


---

 湖州师荒学院  
毕业设计（说明书）

2014 届

题 目 \_\_\_\_\_ 开沟机设计 \_\_\_\_\_

专 业 \_\_\_\_\_

学生姓名 \_\_\_\_\_

学 号 \_\_\_\_\_

指导教师 \_\_\_\_\_

论文字数 \_\_\_\_\_

完成日期 \_\_\_\_\_

# 原创性声明

本人郑重声明：本人所呈交的毕业论文，是在指导老师的指导下独立进行研究所取得的成果。毕业论文中凡引用他人已经发表或未发表的成果、数据、观点等，均已明确注明出处。除文中已经注明引用的内容外，不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究成果做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名： \_\_\_\_\_ 日期： \_\_\_\_\_



大齿轮-A2



分速机构装配图-A0



开沟机装配图-A0



输出轴(开沟)-A2



输出轴(前进)-A2



输入齿轮轴-A2



液压缸-A2



液压系统原理图-A2



全套图纸加153893706

---

## 关于毕业论文使用授权的声明

本人在指导老师指导下所完成的论文及相关的资料(包括图纸、试验记录、原始数据、实物照片、图片、录音带、设计手稿等),知识产权归属湖州师范学院。本人完全了解湖州师范学院有关保存、使用毕业论文的规定,同意学校保存或向国家有关部门或机构送交论文的纸质版和电子版,允许论文被查阅和借阅;本人授权湖州师范学院可以将本毕业论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索,可以采用任何复制手段保存和汇编本毕业论文。如果发表相关成果,一定征得指导教师同意,且第一署名单位为湖州师范学院。本人离校后使用毕业论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时,第一署名单位仍然为湖州师范学院。

论文作者签名: \_\_\_\_\_ 日期: \_\_\_\_\_

指导老师签名: \_\_\_\_\_ 日期: \_\_\_\_\_

---

# 开沟机设计

摘要：本文分析比较了国内外开沟机械的工作方法和原理，结合我国现有的开沟方式及现有小型旋耕机大量使用的现状，比较了前置和后置式开沟方式设计圆盘式开沟部件，试设计一款开沟机。

本开沟机采用一个柴油机作为主动力源，利用一个齿轮分速装置输出两个转速，一个提供开沟机的前进，另一个控制开沟机开沟部分的旋转，从而工作机构和行走机构相互独立，不相干涉。开沟刀盘动力采用链传动，结构简单、轻巧，运行灵活。采用上抛，并设置挡土板，从而达到覆土要求，开沟刀盘后接开沟铲，达到了沟底平整的要求，设置弧形挡板，满足了操作安全性及碎土系数需要。再利用一个液压装置，控制开沟部分的开沟深度调节。

关键词：开沟；刀盘；液压装置

---

## Ditching machine design

**Abstract:** This paper analyzes and compares the domestic and trenching machinery working methods and principles, combined with the existing status quo and the existing way of ditching the extensive use of small rotary tiller, comparing pre-and post-way design disc opener opener parts, try to design a trencher.

The trenching machine uses a diesel engine as the primary power source, the use of a two speed gear unit output differentials, the one offering the forward ditching machine, rotary ditching machine ditching another control portion to work with each other agencies and travel agencies independent, do not interfere. Ditching cutter is powered by a chain drive, the structure is simple, lightweight, flexible operation. Using the throw, and set the retaining plate, so as to achieve the casing requirements, ditching trenching shovel knife after-hours access to reach the ditch formation requirements set curved baffle, operational safety and to meet the needs of the pulverizer coefficient. Re-use a hydraulic device, the control section ditching ditching depth adjustment.

**Keywords:** Ditching; Cutter; Hydraulics

---

# 目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 开沟机概述.....	1
1.3 国内外研究现状.....	3
1.3.1 国外现状.....	3
1.3.2 国内现状.....	3
第 2 章 开沟机总体设计.....	5
2.1 设计要求.....	5
2.2 总体方案设计.....	5
2.2.1 开沟机类型选择.....	5
2.2.2 动力系统方案确定.....	5
2.2.3 开沟深度调节装置方案确定.....	6
2.2.4 总体结构.....	6
第 3 章 动力及传动系统设计.....	7
3.1 功率计算及发动机选型.....	7
3.1.1 切土阻力.....	7
3.1.2 开沟机功耗计算.....	8
3.1.3 发动机选型.....	10
3.2 传动系统设计.....	10
3.2.1 传动比分配.....	10
3.2.2 运动和动力参数计算.....	10
3.2.3 V 带传动设计.....	11
3.2.4 齿轮传动设计与校核.....	14
3.3 轴及轴上零件的设计与校核.....	18
3.3.1 轴的设计与校核.....	18
3.3.2 滚动轴承的选择与校核.....	21
3.3.3 键的选择与校核.....	22
第 4 章 开沟装置的设计.....	24
4.1 开沟刀设计.....	24
4.1.1 刀片型号.....	24
4.1.2 切土进距及刀片数量.....	25
4.1.3 刀片直径计算.....	26
4.1.4 刀片正反转的确定.....	27
4.1.5 刀盘转速.....	27
4.1.6 刀盘结构及刀片布置原则.....	27
4.2 开沟铲.....	28
4.3 挡土板.....	29

---

第 5 章 开沟深度调节装置的设计 .....	30
<b>5.1 深度调节液压缸的选用及分析</b> .....	30
<b>5.1.1 液压缸型号的确定</b> .....	30
<b>5.1.2 液压缸行程验证</b> .....	30
<b>5.2 深度调节液压系统设计</b> .....	32
<b>5.2.1 供油方式</b> .....	32
<b>5.2.2 平衡及锁紧</b> .....	32
<b>5.2.3 液压系统原理图</b> .....	32
总 结 .....	错误!未定义书签。
参考文献 .....	错误!未定义书签。
致 谢 .....	错误!未定义书签。



## 第 1 章 绪论

### 1.1 研究背景及意义

我国是一个典型的农业大国，作物种植面积非常大，同时我国也是一个人口大国，对食品的需求量也非常的大，随着国家工业化进程，从农田中解放出更多的生产力，提高生产效率，我国的农业机械也在国家的扶持和工程师的研究中飞速发展，开沟作为农田作业的一个环节，在作物生长过程中的影响甚大，与此同时，其工作量大，人工开沟耗时耗力。所以，开发出一种开沟机械，就能极大的解决这个问题。本文就南方地块小，一般开沟机机型过长，不能灵活运行的情况，拟开发出一款微型开沟机，解决在小型田地作业的需要。



图 1 开沟机

油菜、棉花等作物是直根系忌湿作物，土壤水分适宜与否，对其生长发育影响甚大，水分过多会造成缺氧，直接引起植株生理代谢过程变化，针对油菜、棉花等作物生长特性，一般要求如下：1、开沟要及时，以便抗旱排涝；2、沟深、沟宽符合要求并均匀一致；3、抛土要均匀。在开沟过程中能将泥土均匀抛向沟的两边，对种子的覆盖率能达90%以上；4、沟要直以利于排灌；5、沟底、沟壁要光滑。

目前，南方各水稻主产区大都以两季连作，10月份晚稻收获后的田块留待第二年开春后翻耕种植早稻。在过冬的近5个月时间恰好是冬油菜的全生育期，但由于油菜的种植工序较多，尤其手工开沟劳动强度大，劳动力投入多，许多农民想尽量扩大种植冬油菜面积却又因劳动力不足而耽误了，加上近些年来，大部分农村青年都外出打工，人力不足最终导致油菜种植面积还相对减少，经济效益低，导致目前有限的耕地未能得到充分、合理利用。为了充分、合理利用南方土地资源，加快种植业向农机械化、产业化方向发展，因此设计一种开沟性能好且经济实用的开沟机械，解决农民当前开沟难的问题，提高种植效率和劳动生产率，快速实现油菜种植机械化，具有重要意义。

### 1.2 开沟机概述

开沟机产品可分为开沟机和轮盘式开沟机：



(1) 开沟机

开沟机主要由传动皮带轮、传动轴、变速齿轮箱、刀轴和机架构成。开沟机主要是与拖拉机配套使用，并由拖拉机动力驱动工作来实现开沟随着经济的发展，国家对基本建设力度加大，地下管

道、电(光)缆铺设工程数量激增，质量要求提高。靠人工开挖，不仅效率低下，沟槽开挖质量欠佳，且不能满足“微创”要求。因为开沟机的使用越显得重要。开沟机主要有两种：第一种为开种沟而设计的开沟器，开沟器为小型从动部件，靠牵引作用力而开出适合种子发育的种床，沟形表现为小、窄、浅等特点，开沟器常作为播种机一附属部件而挂靠其上；第二种为开排水沟或其它用途的开沟机，开沟机相对较大型，挖沟机一般以主动型部件为主，消耗功率大，体积大，沟深且宽。范围广泛，结构简单、造价低廉、使用拆装方便，开沟质量好、效率高并具有开沟、碎伐、均匀排土一次完成的特点，适宜棉、麦、油菜等旱地田间开挖排水沟用。一种小型链式挖沟机，它包括有一固定在机架上的发动机，该发动机的输出轴上通过皮带轮传动机构或链轮传动机构分别与一中间轴和一液压泵相连；所述的中间轴通过一链轮传动机构或皮带轮传动机构与一链刀主轴相连，该链刀主轴上通过链刀主链轮相连着开挖用的链刀机构；所述液压泵的压力油出口经多路阀分两路分别连通于液压油缸和驱动桥上的液压马达，液压油缸上的伸缩杠杆机构与链刀机构相连；所述的发动机输出轴上通过皮带轮传动机构分别与一中间轴和一液压泵相连，所述的中间轴通过一链轮传动机构与一链刀主轴相连；所述的发动机输出轴与中间轴相联的皮带轮传动机构上加装有由手把、拉锁装置和张紧轮构成的离合机构，张紧轮靠近设置在皮带边上，并通过拉索装置与手把相连；它具有结构紧凑，体积小，重量轻，方便运输；成本低，可靠性好的特点



图 2 河北深远机械开沟机

## (2) 轮盘式开沟机

轮盘式开沟机主要用于管道和电缆电线等地下铺设，该机械特点是开沟速度快，深度自由调节，对路面破坏小，极大的提高了生产力，节省人力物力，其特点：经济效益显著,投资少、见效快，一台机器是人工的几十倍、小型挖掘机的几倍。开沟机开出的沟，可窄到10公分，深达2米，且沟直、壁陡，人工和挖掘机无法开出这样的沟；较人工和挖掘机有更高的作业效率(是挖掘机的3-5倍)和经济效益，特别在挖窄深沟的情况(埋管或埋电缆)下，该机的作业效果就更显突出。整机结构简单，操作方便，维护容易。



图 3 河南凤翔 TD50 轮盘式开沟机

### 1.3 国内外研究现状

#### 1.3.1 国外现状

国外很早就开始有机肥的应用研究，如欧美、日本、意大利、法国等，并且有着广泛的应用。随着科学技术的进步和应用范围的扩大，对开沟机的要求也越来越高，开沟装备研究工作步入一个新时代，先进的新型设备不断涌现。从结构特点和使用性能两方面来看，目前基本上以苏联和意大利为代表的两大类型。苏联从1975年开始推出一系列的旋转开沟机产品：TP-171A 全液压铤切式开沟机、MK-47 犁刀-铤切式开沟机。意大利主要生产 DABL 系列的单圆盘开沟机及DBR 系列的双圆盘开沟机。两大类型的开沟机主要区别在于：前者是开挖大型沟渠的大型机械，且能一次性成沟，所采用的是切抛分开型的刀齿；后者是临时性的小沟渠，采用的是切抛合一型的刀齿[7-11]。

例如，美国 Burken 公司有 3 种开沟机，功率范围在9.7~34.3 kW 之间，B—30B 型开沟机的功率为34.3 kW，挖沟装置与驾驶位置间采用橡胶减振隔离，网状 ROPS 防止驾驶员被抛起物击伤，独特的液压驱动链张紧装置可实现挖沟深度的改变。美国 Vermeer 公司生产的以 RT450 为代表的开沟机，开沟深度可达1.52m，开沟宽度为13~30cm，静力液压系统制动，可适用于多种工况。Maxon 公司已生产出10 种 Parsons 品牌开沟机目前，国外挖沟机的代表机型有：切削开沟机、螺旋助推式开沟机、侧置式公路开沟机、圆盘旋转式开沟机，主要特点是以大功率，重机型为主，功耗大，体积也大。现国外开沟机生产已向多样化趋势发展，且更趋专机专用，开沟机只用于开沟作业，而当机械不开沟时只能闲置。这种情况并不符合我国的国情。

#### 1.3.2 国内现状

我国开沟机的种类很多，60年代开始从国外引进，从七十年代开始正式研制旋转开沟机，通过自身研究和借鉴国外的经验，目前逐步形成了适合我国国情的开沟机系列，到现在已经有几十种型号。其主要型式有四种：

##### (1) 铤式犁开沟机

铤式犁开沟机属于从动型工作部件，利用“刨削”原理，沿直线运动对土壤进行刨削。加工过程相对铤式犁切削速度要大。铤式犁型开沟机主要应用于蔬菜的栽种和植树造林等，我国主要有 KGTP 和京 HK-14 两种类型，KGTP 工作原理：随着机组前进，犁尖入土，开轴的土沿着犁体上升。冀板

将土推向两面三刀侧、冀尾板将沟壁压紧，形成梯形断面的沟渠，达到列沟培土的目的。京HK-14



开沟机在工作时，前面的犁铧起土，分土板片土扣翻到两面三刀侧，形成农艺要求的一种沟型[12]。

该机型入土阻力小，质量轻，工作性能好，可以开出成型沟，但沟型断面不平整。

### (2) 链齿式开沟机

1992年，江西省农机研究所和江西农业大学针对果园开沟，设计了与丰收180GV 拖拉机配套的1K-30 型链齿式开沟机[13]，开沟机通过链条上的刀齿逆向切削土壤，切削垡片由链齿出沟面，再由双向搅龙输送到沟两侧，完成开沟作业。

1K-30 型开沟机主要特点：开沟理管时，沟形一次成型，种植山药可不开沟只松土，刮土板改变刀齿排列，达到深松土60~100cm，可节省大量人力。配套拖拉机功率17~37kw,开沟深度600mm、1000mm、1500mm, 开沟宽度140mm、160mm、200mm、300mm, 工作速度200~600m/h。

### (3) 螺旋式开沟机

2000年东北农业大学针对了泥炭(沼泽地的产物)的开采而设计了一种1KL-100 型立式螺旋式开沟机[14]，其工作部件采用锥螺旋式搅龙切抛土，可开挖出较大型梯形沟渠。在立式开沟机的思路，2001年昆明市农业机械研究所又研制出1KS-22 型双轴立式旋转开沟机。采用双轴结构，两套旋转方向相反的刀轴同时切抛上下沟土，能开出小型矩形沟渠。

### (4) 圆盘式开沟机

圆盘式开沟机属旋转式开沟机，将开沟部件做成圆盘式结构，利用动力输出轴带动刀盘旋转切削土壤，我国从七十年代开始正式研制，通过自身研究和借鉴国外的经验，目前逐步形成了适合我国国情的开沟机系列[15]。定型为东方红-75拖拉机配套的1KD-100 单圆盘旋转开沟机和1KD-100 双圆盘旋转开沟机，为铁牛-55拖拉机配套了1K-80 双圆盘旋转开沟机。结合我国国情出发的：即要求重量轻，结构简单，又要求能耗小，生产率高。到80年代，圆盘式开沟机又生产出一系列产品：1KSQ-35 型(配套8.8千瓦拖拉机)、1K-0 型、1K-35-1A 型、1K-35 型、1KH-35 型等[16]。

近年来，随着国家对绿色农业的大力倡导，有机肥在农业上得到广泛应用和发展，特别是在果园的应用上，使开沟机的研究方向逐渐向果园有机肥开沟机方向发展。果树园艺业是现代化大农业的重要组成部分和富民工程的重要途径，施肥是果树生产管理中的重要技术措施，其合理与否直接影响果树生长、产量、果品质量及经济效益。因此，研制出一种适于果园施肥开沟的机械，对减少人力和物力资源的浪费、提高劳动生产率具有重要意义。

## 第2章 开沟机总体设计

### 2.1 设计要求

采用一个柴油机作为主动力源，利用一个齿轮分速装置输出两个转速，一个提供开沟机的前进，另一个控制开沟机开沟部分的旋转。再利用一个液压装置，控制开沟部分的开沟深度调节。

开沟机的总体参数选定如下：

开沟机工作环境为果园、深度不超过400mm，沟宽限制在150mm~300mm。链刀式开沟机的基本参数为：

开沟宽度	200mm
开沟深度	400mm
链条线速度	1~15m/s
前进速度	100~300m/h
配套动力	8.8kW
动力输出轴转速	2400r/m

### 2.2 总体方案设计

#### 2.2.1 开沟机类型选择

为了适用于多种土质、工作环境以及与通用的手扶拖拉机匹配，本次选用圆盘式开沟机。

#### 2.2.2 动力系统方案确定

本开沟机采用一个柴油机作为主动力源，利用一个齿轮分速装置输出两个转速，一个提供开沟机的前进，另一个控制开沟机开沟部分的旋转，从而工作机构和行走机构相互独立，不相干涉。具体传递方案如下：即，发动机经过离合器与V带传动到减速箱，减速箱通过齿轮分出两个转速，一个传给车轮，一个通过离合器与V带传动到开沟器。

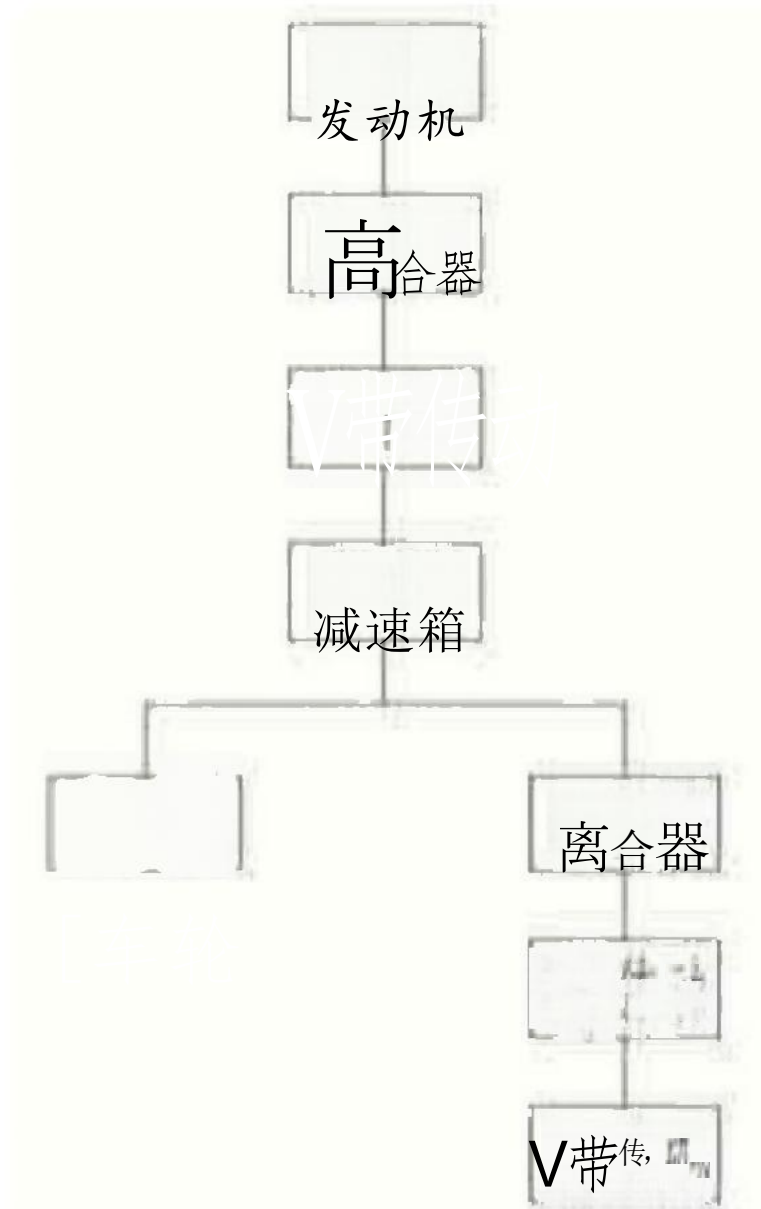




图2-1 动力传递方案

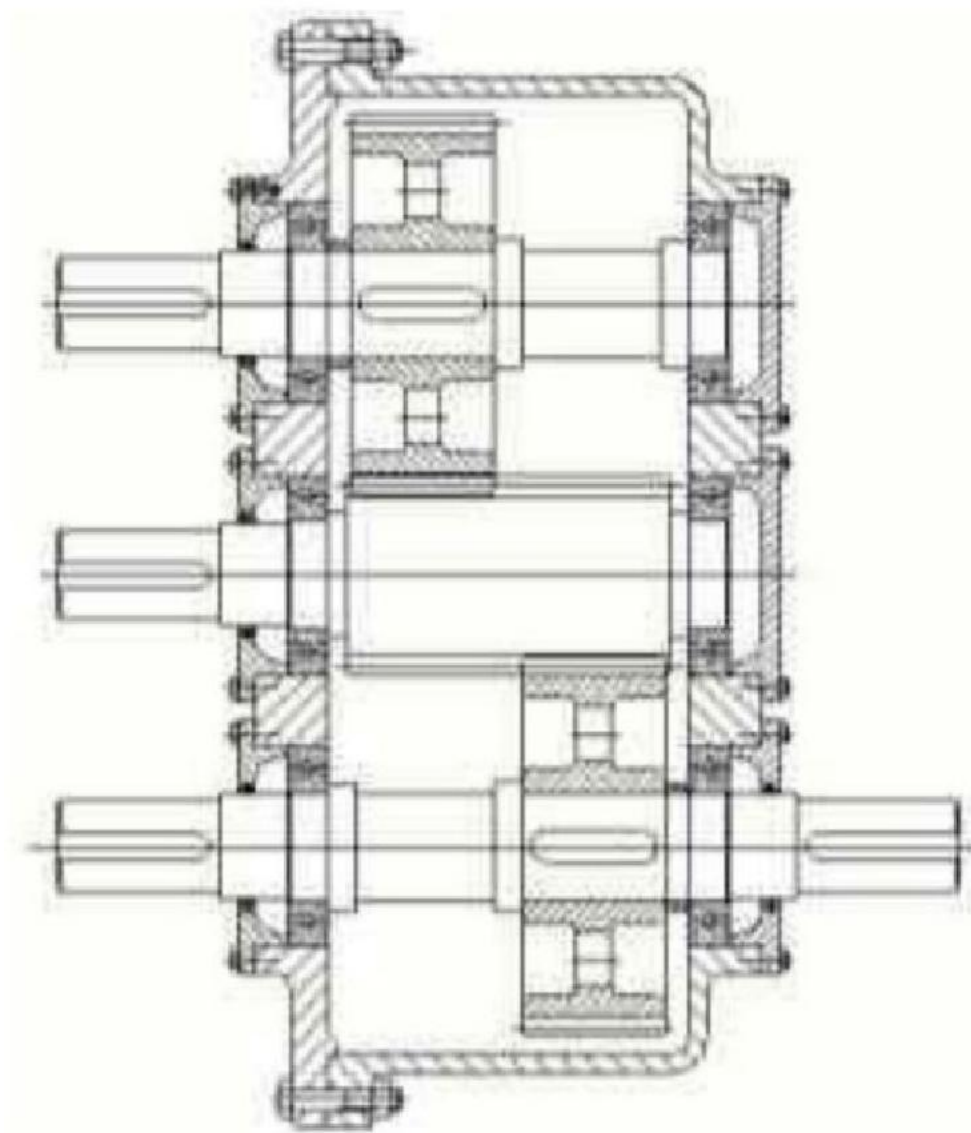


图2-2 减速箱方案

### 2.2.3 开沟深度调节装置方案确定

深度调节装置通过液压缸与开沟器臂实现，液压缸无杆腔供油开沟器提起，有杆腔供油开沟器放下，从而实现调节开沟器高度。

### 2.2.4 总体结构

利用微型耕作机的动力带动整个开沟部件的运转，开沟的刀盘采用中间式，在刀盘上焊接刀座，用螺栓将刀座和旋耕刀联接起来；通过螺栓将刀盘与刀轴联接起来，使刀盘旋转，进行开沟工作，为了满足旋耕刀工作时的滑切性能和脱草性能且在稻田进行工作，故选用弯刀做为开沟工具；为了更好的提高碎土性能和对操作者进行保护，设计左右两块弧形挡板，最后设计一个支撑架杆，对整个开沟部件进行固定。总体结构如下图：

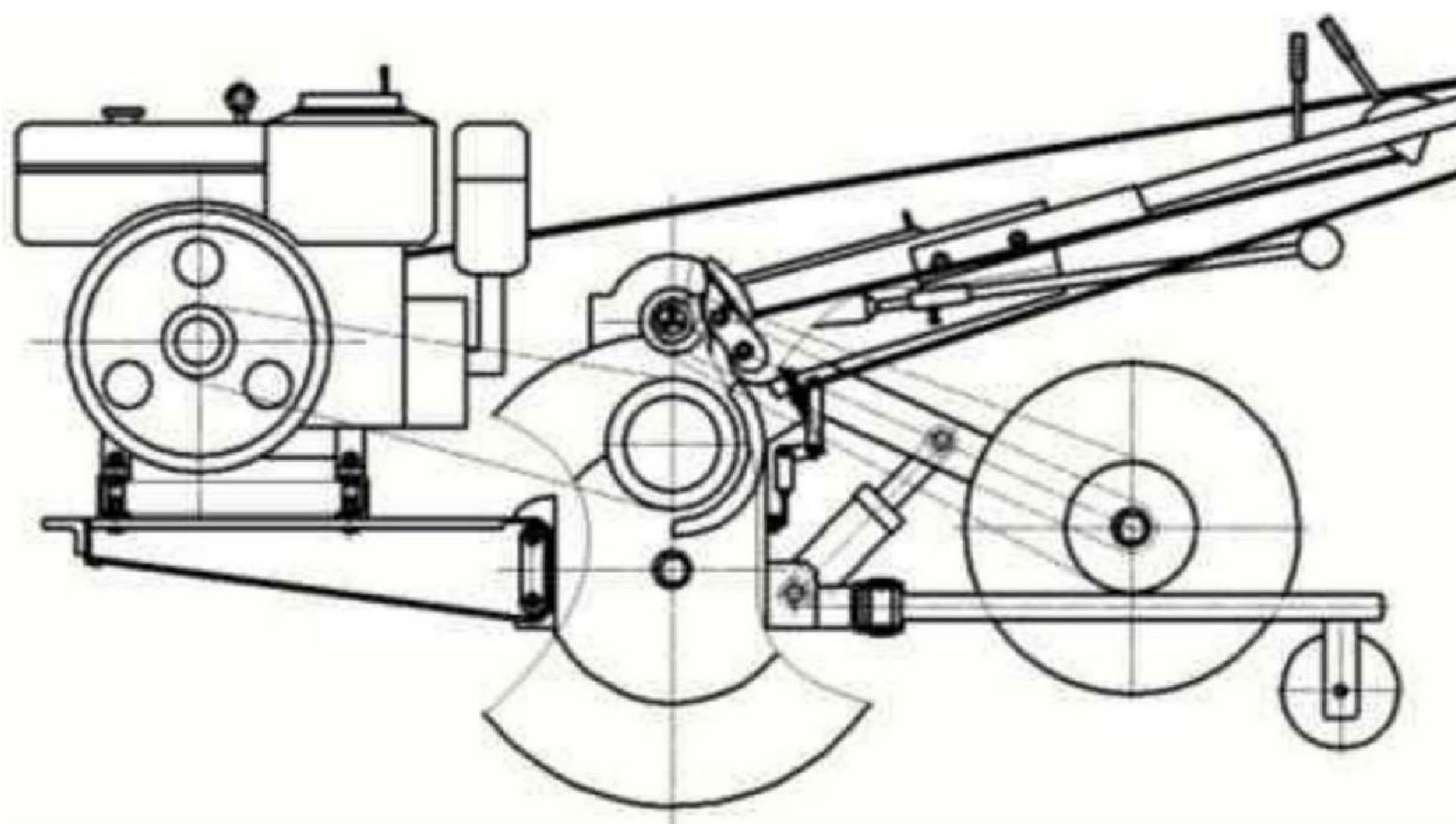


图 1 总体结构图

### 第3章动力及传动系统设计

#### 3.1 功率计算及发动机选型

开沟过程中，刀片在土壤中连续运动进行切削，被切削下来的土壤，其中一部分在切削刃前面形成土堆，被刀片带着向前移动；一部分土壤在挤压力的作用下越过切削刃前面的土堆进入杯形刀体内。由此可见，在开沟过程中刀片除了遇到切削阻力外，还会遇到土壤进入杯形刀体内的阻力及带动土堆的阻力，后二项合称为装土阻力。切削阻力与装土阻力之和称为总阻力[6]。

开沟机功耗及阻力的计算方法还不完善，主要通过借鉴其它切削经验公式来计算，且不同的参数下所使用的经验公式也不同，因此探求合适的阻力计算公式是非常关键的。

##### 3.1.1 切土阻力

切削总阻力计算公式[7]

$$F_r = 9.8C_s(0.1\delta)^{1.35}(1+0.01b_c)\left(1-\frac{90^\circ-\varphi}{180}\right)e_H$$

式中：C<sub>s</sub>—土壤坚实度计的冲击次数，取C<sub>s</sub>=15

δ—切削厚度

b<sub>c</sub>—刀片宽度

γ<sub>2</sub>—刀片切削角，对于圆弧形刀片刀片切削角等于后角γ<sub>2</sub>

e<sub>n</sub>—刀片尖角计算系数，取 e<sub>n</sub>=0.81

将上式中的切削厚度、刀片切削角和刀片厚度作相应的调整后得到单个刀片的切削阻力：

$$F_r = 9.8C_s(0.1\delta)^{1.35}(1+0.01b_c)\left(1-\frac{90^\circ-\gamma_2}{180}\right)e_H$$

$$= 9.8 \times 15 \times (0.1 \times 4.67)^{1.35} (1 + 0.01 \times 70) \left(1 - \frac{90^\circ - 12^\circ}{180^\circ}\right) \times 0.81 = 41.035 N$$

开沟机盘刀总切削阻力：

$$F_s = F \cdot Z = 41.035 \times 10 = 410.35 N$$

式中：z—链条上同时与土壤作用的刀片数。工作时有5组—即约10把刀片同时切土。

由于刀片受到各种冲击的影响，在设计时应加入动载系数，一般情况下动载系数 $\hat{F}$ 取1.3~1.5[8], 则

$$F_1 = k_0 \cdot F = 1.3 \times 410.35N = 533.455N$$

## 3.1.2 开沟机功耗计算

## (1) 开沟装置总功耗

开沟机的总切削功耗为：

$$P = F_t \cdot v = 533.455 N \times 2 m/s = 1066.91 W$$

开沟机的总切削比功：

$$J = \frac{P_t}{Q} = \frac{P_t}{v_0 S} = \frac{1066.91 W}{0.0417 m/s \times 0.084 m^2} = 320.393 kW/m^3/s$$

式中：J—比功，单位立方米作业量的切削功耗

S<sub>0</sub> 沟的断面面积

表2-3 土壤容重

土壤级别	土壤名称	难易系数	容重
I	砂和粉砂土	0.75	15000-16000
	种植土		12000
	轻粘土		16000
II	小石头	0.9	17000
	夹有碎石当砂土		17500
	亚粘土		18000
III	重粘土	1.0	17500
	干黄土		18000
	重粘土硬黄土		19500
IV	含石块的粘土	1.3	20000
	石块与粗卵石		19500
	密实硬黄土		19500
V	轻质泥灰土	>2.0	19000
	不坚实页岩		20000
	岩石		>20000-33000

沿沟深方向提升土壤的功耗

每次切削下来的土壤层的重心都相同，距地面为0.5H，则

$$P_s = Qp'(0.5H)K = 0.00333 \times 18000 \times 0.5 \times 0.4 \times 1 = 11.988 W$$

式中,  $K_s$  土壤颗粒在链刀与沟侧壁间滞塞的可能系数, 取 $K_s =$

$\frac{p'}{\gamma}$  土壤容重

土壤容重 $[\rho]$ 是土壤在未破坏的自然结构下, 单位容积中的重量, 通常以 $N/m^3$  表示。土壤容重

大小反映土壤结构、透气性、透水性能以及保水能力的高低，一般耕作层土壤容重 $1\sim 1.8\times 10^3\text{N/m}^3$ ，土层越深则容重越大。各种土壤的容重数据见表2-3。

被运送土壤与沟道土壤的摩擦功耗

$$P_7 = Op'(0.5H + H_0) \mu_2 \cos\alpha$$

$$= 0.00333 \times 18000 \times (0.5 \times 0.4 + 0.015) \times 0.9 \times \cos 50^\circ = 14.390\text{W}$$

式中： $\mu_2$ —土壤的内摩擦系数，见表2-4

表2-4 土壤摩擦系数

土壤名称	内摩擦系数	外摩擦系数
砂	0.58 — 0.75	0.73
粘土	0.7 — 1	0.5 — 0.75
小块砾石	0.9 — 1.1	—
泥土灰	0.75 — 1	0.6 — 0.75
饱含水分的粘土	0.18 — 0.42	—
碎石	0.9	0.84

则开沟机装置总功耗为：

$$P_0 = \frac{P_h + P_f + P_r + P_t}{\eta_1 \eta_2} = \frac{119.88\text{W} + 14.390\text{W} + 11.988\text{W} + 1066.91\text{W}}{0.7 \times 0.5} = 3466.194\text{W}$$

式中： $\eta_1$ —开沟链的传动效率

$\eta_2$ —配套动力到开沟装置的传动效率

(2) 开沟机前进功耗

传动机构功耗： $P = 0.4 \times P = 0.4 \times 3466.194\text{W} = 1386.478\text{W}$

对于机组前进所受的阻力 $F_a$ ，可以做受力分析，如图2-2，则

$$F = (G + F \sin\alpha) \mu + F \cos\alpha$$



$$=(475+533.455\times\sin 50^{\circ})\times 0.07+533.455\times\cos 50^{\circ}=401.254\text{N}$$

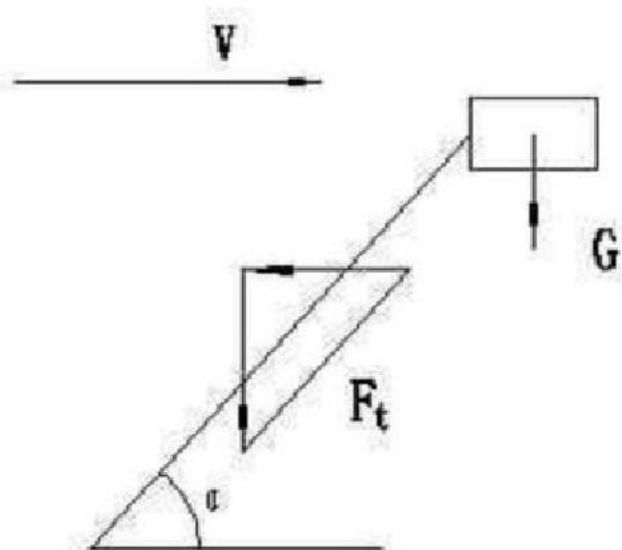


图2-2 开沟机前进状态受力分析

式中：G—机器自重

$\mu$ —滚动阻力系数，取 $\mu=0.07$ [9]

开沟机前进功耗：

$$P_a = \frac{F_a v_0}{\eta_3} + P_w = \frac{401.254 N \times 0.042 m/s}{0.8} + 1386.478 W = 1407.543 W$$

式中： $\eta_3$ —机器行走的传动效率

开沟机的总功耗为：

$$P = P_1 + P_a = 3466.194 W + 1407.543 W = 4873.737 W$$

### 3.1.3 发动机选型

根据开沟机功耗选用蓝天1DN-4型多功能农用微型耕作机

功率：4.4千瓦

转速：1800转/分

## 3.2 传动系统设计

### 3.2.1 传动比分配

总传动比为： $i=1800/6=300$

### 3.2.2 运动和动力参数计算

(1) 各轴的转速

耕种机动力输出轴为0轴，变速箱主轴为I轴，车轮轴为II轴，刀轴为III轴，各轴转速为：

$$n_0 = 1800 \quad /m$$

$$n_1 = n_0 / 2 = 900 r/min$$

$$n_2=900/2=450\text{r/min}$$

$$n_3=n_2/2=225\text{r/min}$$

(2) 各轴的轴功率

$$P_0 = B = 4.4 \text{ ki}$$

$$p_1 = P_0 n^2 = 4.4 \times 0.98^2 = 4.226 \text{ kw}$$

$$P_2 = PNT = 4.226 \quad 0 \times 98 \quad 0.97 \quad A_1$$

$$p_3 = p_1 n^2 = 4.226 \times 0.97^2 = 3.976 \text{ kw}$$

(3) 各轴输入转矩 T

$$T = 955 \frac{P}{n} = 955 \frac{4.226}{1800} = 2.26 \text{ H1800N2}$$

$$T_2 = 955 \frac{p_2}{n_2} = 955 \times \frac{4.017}{600} = 63.94 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_3 = 955 \frac{p_3}{n_3} = 955 \times \frac{3.976}{125} = 253.13 \text{ N}\cdot\text{m}$$

初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为45钢，调质处理，查参考文献[2]表15-3得 $A_0 = 105$

又由 $P = 4.226$      $n = 1800$      $P_2 = 4.01$      $n_2 = 600$      $P_3 = 3.97$      $n_3 = 125$ 。将有关值代入公式可见得：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

$$d_{\min 1} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 105 \times \sqrt[3]{\frac{4.226}{900}} = 43.955 \text{ cm}$$

取 $d_1 = 50 \text{ cm}$

同理计算可得： $d_2 = 50 \text{ cm}$        $d_3 = 50 \text{ cm}$

### 3.2.3 V带传动设计

)确定计算功率P

已知:  $P = 3.196 \text{ kw}$ ;  $n_m = 1440 \text{ -/min}$

查《机械设计基础》表13-8得工况系数:  $K_4=1.25$

则:  $P=K_4 \cdot P=1.25 \times 3.196\text{kw}=3.995\text{kw}$

2) 选取V带型号:

根据  $P_e$ 、 $n_m$  查《机械设计基础》图13-15 选用A型V带,

3) 确定大、小带轮的基准直径  $d_d$

(1) 初选小带轮的基准直径:

$$d_a = 80 \text{ mm}$$

(2) 计算大带轮基准直径:

$$d_2 = i \cdot d_1 (1 - 0.02) = 2.5 \times 80 \times (1 - 0.02) = 196 \text{ mm}$$

圆整取  $d_2 = 160 \text{ mm}$ , 误差小于5%, 是允许的。

4) 验算带速:

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_m}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 80 \times 1440}{60 \times 1000} = 6.03 \text{ m/s} \in (5, 25) \text{ m/s}$$

带的速度合适。

5) 确定V带的基准长度和传动中心距:

中心距:

$$0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$$

初选中心距  $a = 600 \text{ mm}$

(2) 基准长度:

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 400 + \frac{3.14}{2} \times (80 + 200) + \frac{(200 - 80)^2}{4 \times 400} \\ &= 12486 \text{ mm} \end{aligned}$$

对于A型带选用  $L_d = 1250 \text{ mm}$

(3) 实际中心距:

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 400 + \frac{1250 - 12486}{2} = 400.7 \text{ mm}$$

6) 验算主动轮上的包角“1:

$$\text{由 } \alpha_1 = 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a}$$

$$\text{得 } \alpha_1 = 180^\circ - (200 - 80) \times \frac{57.3^\circ}{400.7} = 162.8^\circ \geq 120^\circ$$

主动轮上的包角合适。

7) 计算V带的根数  $\cdot$  :



$$z = \frac{P_c}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

$n_1=1440\text{-}/\text{min}, d=80\text{mm}$

查《机械设计基础》表13-3 得

$P=0.8\text{kw}$

(2)  $n=1440\text{-}/\text{min}, i=2$ , 查表得:  $AP=0.17\text{kw}$ ,

(3) 由  $\alpha_1=1628^\circ$  查表得, 包角修正系数  $K_\alpha=0.955$

(4) 由  $L_4=1250\text{mm}$  查表得:  $K_L=0.93$

综上所述, 得

取  $Z=5 < 10$  合适。

8) 计算预紧力  $F_0$  (初拉力):

根据带型A 型查《机械设计基础》表13-1得:  $q=0.1\text{kg/m}$

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \times \frac{P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ &= 500 \times \frac{3.995}{5 \times 6.03} \left( \frac{2.5}{0.955} - 1 \right) + 0.1 \times 6.03^2 \\ &= 110.8\text{N} \end{aligned}$$

9) 计算作用在轴上的压轴力  $F_Q$

$$\begin{aligned} F_Q &= 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \\ &= 2 \times 5 \times 110.8 \times \sin \frac{1628^\circ}{2} \\ &= 10955\text{N} \end{aligned}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：  
<https://d.book118.com/196200000121010113>