GKd} \tau_j = 4.2\text{mm}$

余隙:  $\delta = 0.1d = 0.18\text{mm}$

节距:  $t = (0.3 \sim 0.5)$ ,  $D_2$  取为 3.6mm

中径:  $D_2 = Cd = 9\text{mm}$

外径:  $D = D_2 + d = 10.8\text{mm}$

内径:  $D_1 = D_2 - d = 7.2\text{mm}$

自由高度:  $H_0 = nt + 1.5d = 16.3\text{mm}$ , 根据标准圆整为 18mm

螺纹升角:  $\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D_2} = 5.74^\circ$ , 在  $5^\circ \sim 9^\circ$  之间, 符合使用条件

展开长度:  $L = \frac{\pi D_2 n}{\cos \alpha} \approx \pi D_2 n = 155\text{mm}$

验算稳定性:  $b = \frac{H_0}{D_2} = 2 \leq [b] = 3.7$ , 故 C 值符合要求

疲劳强度校核:  $\tau_{\max} = \frac{8KD_2}{\pi d^3} P_n = \frac{8 \times 1.31 \times 9}{3.14 \times 1.8^3} \times 126.8 = 653\text{MPa} < [\tau]_{\pi}$

弹簧满足条件, 可用。

## 10) 轴承的选取与校核

由输出轴直径与轴所受的载荷, 初选轴承为 GB/T292—1994 7004AC 角接触球轴承,

主要尺寸为  $d = 22\text{mm}$ ,  $D = 44\text{mm}$ ,  $B = 12\text{mm}$

由于轴承所受的最大径向力为  $F_r = P_n = 126.8\text{N}$ ,

轴向力主要为轴的轴向窜动, 可认为  $F_a / F_r \leq e$ , 故  $P = F_r = 126.8\text{N}$ 。

由机械的工作情况查表可得轴承在此离合器中寿命为4000~8000h  
而由：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\varepsilon$$

n 取最高转速8000r/min， $\varepsilon = 3$ ， $P = 126.8N$ ，此轴承的基本额定载荷  
 $C_r = 10.5KN$ 。

$$\text{极限动载荷 } C_j = \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P$$

$f_h$ ——寿命系数，由轴承要求寿命查表取得 2.52

$f_n$ ——转速系数，由输出轴最高转速查表取得 0.16

$f_d$ ——动载荷系数，由轴承工作环境情况查表取得 1.4

$f_t$ ——温度系数，由轴承估计工作温度查表取得 1

计算得  $C_j = 2.796KN$ ，得  $C_j < C_r$ ，故轴承满足工作条件。

### 11) 螺钉与垫片

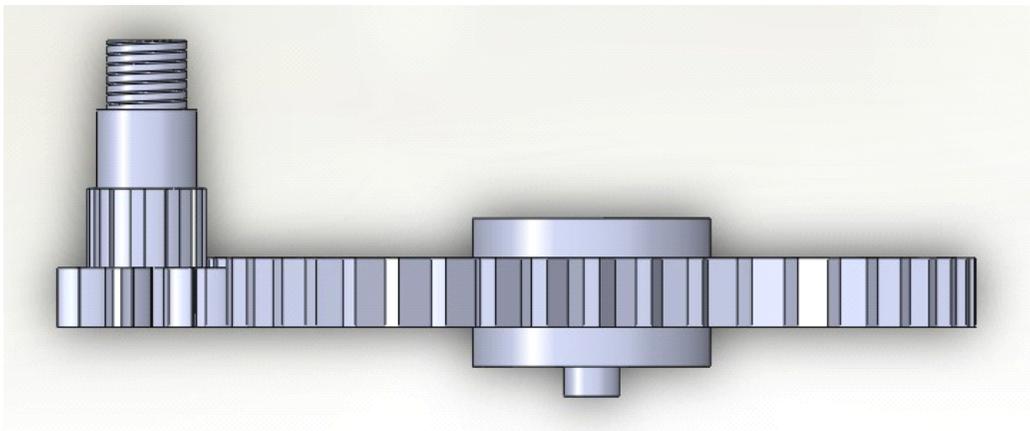
根据实际使用情况，选择 GB/T65—2000 M4 开槽圆柱头螺钉 6 个，M6 开槽圆柱头螺钉一个，GB/T29.1—1988 M4 六角头头部带槽螺栓两个；GB/T894.1—1986 A 型轴用弹性挡圈一个；GB/T95—2002 C 级平垫圈七个；GB/T855—1988 双耳止动垫圈两个。

### 12) 胶粘剂的选择：

石棉与滑块，石棉与被动盘的连接均使用胶粘剂，根据离合器各项性能参数，为保证稳定持久和高强度粘接，选用热固性树脂：环氧—聚硫橡胶类胶粘剂。

## 3.3 减速器的设计

根据计算选用如图(5)所示一级圆柱齿轮减速器



图(5)

### 3.3.1 初定减速器的类型

#### 1) 选择材料、精度

a. 按图 3.3 所示传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动

b. 本绿化修剪机为一般工作机器，速度不高，故选用 8 级精度（GB10095-88）

c. 材料选择。查机械设计教材图表（P75 表 6-2），选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280 HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240 HBS，二者的硬度差为 40 HBS。

#### 2) 初定齿轮参数

设定齿轮的模数均为  $m = 4$ ，小齿轮的齿数为  $z_1 = 9$

#### 3) 按照接触强度初步设计齿轮主要尺寸

由《机械零件设计手册》查得

$$\sigma_{H\lim 1} = 580 MP_a, \sigma_{H\lim 2} = 530 MP_a, S_{H\lim} = 1$$

$$\sigma_{F\lim 1} = 215 MP_a, \sigma_{F\lim 2} = 200 MP_a, S_{F\lim} = 1$$

$$\mu = n_1 / n_2 = 235 / 57.331 = 4.099$$

由《机械零件设计手册》查得

$$Z_{N1} = Z_{N2} = 1 \quad Y_{N1} = Y_{N2} = 1.1$$

$$\text{由} [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H\lim}} = \frac{580 \times 1}{1} = 580 MP_a$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H\lim}} = \frac{530 \times 1}{1} = 530 MP_a$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim 1} Y_{N1}}{S_{F\lim}} = \frac{215 \times 1.1}{1} = 244 MP_a$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim 2} Y_{N2}}{S_{F\lim}} = \frac{200 \times 1.1}{1} = 204 MP_a$$

(一) 小齿轮的转矩  $T_1$

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \times 1.990 / 235 = 80.870 (N \cdot m)$$

(二) 选载荷系数 K

由原动机为电动机，工作机为带式输送机，载荷平稳，齿轮在两轴承间对称布置。查《机械原理与机械零件》教材中表得，取  $K=1.1$

(三) 计算尺数比  $\mu$

$$\mu = 4.099$$

(四) 选择齿宽系数  $\psi_d$

根据齿轮为软齿轮在两轴承间为对称布置。查《机械原理与机械零

件》教材中表得，取  $\psi_d = 1$

(五) 计算小齿轮分度圆直径  $d_1$

$$d_1 \geq 766 \sqrt[3]{\frac{KT_I(u+1)}{\psi_d[\sigma_{H2}]^2 u}} = 766 \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 90.153 \times (4.099+1)}{1 \times 530^2 \times 4.099}}$$

$$= 47.103(\text{mm})$$

(六) 确定齿轮模数  $m$

$$a = \frac{d_1}{2}(1 + \mu) = \frac{47.103}{2}(1 + 4.099) = 120.089(\text{mm})$$

$$m = (0.007 \sim 0.02)a = (0.007 \sim 0.02) \times 198.764$$

取  $m=2$

(七) 确定齿轮的齿数  $Z_1$  和  $Z_2$

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{47.103}{2} = 23.552 \quad \text{取} \quad Z_1 = 24$$

$$Z_2 = \mu Z_1 = 4.099 \times 24 = 98.376 \quad \text{取} \quad Z_2 = 100$$

(八) 实际齿数比  $\mu'$

$$\mu' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{100}{24} = 4.167$$

$$\text{齿数比相对误差} \quad \Delta\mu = \frac{\mu - \mu'}{\mu} = 0.017$$

$\Delta\mu < \pm 2.5\%$  允许

(九) 计算齿轮的主要尺寸

$$d_1 = mZ_1 = 2 \times 24 = 48(\text{mm})$$

$$d_2 = mZ_2 = 2 \times 100 = 200(\text{mm})$$

$$\text{中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(48 + 200) = 128(\text{mm})$$

$$\text{齿轮宽度 } B_2 = \psi_d d_1 = 1 \times 48 = 48(\text{mm})$$

$$B_1 = B_2 + (5 \sim 10) = 53 \sim 58(\text{mm})$$

$$\text{取 } B_1 = 57(\text{mm})$$

(十) 计算圆周转速  $v$  并选择齿轮精度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 48 \times 235}{60 \times 1000} = 0.590(\text{m/s})$$

根据设计要求齿轮的精度等级为 7 级。

4) 齿轮弯曲强度校核

(一) 由 3.2.1 中的式子知两齿轮的许用弯曲应力

$$\backslash \quad [\sigma_{F1}] = 244 MP_a$$

$$[\sigma_{F2}] = 204 MP_a$$

(二) 计算两齿轮齿根的弯曲应力

由《机械零件设计手册》得

$$Y_{F1} = 2.65$$

$$Y_{F2} = 2.18$$

比较  $Y_F / [\sigma_F]$  的值

$$Y_{F1} / [\sigma_{F1}] = 2.65 / 244 = 0.0109 > Y_{F2} / [\sigma_{F2}] = 2.19 / 204 = 0.0107$$

计算大齿轮齿根弯曲应力为

$$\sigma_{F1} = \frac{2000KT_1Y_{F1}}{B_2m^2Z_1} = \frac{2000 \times 90.153 \times 2.65}{48 \times 2^2 \times 24}$$

$$= 103.692(MPa) < [\sigma_{F1}]$$

齿轮的弯曲强度足够

### 5) 齿轮几何尺寸的确定

齿顶圆直径  $d_a$  由《机械零件设计手册》得  $h_a^* = 1$   $c^* = 0.25$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = (Z_1 + 2h_a^*)m = (24 + 2 \times 1) \times 2 = 54(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = (Z_2 + 2h_a^*)m = (100 + 2 \times 1) \times 2 = 204(mm)$$

齿距  $P = 2 \times 3.14 = 6.28(mm)$

齿根高  $h_f = (h_a^* + c^*)m = 2.5(mm)$

齿顶高  $h_a = h_a^*m = 1 \times 2 = 2(mm)$

齿根圆直径  $d_f$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 48 - 2 \times 2.5 = 43(mm)$$

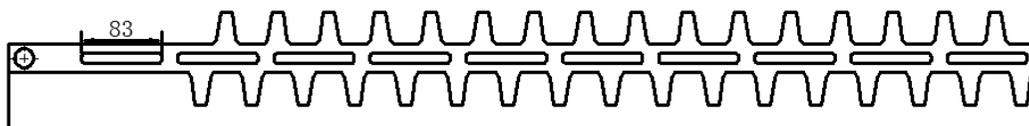
$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 204 - 2 \times 2.5 = 199(mm)$$

### 3.4 刀具的设计

#### 3.4.1 刀片结构的设计及材料的选择

##### (1) 结构设计

由于修剪幅度较大,故单个刀刃设计较大,一方面可以增加单个刀刃的强度,另一方面也可以增强整个刀片的刚度,具体设计如下图所示



图(6)

现有的绿篱修剪的刀具形式主要有旋转式刀具修剪和直线往复式刀具修剪两种形式,考虑成本及安装空间的影响,选用直线往复式刀具的形式设计刀具。

有上下两个刀片,下刀片固定在基座上,上刀片和下刀片各有五个相同的可以移动并可链接的滑孔。每个滑孔均成长圆形,既可以做为螺栓的连接孔,也能减轻刀片的质量。而滑孔的长度也是上下刀片修剪枝条时作相对往复直线运动时的行程距离。同时多个滑孔在上刀片和下刀片上延长度方向一字排开。所述的上刀片和下刀片穿插内六角螺栓的滑孔内设有相同的滑块,并要求上刀片与下刀片之间的活动间隙等于滑块厚度减去上下刀片厚度之和,活动间隙在 0.1mm-0.2mm 之间。这样上下刀片在修剪时就能避免出现枝叶夹缝的现象。使刀片运转更流畅,也增强了刀片的切割效果,提高了刀片的寿命。所述的下刀片与上刀片设有与绿篱机传动机构相连接。

单刃长 $\times$ 宽=20 $\times$ 16mm,工作过程中,主刀组有效切削刀刃数为 19 个,

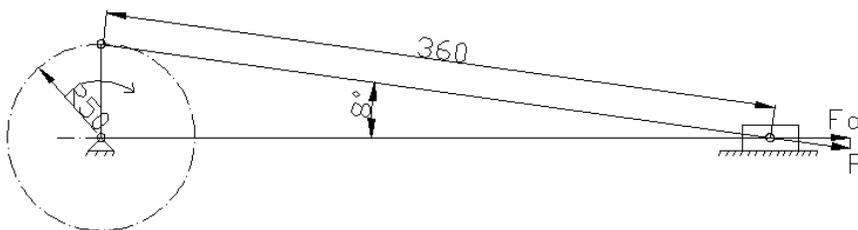
有效切削宽度为  $0.7m$ ，侧刀组有效切削刀刃数为 19 个，有效切削宽度为  $0.7m$ ，刀刃中心线间距  $32mm$ ，则刀片相对运动行程为  $100mm$ 。刀刃切削的重复度按 50% 计算，则切屑速度为 1000 次/分钟，一次往复运动实现 2 次切割，每分钟剪切 1000 次，则刀片往复运动为 500 次/分钟。

## (2) 材料的选择:

刀片在高速的环境下工作，且在剪切过程中，刀片会受到很大的挤压力，摩擦也会很厉害，需要的硬度也比较高。根据这些因素我决定选择 W18Cr4V。W18Cr4V 是应用比较广泛的高速钢，其性能主要有：热处理硬度可达高，抗弯强度可达  $3500MPa$  左右，可磨性好。其优点：通用性强，工艺成熟。

### 3.4.2 刀具的传动设计

曲柄滑块机构是通过主动杆的转动，通过从动连杆带动滑块在固定轨道上滑动。为了使设计过程更加简便和便于控制，采用无偏距的对心曲柄滑块机构，机构简图如图(7)与图(8)所示。考虑空间位置布局，设定主刀具的曲柄滑块机构的压力角  $\alpha_z = 8^\circ$ ，侧刀具的曲柄滑块机构的压力角为  $\alpha_c = 12^\circ$ 。



图(7)刀具曲柄滑块机构传动简图

## 4 绿篱修剪机操作规程

- （1）操作者应按产品使用说明书规定，正常使用。
- （2）修剪绿篱带的枝条密度最大枝杆直径应与使用的绿篱修剪机性能参数相符。
- （3）工作时修剪机必须处于正常的技术状态。刀片转动或往复运动应灵活。旋刀式修剪机定刀和动力间隙 1mm 以下，往复式修剪机闭合后接触面间隙不超过 0.15mm。
- （4）发动机在常温下正常工作时，起动三次允许拉动起动绳三回。其中至少有一回起动成功。若发动不着或起动困难，应找出原因，排除故障后，才能继续使用。
- （5）工作过程中要经常注意紧固联接件。按修剪质量情况及时调整刀片间隙或更换损坏零件。不允许带着故障工作。
- （6）剪后后的质量应平整，基本无漏剪、撕裂率小于 10%。

## 5 绿篱修剪机的操作顺序

### 5.1 修剪机的操作顺序

（1）加油。将无铅汽油（二行程机器）和机油按容积比为 25：1 的比例混合。将油充入油箱。加油时切记关闭发动机。

（2）起动：

1) 把发动机开关拨到“开”（ON）的位置。

2) 推动注油阀，直到溢油管中有油液流动。

3) 拉起动绳起动（或起动机）。

（3）把阻塞杆拨到半开的位置，让发动机空转 3-5 分钟。

（4）把阻塞杆拨到“开”（ON）的位置，轻轻地捏紧油门调节杠杆，然后突然松开，使得自锁解除。此时发动机按额定转速正常工作。

（5）开始修剪绿篱时应保持平顺整齐，高低一致。一般把修剪机向下倾斜  $5^{\circ}$  - $10^{\circ}$ （度）。相对修剪对象引成微少倾角能使修剪省力，轻便，并确保具有较好的剪切质量。

（6）要保持操作者身体处在汽化器一侧，绝不允许处于排气管一端，以免被废气烫伤。

（7）按工作需要调节控制油门（即转速）。发动机运转速度过高是不必要的。

（8）工作完毕后停机，关闭油门。清洁外壳。待用。

## 6 绿篱修剪机的维护保养要点

### 6.1 维护保养要点

（1）机具在使用前、使用中和使用后都要对各部件进行仔细检查。如发现机件损坏和紧固件松动、脱落，应及时更换与调整。不允许机具带病或缺件作业。

（2）刀片每工作 1—2 小时要用机油润滑一次。每使用 20—30 小时，给齿轮箱加注 ZFG—2 复合钙基润滑脂一次。

（3）修剪机最大的剪枝直径应不超过 10 毫米。作业中如剪到较粗的树枝或异物，感到机具声音异常，振动较大，应迅速关机，排出异物。

（4）每工作 50 小时要用清洗剂或洗衣粉清洗空气滤芯器海绵，挤干，晒干。每工作 150 小时后清除火花塞积炭；每工作 3 个月后更换燃油过滤器一次；

（5）每天使用后，要清洁机体，用清水洗净刀片上的茶汁，擦干后在油孔中注入机油。

（6）机具长期停放，应清除机体表面灰尘、杂物。放出油箱燃油。拆下火花塞，清除积炭，将缸内注入几滴清洁机油。装上火花塞，包装好置放干燥处。

### 6.2 操作使用要点

（1）使用前，要认真熟读随机使用说明书。并熟悉机械结构和性能，掌握开关机程序、刀片间隙调整、注意事项以及操作要领。

（2）机具所用燃料，使用 90 号汽油与二冲程汽油机专用机油，并按 25:1（新机具最初 20 小时为 20:1）的容积比配制，混合均匀后使用。不允许

使用代用汽油与机油，或改变汽油与机油的配比。

（3）机械起动：起动前先按几次手油泵，使燃油进入化油器，把空气排出，再把油门打开 1/2—1/3，适当关闭风门，用力按住汽油机，拉动起动绳。起动后，打开阻风门，逐渐加大油门使其其正常运转后，开始工作。

（4）停机时，先将油门置于低速位置，然后关闭汽油机。注意汽油机不能在低速运转时进行修剪作业，也不能在高速运转时突然停车，以防机件损坏。

（5）使用双人修剪机进行作业时，应根据人的高矮和绿篱行的高、宽度，将机具把手调节到最佳位置，再行机剪。

（6）作业时要注意人、机安全。机手与辅助人员要密切配合。调头、换行等非有效作业时要关小油门，停止刀片运转，以防伤人。休息时一定要停机。作业时要高度注意绿篱上的金属及坚硬物体，应在平时或事前清除，以免损坏刀具。

## 7 绿篱修剪机故障排除方法

### 7.1 起动机故障排除方法

#### 7.1.1 起动困难故障排除方法

##### （1）启动困难故障排除方法

故障	原因	排除	
火花塞无火花	火花塞	(1)火花塞电极受潮(2)火花塞电极积碳或油污(3)火花塞绝缘体破裂、绝缘不良(4)火花塞电极间隙过小或过大(5)火花塞电极烧损	干燥清除更换调整为0.6—0.7毫米更换
	磁电机	(1)线圈破损（初级、次级）(2)电容器击穿(3)线圈绝缘不良、受潮(4)断电器触点烧损、脏污(5)线圈断线(6)活动触点弹簧失效(7)断电器触点间隙不合适(8)点火控制盒内可控硅或二极管击穿	更换或修理更换更换或烘干修磨、清洁或更换更换更换调整为0.3—0.4毫米更换控制盒
	停机开关	停机开关损坏造成短路	更换
火花塞有火花	压缩良好供气正常	(1)吸入燃油过多(2)燃油过浓(3)使用劣质燃油	排除火花室积油调整汽化器主油针换用优质燃油
	供气正常但压缩不良	(1)气缸、活塞或活塞环磨损(2)气缸或曲轴箱结合面漏气(3)火花塞松动	更换上紧螺栓、修理结合面，更换密封垫拧紧
	汽化器内没有燃油	(1)油箱没有油(2)滤油网太脏	加油清洗

南京林业大学毕业设计（说明书）

供油不正常	油管或油箱开关堵塞汽化器针阀或主量孔堵塞	清洗疏通清洗疏通
其它	点火提前角不对	重新调整

表 7-1（2）停机困难的排除方法

故障	原因	排除
停机困难	(1)火花塞电极烧红(2)停机开关损坏(3)停机开关接地不良(4)停机线脱落(5)气缸、活塞由于积碳而烧红	清洁火花塞，调整间隙到 0.6—0.7 毫米 更换检查并可靠接地装好清除气缸、活塞等处的积碳

表 7-2（3）功率不足的排除方法

故障	原因	排除
压缩不良	(1)空气滤清器芯堵塞(2)油管接头等处漏入空气(3)汽化器有空气进入(4)燃油中有水混入(5)活塞滑动不畅(6)排气管积碳	清洗滤芯仔细对正并拧紧螺母拧紧螺丝或更换密封垫换用清洁燃油用细沙纸打磨摩擦处清除
过热	(1)混合气浓度太稀(2)混合油中机油比例太小(3)冷却风扇或气缸外表过脏(4)点火提前角太小(5)燃油中机油不好(6)汽油机超负荷	调节汽化器主油针卡簧按规定重新配制混合油清洁重新按要求调整使用二冲程专用机油或优质车用机油减轻负荷
声音异常	(1)使用了劣质燃油(2)燃烧室积碳	换用优质燃油清除积碳
其它	火花塞火花太弱风门开度太小	检查原因并排除开大风门

表 7-3（4）运转中自行停机的排除方法

故障	原因	排除
突然停机	(1)火花塞脱出(2)活塞卡住(3)火花塞电极积碳严重(4)磁电机故障	装好修理或更换清除积碳拆开检修
缓慢停机	(1)燃油用完(2)汽化器故障(3)油箱盖通气孔堵塞(4)燃油中有水混入	添加检查汽化器各油孔是否畅通导通换用清洁燃油

表 7-4

## 7.2 绿篱修剪机故障及排除方法

### 7.2.1 修剪机绿篱修剪机故障排除方法

(1) 在汽油机中速运转时（4000—5000 转/分），单人修剪机和双人修剪机刀片不运动，其原因是飞块摩擦离合器的摩擦片因润滑脂进入而打滑。处理方法是拆下汽油机与减速箱体连接的 4 只螺钉，将整只汽油机取下，用汽油清洗离合器从动盘并擦去摩擦片（飞块）的油污，等干燥后装回。

(2) 单人绿篱修剪机刀片不运转的原因是：①飞块摩擦离合器飞块摩擦片磨损，弹簧挂勾脱落；②软轴一端插销脱出。处理方法是：

A、清除离合器油污，挂上或更换弹簧。

B、拧松汽油机一端软管接头螺母，将半园头插销插入。

C、拆开减速器下盖，将连杆重新装好。

(3) 单人绿篱修剪机风机不运转时的原因是：①传动三角皮带磨损伸长；②张紧轮没有压紧。处理方法是：A、更换三角皮带。B、压紧张紧轮。

(4) 双人绿篱修剪机刀片不运转时的原因是：①传动三角皮带磨损并伸长，当张紧轮压紧皮带后刀片仍然不运转；②刀片螺钉拧得太紧而引起三

角皮带打滑。处理方法是：A、更换三角皮带。B、重新调正刀片间隙。

（5）切割器切割不干脆利落、有拉断、折断、撕裂和切而不断的倒挂现象，其原因是：①刀片间隙过大；②刀片螺钉松动或脱落；③刀片刃口变钝。

处理方法是：A、调正刀片间隙。B、拧紧或装上刀片螺钉。C、拆下上下刀片用油石修磨。

（6）减速箱或偏心轮箱有异常噪音或冲击声，其原因是：①缺少润滑油；②润滑脂老化污染；③有断枝梗、碎片等杂物混入。处理方法是：A、加注润滑油；B、清洗并更换润滑脂。

（7）双人采茶机集叶风力不足，原因是：①风管连接处漏风；②风管方位不对；③风管末端积沉了许多杂物。处理方法是：A、紧固风管连接固定环；B、调正好风管的正确方位；C、取下风管末端的橡皮塞，清除杂物。

## 8 设计总结

通过这次课程设计，把各方面的知识都融会贯通了，比如工艺上的问题，结构上的问题，制图和公差配合的问题，这样把各门学科联系起来，并且在设计中参考了 ISO 新方案的设计原则和方案，使自己的思想紧紧跟上时的发展。

公差的确定的中也参照了国际（新、旧）标准，把它们灵活运用于设计之中。

这次课程设计收效是很大的，但今后也会注意综合思考问题和解决问题能力的提高，尽可能在工作和学习中少走弯路，但决不能回避困难，遇到困难时要冷静思考，多看参考书，问老师和同学们，力争尽快解决问题，设计中的问题请老师多多指教。

## 致 谢

经过设计这段时间的忙碌和工作，本次毕业设计已经接近尾声。由于本身学识和经验的匮乏，对绿篱修剪机的认识还有很多的不足之处，难免有许多考虑不周全的地方，如果没有老师的督促指导，以及一起工作的同学们的支持，想要完成这个设计是难以想象的。

这次毕业设计是在导师周凤芳老师的悉心指导和关怀下完成的。在设计过程中周老师认真为我答疑解惑，定时检查督促我们的设计工作，仔细地纠正我们的错误，耗费了她大量心血。她开阔的视野，敏锐的思维，严谨的治学态度使我受益匪浅，在此谨向尊敬的导师表示深深的敬意和谢意！

在设计的过程中，我的个人能力也得到了很大的锻炼和进步。在理论联系实际的问题，资料搜集，动手能力等方面都有了一定程度的提高，因此它不仅是我知识回顾和升华的过程，也是我人生挑战的一个重要过程。它凝聚了我大半学期的心血。它是艰苦努力的结果，更凝聚了老师和同学等许多人的关怀、帮助、期望与爱心。

最后再次感谢在本次设计中给了我很大指导和关注的周老师以及我周围的老师和同学。

吴伟华

2013年6月

## 参考文献

- [1]京玉海，杨文，宋志良。机械制造基础。重庆大学出版社，2007.5
- [2]邱家骏。工程力学。机械工业出版社，2007.11
- [3]王兰美。画法几何及工程制图。机械工业出版社，2007.9
- [4]张建中，周家泽。机械设计基础。高等教育出版社，2007.8
- [5]启航。绿篱修剪机的正确使用和保养。中国茶叶，1997，3（19）：13-18
- [6]向北平，杨乾华. 电动成型绿篱修剪机的研究. 西南科技大学. 2008 第 3 期
- [7] 顾正平，沈瑞珍. 国内外园林绿化机械现状与发展趋势 [J]. 林业机械与木工设备. 2004（2）：15~17
- [8]金镇修. 城市园林绿化机械的应用和发展. 华南农业大学. 1994 第 4 期
- [9]王伟，唐传茵，张宏，马少辉，杜志高. 移动式绿篱修剪机的设计. 塔里木大学. 东北大学 2010 第 6 期
- [10]周树榕. 小议绿篱修剪. 1994.
- [11]欧阳天成 ， 梁燕成， 陈树勋. 高速公路绿篱修剪机运动学仿真分析. 广西大学. 2012 第 12 期
- [12]我国园林机械行业发展及市场容量预测. 中国林业机械协会园林机械专业委员会. 2012 第 3 期
- [13]赵平. 国外园林绿化装备现状及发展趋势. 北京林丰源生态科技有限公司. 2011 第 3 期
- [14]王蕴辉. 浅谈我国园林机械应用与发展. 十八站林业局资源营林. 2009 第 8 期
- [15]王乃康，茅也冰，赵平. 现代园林机械[M]. 中国林业出版社. 2006.
- [16]王乃康，茅也冰，赵平. 现代园林机械[A]. 中国林业出版社. 2011
- [17]龚淮义，机械设计课程指导书[A]. 高等教育出版社，1990
- [18]濮良贵，纪名刚，机械设计[A]. 高等教育出版社，2006
- [19]成大先，机械设计手册第五版[A]. 化学工业出版社. 2011

[20]Lance Fluege and Bradley Rein. Using Hedge Trimmers Safely. 8831-G May 1989

[21]Franzinger, Kathy. A clutch combination. Motion System Design, v 46, n 9, September, 2004, p 48

[22]Anon. Husqvarna continues tradition of innovative products, industry service .Timber Harvesting, v 51, n 4, July/August, 2003, p 32

## 附录

名称	数量	大小
总装图	1	A0
减速器机构	1	A2
曲柄滑块机构	1	A1
刀片	1	A2
离合碟	1	A3
大齿轮	1	A3
小齿轮	1	A3
连杆	1	A3
离合块	1	A3
油箱	1	A3
前挡板	1	A3
销轴	1	A3
下壳体	1	A3
支撑板	1	A3
减速器垫片	1	A3

