

浙江大学 宁波理工学院

毕业论文设计说明书



题 目 自动驾驶插秧机的结构设计

姓 名 方方

学 号 3060611124

分院（系）机电与能源分院

专业班级 06 级机械设计制造及自动化 4 班

指导教师（职称）张方明

2010 年 5 月 20 日

摘 要

本文设计自动驾驶插秧机的电控转向机构、油门控制机构与刹车控制机构。电控转向机构由直流减速电机驱动，带动齿轮使方向盘自动转动，转动角度由编码器测出。油门控制机构与刹车控制机构均采用油缸驱动方式。本文对轴、齿轮、离合器和轴承进行了设计与校核，这种装置可以大大提高农业生产率，减少人力资源的消耗，推动了农业高精机械化的发展。

关键词： 插秧机；电控机构；自动驾驶。

Abstract

This automatic navigation transplanter designed electronic control steering, throttle and brake control bodies and control institutions. Electronic control steering by the DC gear motor, drive gear to the steering wheel automatic rotation, rotation angle measured by the encoder. Throttle control mechanism and the brake cylinder control device are driven approach. In this paper, shafts, gears, clutches and bearings design and verification, such devices can greatly increase agricultural productivity, reduce the consumption of human resources, promoting agricultural mechanization development of high precision.

Keywords: rice transplanter; electronic control agencies; automatic navigation

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	II
第一章 绪 论.....	1
1.1 课题研究背景.....	1
1.2 国内外发展状况.....	1
1.3 自动驾驶系统发展的必要性.....	2
1.4 设计的目的.....	3
1.5 自动驾驶系统设计内容.....	3
1.6 本设计的主要工作.....	3
第二章 自动驾驶机构原理、设计方案拟定.....	4
2.1 自动转向系统的选择.....	4
2.2 自动转向系统的原理.....	4
2.3 设计准则.....	5
2.4 设计参数.....	5
2.5 设计任务.....	6
第三章 各部件的设计及校核.....	6
3.1 电机的选择.....	6
3.1.1 电动机类型和结构形式的选择.....	6
3.1.2 确定电动机转速.....	6
3.1.3 传动系统的运动和动力参数.....	7
3.1.4 计算总传动比.....	7
3.1.5 分配传动装置的各级传动比.....	7
3.2 计算传动装置的运动和动力参数.....	7
3.2.1 计算各轴转速.....	7
3.2.2 计算各轴输入功率.....	7
3.2.3 计算各轴输入转矩.....	7
3.3 传动零件的设计计算.....	8
3.3.1 齿轮材料，热处理及精度.....	8
3.3.2 齿轮材料及热处理.....	8
3.3.3 齿轮精度.....	9
3.3.4 初步设计齿轮传动的主要尺寸.....	9
3.3.5 计算.....	9
3.3.6 齿根弯曲疲劳强度设计.....	11
3.3.7 确定公式内各计算数值.....	11
3.3.8 设计计算.....	12
3.4 轴、轴承、键的设计及校核计算.....	12
3.4.1 轴的设计及校核.....	12
3.4.2 滚动轴承的选用及其校核.....	16
3.4.3 键的强度校核.....	18

3.4.4 离合器的校核.....	19
第四章 结 语.....	21
4.1 研究总结.....	21
4.2 研究展望.....	22
参考文献.....	23
致 谢.....	24

第一章 绪 论

1.1 课题研究背景

中国是一个农业大国,用占世界 7%的耕地解决了世界 22%的人口温饱问题取得了举世瞩目的成就。目前,我国面对“人多地少,资源短缺,环境恶化,人增地减”的趋势不可逆转。保证 21 世纪我国 16 亿人口的食物安全,关键在于推动农业科技的进步。正如江泽民同志所指出的“中国的农业问题,粮食问题要靠中国人自己解决。这就要求我们的农业科技必须要有一个大的发展,必然要进行一次新的农业科技革命”。纵观世界现代农业发展动态,一个新的农业科技革命的序幕已经拉开。以生物技术、信息技术为先导的现代科学技术发展及其在农业上的广泛应用,为世界各国农业发展提供了前所未有的机遇。“精细农业”技术正是在这种环境下应运而生,成为农业信息技术应用的一个重要分支。其核心是用现代高新技术特别是信息技术来改造传统农业,在机械化的基础上,把地理信息系统(GIS)、定位系统(GPS)、决策支持系统、传感技术进行集成,使作物生产更加科学,减少投入,提高产出,实现高效利用各种农业资源,保护生态环境的农业可持续发展目标。

1.2 国内外发展状况

在国内,清华大学、吉林工业大学、中国农业大学等近几年也进行了这方面的研究,如清华大学智能技术与国家重点实验室研制成功智能车 THMR-V,配备了先进的 GPS 互补定位系统和激光雷达测障系统,最高时速达到 150 公里;吉林大学进行了 JUTI 系列智能车辆的研究,主要采用机器视觉实现导航;据新华社报道中国第一汽车集团公司和国防科技大学联合研制的自主车在高速公路上行驶的最高稳定速度为 130km/h,最高峰值速度为 170 km/h,并且具有超车功能;交通部交通科学研究院也进行了相关的研究,但这些研究大多是针对汽车的,对于拖拉机自动驾驶、相关的报道较少,南京农业大学的姬长英教授、周俊博士在小四轮拖拉机的基础上设计改装了一种农用轮式移动机器人试验原型,采用视觉作为导航传感器,探讨了基于区域和边缘两种农用轮式移动机器人视觉导航跟踪

路径的检测方法，分析了轮式机器人导航系统的行为特点，给出了相应的系统状态方程和系统观测方程等，但其实验是以校园内的人工绿篱作为路标进行的，与实际的农田还是有较大差别的；西安交通大学的杨为民博士、李天石等开发了农业机械机器视觉导航试验系统；其余的研究大多集中在一些农业应用的相关智能化上，（删去换行符）例如，中国农业大学自 1999 年开始陆续开展了拖拉机作业机组 AMT 方面的研究；西北农林科技大学的杨秦教授领导的基于 GPS 与 GIS 控制的可变灌溉系统研究；中国农业大学、华南理工大学分别研究的激光平地机；浙江大学的基于图像边缘检测的（收获季节）导航研究。

国外在农用车辆自动驾驶方面研究的较早，20 世纪 70 年代，世界各国许多工程师都对农田机械的自动导航进行了研究。1978 年一种 Claas 自动导航系统应用到农业机械，最初是为割草机设计开发的，后来又应用到拖拉机上，它由 3 部分组成：液压系统、传感系统、控制器，液压系统包括转向阀、转向液压泵、转向切换阀，传感系统包括前车轮转角传感器和安装在拖拉机前面的机械传感器（接触式），控制器通过比较前轮转角传感器的电压与设定电压得到一个电压差值，这一电压差值经过放大（后用于）控制转向液压阀的开闭，从而控制转向轮的转动实现自动驾驶。机械传感器农业机械自动导航并不意味着不需要操作者，因为真正无人操作的农田机械除了要实现自动导航外，还要实现其它工作过程的最优化和自动化，这比仅仅实现自动导航技术更难，成本更高。工程师们解决了有关自动导航的控制问题，还研究出许多自动导航系统，并对其进行了测试，其中一些系统也转化成了商品，但没有一套系统在生产实践中得到推广应用。这些系统中大部分都只能在机器某一特定工作过程中实现自动导航，那些可以适用于所有工作过程的系统则需要操作者在田间或周围地区做大量准备工作，包括安装电缆、信号灯等设备才能正常导航，有的还需要在机器上安装体积庞大、笨重的控制装置。因此，投资、维护成本、劳动力等因素限制了这些导航系统的应用。

1.3 自动驾驶系统发展的必要性

一．插秧机自动驾驶能够满足农业作业的精度——农田作业按精度，农机手和自动驾驶的精度

二．插秧机自动驾驶能够提高农业劳动的生产率，从而提升中国农业产业在

国际上的竞争力。由于拖拉机在工作方式上与汽车有很大不同，特别是拖拉机的作业环境比较恶劣，作业工况复杂多变，再加上农机操作手技术水平的差异等原因，导致耕作精度低，造成土地资源浪费，并且不能保证拖拉机在作业中的生产效率和燃油经济性。这样即使是拖拉机本身已经具有了较好的设计性能指标，也往往由于使用者的个人经验不足、熟练程度不同而难以完全发挥出来，如何将汽车自动驾驶技术合理应用于插秧机是一项艰巨而意义深远的任务

1.4 设计的目的

为了减少农业人力消耗，增加农业生产率，提高农业机械化程度，设计一方向盘机构可以实现电控，同时可以转换到人工控制。

1.5 自动驾驶系统设计内容

- (1) 设计一个方向盘代替原来的插秧机方向盘，方向盘用一级齿轮副结构，由 2DM 直流减速电机驱动，其转过的角度由光电编码器测得。
- (2) 电机上装上离合器，由拨叉拨动控制离合。
- (3) 设计新方向盘箱体外形。
- (4) 设计刹车和油门由单杆活塞式液压缸来推动。

1.6 本设计的主要工作

本设计的主要工作包括以下几方面：

- (1) 插秧机自动驾驶机构总体装配图设计
- (2) 主要零件的设计
- (3) 撰写说明书

第二章 自动驾驶机构原理、设计方案拟定

2.1 自动转向系统的选择

自动转向是智能车辆的一项关键技术,它可以自动地调整智能车辆的横向位置,实现对自动驾驶车辆的横向控制,是实现自动导航控制的基础。智能车辆使用最多的自动转向方式有两种[1-4],一种是电液控制转向系统,如美国伊利诺斯州立大学通过对拖拉机转向系统进行改造,设计了一种电液操控系统以实现转向控制,系统主要由液压泵、三位四通电液比例方向控制阀、PWM 电液阀驱动器和转向油缸等组成[5]。另一种是控制电动机带动方向盘转动实现转向操作,如日本岩手大学研制的自动驾驶拖拉机,采用步进电机通过链条传动带动方向盘转动实现转向操作[6],中国农业大学魏延富博士研制了一套转向控制系统,由步进电机通过齿轮驱动方向盘实现转向[7]。

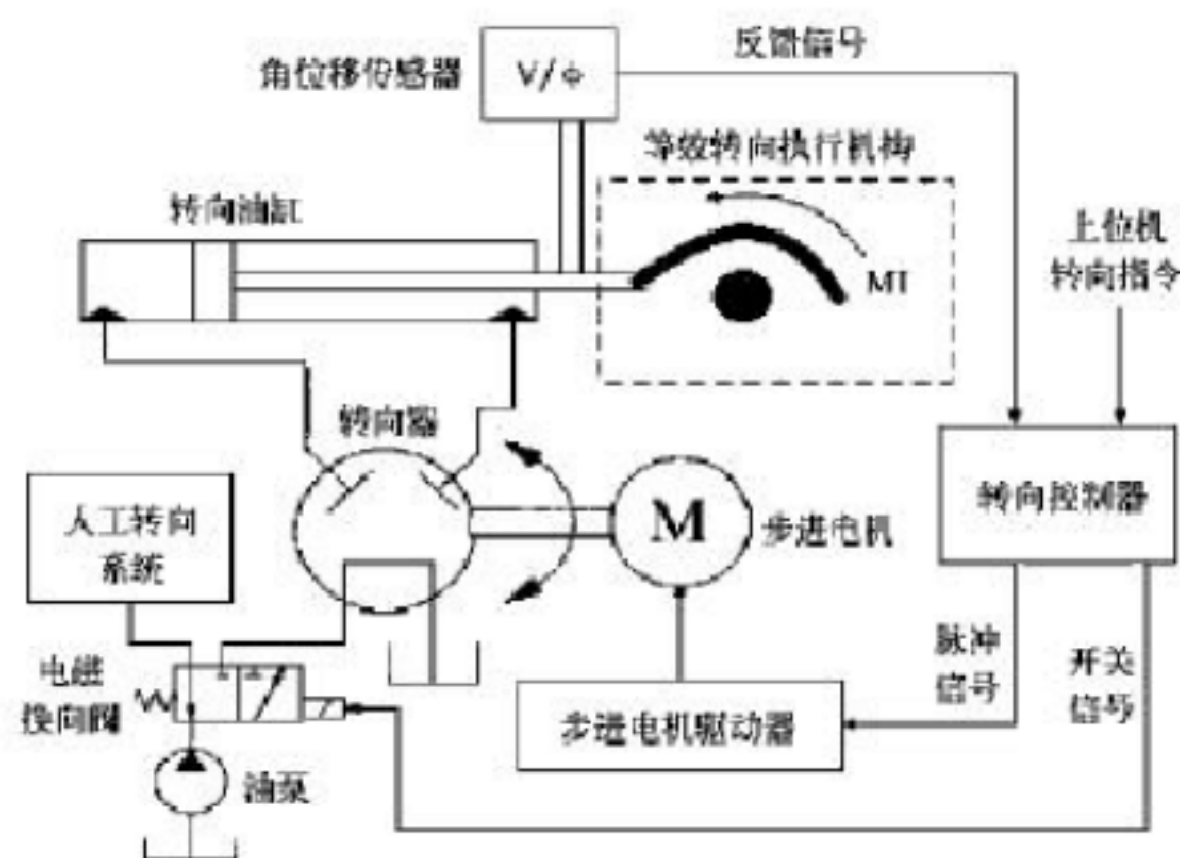


图 1 自动转向控制系统结构示意图

2.2 自动转向系统的原理

转向控制系统是一个闭环控制系统,系统控制框图如图 2 所示。其工作原理是:微控制器通过 CAN 总线从上位机获得拖拉机的目标转角信号,通过 A/D 模数转化模块获取转向轮实际转角信号,即反馈信号,并将目标转角和实际转角相比较

得出转向轮的偏差信号双通道 PD 控制算法根据偏差信号值计算得到控制步进电机转速的步进脉冲周期,由脉宽调制器(PWM)以计算得到的脉冲周期向步进电机驱动器发送 PWM 脉冲,控制步进电机的转速,驱动全液压转向器实现转向轮的转向速度控制;双通道 PD 控制算法通过判断偏差信号的正负得出步进电机转动的方向,由 GPIO 口输出高、低电平实现步进电机转向的控制;控制器通过控制转向轮转向和转速以减小偏差值。不断重复进行上述过程,从而使拖拉机转向轮快速的跟踪目标转角,实现准确转向控制。

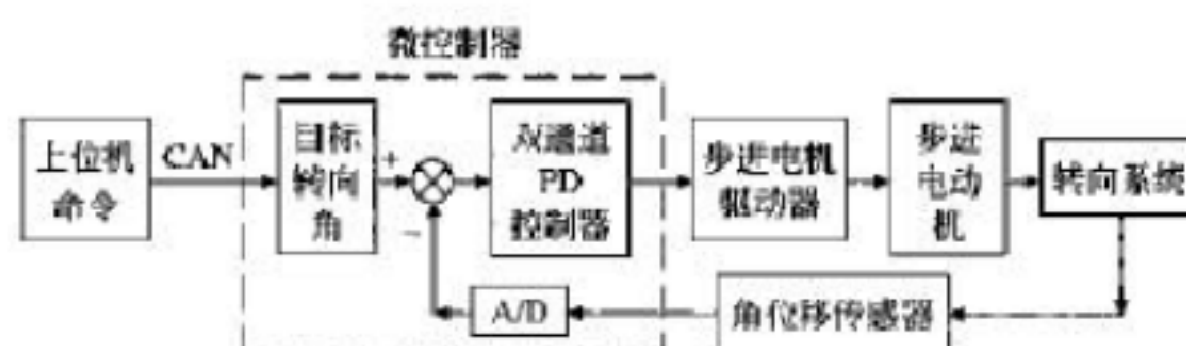


图 2 EHPS 控制系统框图

2.3 设计准则

我们的设计过程中,本着以下几条设计准则

- a、创造性的利用所需要的物理性能
- b、分析原理和性能
- c、判别功能载荷及其意义
- d、预测意外载荷
- e、创造有利的载荷条件
- f、提高合理的应力分布和刚度
- g、重量要适宜
- h、应用基本公式求相称尺寸和最佳尺寸
- i、根据性能组合选择材料
- j、零件与整体零件之间精度的进行选择
- k、功能设计应适应制造工艺和降低成本的要求

2.4 设计参数

- (1) 功率: 20-100W
- (2) 扭矩: 3.9N.M
- (3) 方向盘旋转速度 50~60r/min

2.5 设计任务

- a、设计总体传动方案，画总体机构简图，完成总体方案论证报告。
- b、设计主要传动装置，完成主要传动装置的装配图（A0）。
- c、设计主要零件，完成零件工作图（A3）。
- d、编写设计说明书。

第三章 各部件的设计及校核

3.1 电机的选择

3.1.1 电动机类型和结构形式的选择：

按工作条件和要求，选用 2DM 直流减速电机，工作装置所需功率

$$P_w = \frac{T_w \cdot n_w}{1000 \cdot \eta_w} = 0.023\text{kW} \quad (\eta_w = 0.97, n_w = 56.6\text{r/min}), \text{电动机所需工作功率为: } P_d$$

$$= P_w / \eta_a = 0.023 / 0.93 = 0.025\text{kW}, \quad (\text{滚动轴承效率 } \eta_r = 0.99, \text{ 滑块联轴器效率 } \eta_s = 0.98, \text{ 圆柱齿轮传动效率 } \eta_k = 0.97)$$

3.1.2 确定电动机转速

根据已知量知道转台转速 $n_w = 56.6\text{r/min}$

齿轮传动比范围 $i_{\text{齿}} = 1 \sim 4$, 总传动比合理范围为 $i = 1 \sim 4$

电动机转速的可选范围为 $n' = i \times n = (1 \sim 4) \times 56.6 = 56.6 \sim 226.4\text{r/min}$ 。

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，选用直流减速电机，电压为 12V，功率为 2000W，自带减速箱，选用减速比为 1: 12.5，减速后功率为 25W，150r/min

3.1.3 传动系统的运动和动力参数

3.1.4 计算总传动比: $i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{150}{56.6} = 2.65$

3.1.5 分配传动装置的各级传动比:

因为选用一级齿轮副, 所以齿轮的传动比为 2.65

3.2 计算传动装置的运动和动力参数

3.2.1 计算各轴转速

电机轴: $n_M = 150r / \min$

1 轴: $n_1 = n_M = 150r / \min$

工作轴: $n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{150r / \min}{2.65} = 56.6r / \min$

3.2.2 计算各轴输入功率

1 轴: $P_1 = P_d \times \eta_0 = 0.027 KW$

工作轴: $P_2 = P_1 \times \eta_1 = 0.023 KW$

3.2.3 计算各轴输入转矩

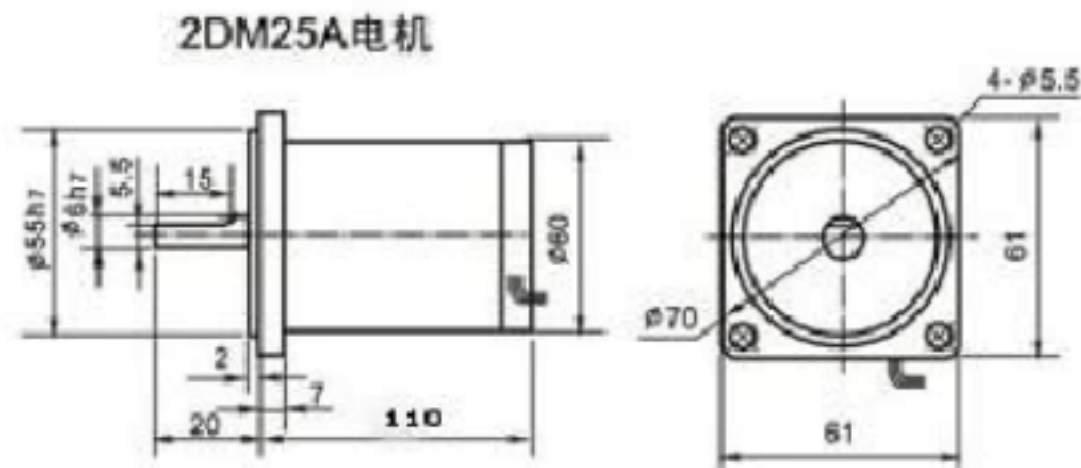
电动机输出转矩 $T_d = 9550 \cdot \frac{P_d}{n_M} = 9550 \times \frac{0.025}{150} = 1.59 N \cdot m$

1 轴: $T_1 = T_d \cdot \eta_{\text{联}} = 1.59 N \cdot m \times 1.08 = 1.719 N \cdot m$

工作轴: $T_w = T_1 \cdot \eta_1 \cdot i_1 = 1.719 N \cdot m \times 2.25 = 3.87 N \cdot m$

将运动和动力参数计算结果进行整理并列于下表:

轴名	功率 P KW		转矩 T Nm		转速 r/min
	输入	输出	输入	输出	
电动机轴		0.025		1.59	150
1 轴	0.027		1.719		150
工作轴	0.023		3.87		56.6



电机外观图

■ 电机参数

型 号		电压 V	功率 W	电流 A	转速 r/min	转 矩 mN/m(g.cm)
2DM25A	2DM25GN	12	25	3.0	2000	190(1940)
		24	25	1.5	2000	190(1940)

■ 带减速箱后许用转矩

输出转速(r/min)	670	550	400	350	300	220	150	140	100	85	70	40	36	28	22	18	15	11	9	7.5	5.2	4.3
减 速 比	3	3.6	5	6	7.5	9	12.5	15	20	25	30	50	60	75	90	120	150	180	225	270	380	460
许用 转矩	25W	N.m	0.46	0.56	0.77	0.92	1.2	1.4	1.9	2.3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

3.3 传动零件的设计计算

3.3.1 齿轮材料，热处理及精度

考虑此减速器的功率及现场安装的限制，故大小齿轮都选用直齿圆柱齿轮

3.3.2 齿轮材料及热处理

材料：高速级小齿轮选用 45 钢调质，齿面硬度为 240HBS 取小齿齿数 $Z_1=20$

高速级大齿轮选用 45[#] 钢调质，齿面硬度为 240HBS $Z_2=i \times Z_1=2.65 \times$

20=53 取 $Z_2=53$.

3.3.3 齿轮精度

按 GB/T10095—1998, 选择 8 级精度

3.3.4 初步设计齿轮传动的主要尺寸

按齿面接触强度设计

$$d_{1r} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_r T_1}{\phi_d} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

确定各参数的值:

a、试选 $K_r=1.3$ $T_1=1592\text{N}\cdot\text{mm}$

b、查机械设计 P211 表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d=0.4$

c、查表 10-6 得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{MPa}^{\frac{1}{2}}$

d、由图 10-21d 按齿面硬厚查得小齿轮的接触疲劳强度极限

$\sigma_{H\lim 1}=600\text{MP}$; 大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 2}=550\text{MP}$ 。

e、由式 10-13 计算应力循环次数 $N_1=60m_1jL_h=60 \times 150 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300$

$$\times 15) = 3.23 \times 10^9 \quad N_2 = \frac{N_1}{3.2} = 1.01 \times 10^9$$

f、由图 10-19 选接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=0.90$ $K_{HN2}=0.95$

g、计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由公式 10-12 得:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{H\lim 1}}{S} = 0.90 \times 600 = 540 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{H\lim 2}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 \text{MPa}$$

3.3.5 计算

a、试算小齿轮分度直径 d_{1r} , 代入 $[\sigma_H]$ 中较小的植。

$$d_{1r} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

$$= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 1592}{0.4} \times \frac{3.65}{2.65} \times \left(\frac{189.8}{522.5}\right)^2} = 22.73 \text{ mm}$$

b、计算圆周速度 v 。

$$v = \frac{\pi d_{1r} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 22.73 \times 150}{60 \times 1000} = 0.178 \text{ m/s}$$

c、计算齿宽 b 和模数 m_n

计算齿宽 b

$$b = \phi_d \times d_{1r} = 9.0 \text{ mm}$$

计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_{1r}}{Z_1} = \frac{22.73}{20} = 1.14$$

d、计算齿宽与高之比 b/h

$$\text{齿高 } h = 2.25 \quad m_n = 2.25 \times 1.14 = 2.565 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = 9.0 / 2.565 = 3.53$$

e、计算载荷系数 K

使用系数 $K_A = 1$

根据 $v = 0.178 \text{ m/s}$, 8 级精度, 查图 10-8 得

动载系数 $K_v = 1.02$,

由 P_{194} 表 10-4 用插值法查得 8 级精度, 小齿轮相对支承非对称布置时

$$K_{H\beta} = 1.189$$

查图 10-13 得: $K_{F\beta} = 1.12$

查表 10-3 得: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$

故载荷系数:

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1 \times 1.02 \times 1 \times 1.189 = 1.213$$

f、按实际载荷系数校正所算得分度圆直径

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{K/K_t} = 22.73 \times \sqrt[3]{\frac{1.213}{1.3}} = 22.28 \text{ mm}$$

g、计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{20.28}{20} = 1.014 \text{ mm}$$

3.3.6 齿根弯曲疲劳强度设计

由弯曲强度的设计公式

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d Z^2 \epsilon_a} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

3.3.7 确定公式内各计算数值

计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} F_{Sa}}{[\sigma_F]}$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$

查课本由 P_{204} 表 10-20c 得到弯曲疲劳强度极

限

小齿轮 $\sigma_{FF1} = 500 \text{ MPa}$ 大齿轮 $\sigma_{FF2} = 380 \text{ MPa}$

查图 10-18 得弯曲疲劳寿命系数:

$K_{FN1} = 0.85$ $K_{FN2} = 0.88$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FF1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FF2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

$$\frac{Y_{Fa1} F_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2} F_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.226 \times 1.764}{238.86} = 0.01644$$

大齿轮的数值大, 选用.

3.3.8 设计计算

a、 计算模数

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.14 \times 1592 \times 0.01644}{0.4 \times 20^2}} mm = 0.72 mm$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数, 按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数, 取 $m_n = 1.25 mm$ 但为了满足接触疲劳强度, 需要按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 22.28 mm$ 来计算应有的齿数. 于是由:

$$z_1 = \frac{22.28}{m_n} = 18 \quad \text{根据实际情况取 } z_1 = 20$$

$$\text{那么 } z_2 = 2.65 \times 18 = 49 \quad \text{取 } z_2 = 51$$

b、 几何尺寸计算

$$\text{计算中心距} \quad a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2} = \frac{(20 + 51) \times 1.25}{2} = 44.375 mm$$

计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 20 \times 1.25 = 25 mm$$

$$d_2 = z_2 m = 63.75 mm$$

计算齿轮宽度

$$B = \Phi d_1 = 0.4 \times 25 mm = 10 mm$$

$$\text{圆整的} \quad B_2 = 10 mm \quad B_1 = 11 mm$$

3.4 轴、轴承、键的设计及校核计算

3.4.1 轴的设计及校核

参照机械设计表 15-1, $[\sigma_{-1}] = 180 N/mm^2$, $\alpha \approx 0.6$

弯扭合成强度条件:

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_0^2 + (\alpha T)^2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \quad \text{取 } \alpha = 0.6, \text{ d 为轴的直径}$$

进行轴的强度校核计算时,应根据轴的具体受载及应力情况,采用相应的计算方法,并恰当的选取其相应的许用应力。对于只承受弯曲强度的轴,应按弯曲强度计算;对于只承受弯曲强度的轴,应按扭转强度计算,对于既承受弯曲强度又承受扭转强度的轴,应按弯扭合成强度来计算,需要时还应按疲劳强度条件校核,而所要计算的轴仅仅承受扭矩,应按扭转强度计算。

按扭转强度计算是只按轴所受的扭矩来计算轴的强度;如果受有不大的转距时,则用降低用扭转应力的办法予以考虑。

1) 按转矩初步估算轴径

初步估算轴径,由于材料为 45 钢,选取 $A_0 = 108$, 则得

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 108 \times \sqrt[3]{\frac{0.023}{56.6}} = 8.1 \text{ mm}$$

圆整后取 $d=8\text{mm}$

2) 轴的结构设计

根据轴的受力条件和实际测得的数据情况,装齿轮处的轴径为 19mm,装轴承处的轴径 21mm。

3) 校核轴

轴传递的转矩 $T = 3.87 \text{ N} \cdot \text{m}$

齿轮的圆周力

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 3.87}{8} = 0.97 \text{ N}$$

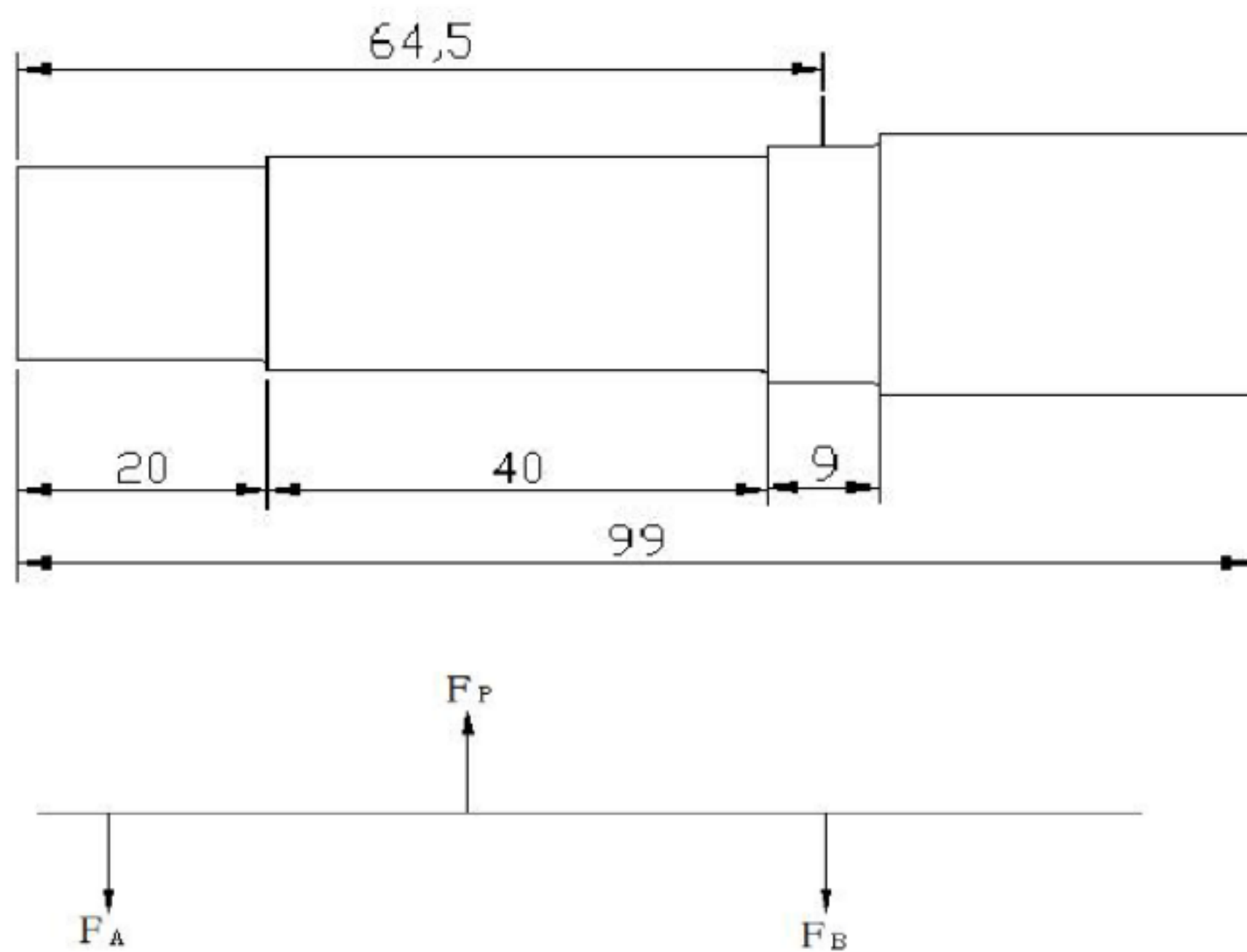
齿轮的径向力

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1.1 \text{ N}$$

齿轮的轴向力

$$F_x = F_r \cdot \tan \beta = 0.61 \text{ N}$$

绘受力简图：



对 A 点取矩得

$$1.1 \times 64.5 - F_B \times 99 = 0$$

则 $F_B = 0.72N$

对 B 点取矩得

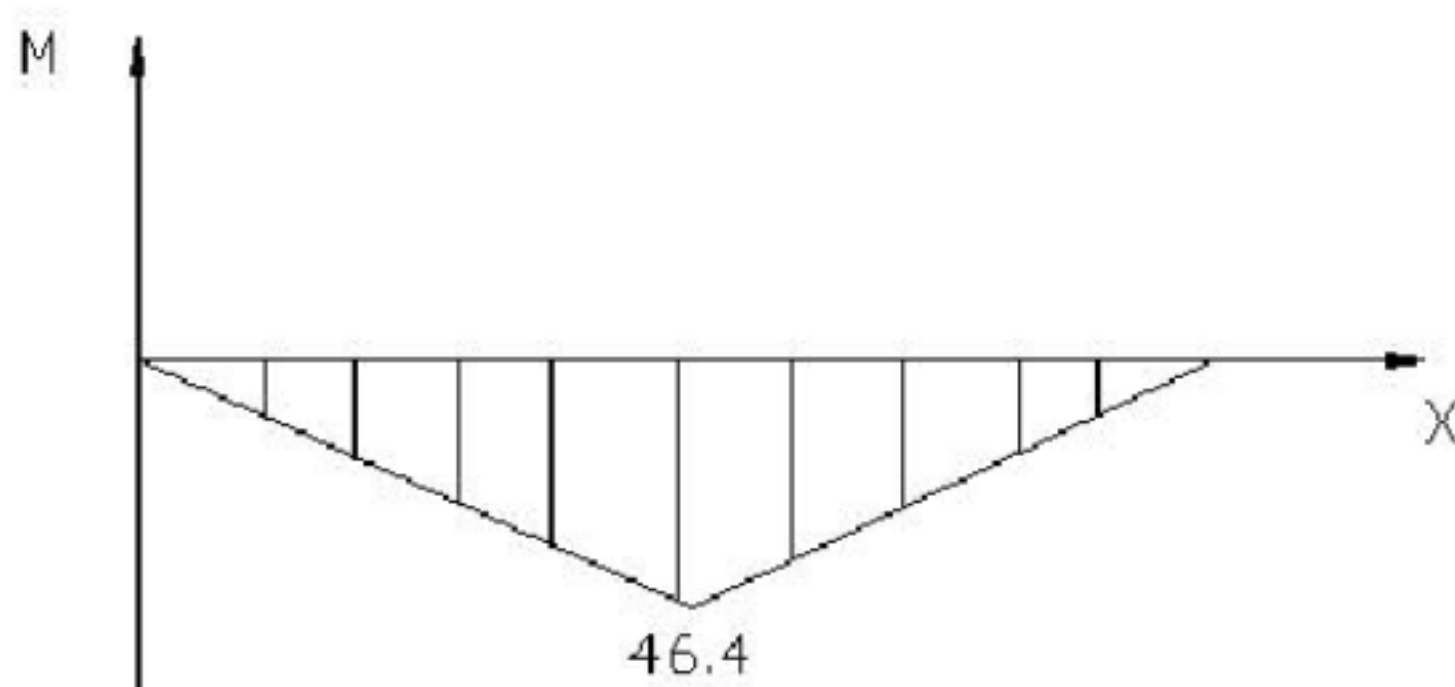
$$1.1 \times 34.5 - F_A \times 99 = 0$$

则 $F_B = 0.38N$

剪力图：

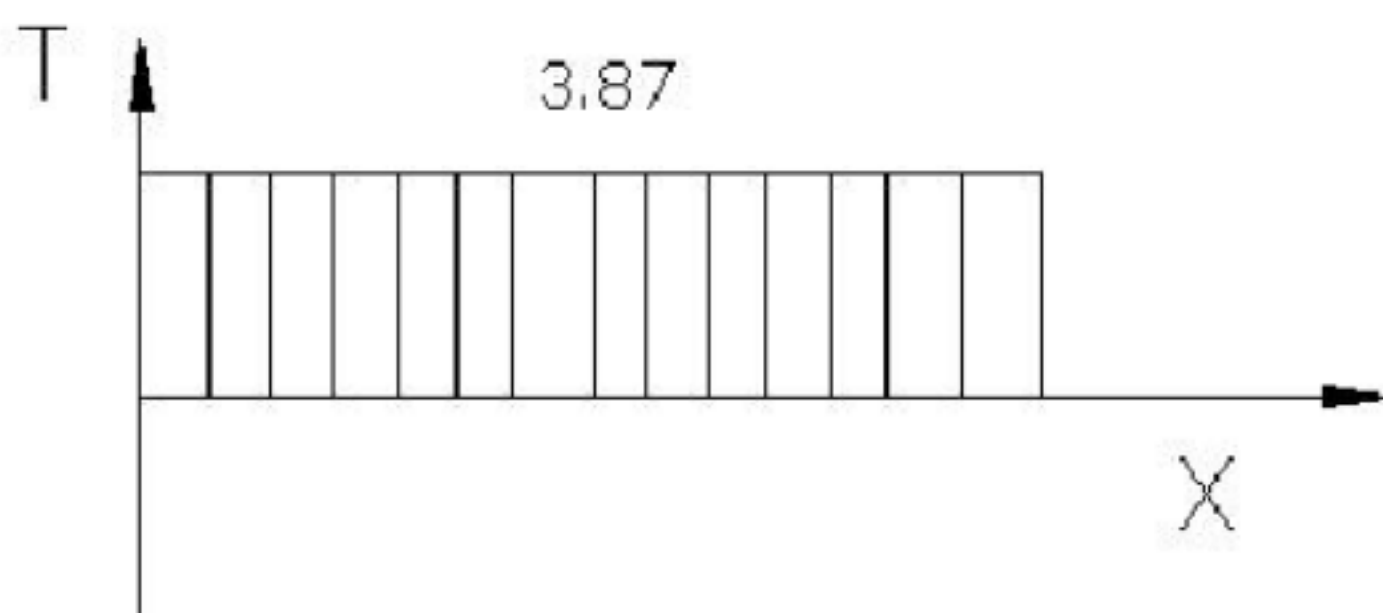


弯矩图：



$$M = 0.72N \times 64.5\text{mm} = 64.4N \bullet \text{mm}$$

作扭矩图



$$T = 9549 \frac{P}{n} = 9549 \times \frac{0.023}{56.6} = 3.87N \bullet m$$

转矩按脉动 $\alpha = 0.6$ 计算

$$M_{\epsilon} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{64.4^2 + (0.6 \times 3.87)^2} = 64.5N \bullet m$$

按弯扭合成应力对轴进行强度校核.

根据结构尺寸及弯矩图、扭矩图, 确定带轮处为危险截面对截面 C 进行强度校核。

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\epsilon}}{0.1[\sigma_{-1}]}} = 11.52\text{mm}$$

$$\text{又 } 11.52\text{mm} \leq 21\text{mm}$$

所以安全。

3.4.2 滚动轴承的选用及其校核

由于所有的轴承所受的轴向载荷比较小，考虑到安装以及互换性的简便，选用最常用的深沟球轴承。

深沟球轴承主要承受径向载荷，也可同时承受轴向载荷。当量摩擦系数最小。在高转速时，可用来承受纯轴向载荷。可大量生产，加个最低。故选用最常用的深沟球轴承。

由于轴承主要承受径向载荷的作用，所以 $P = K_p \cdot R$

滚动轴承的校核：
$$L = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon$$

根据机械设计书第 319 页得指数 $\varepsilon = 3$

轴传递的转矩 $T = 1.59 N \cdot m$

齿轮的圆周力

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 1.59}{6} = 0.53 N$$

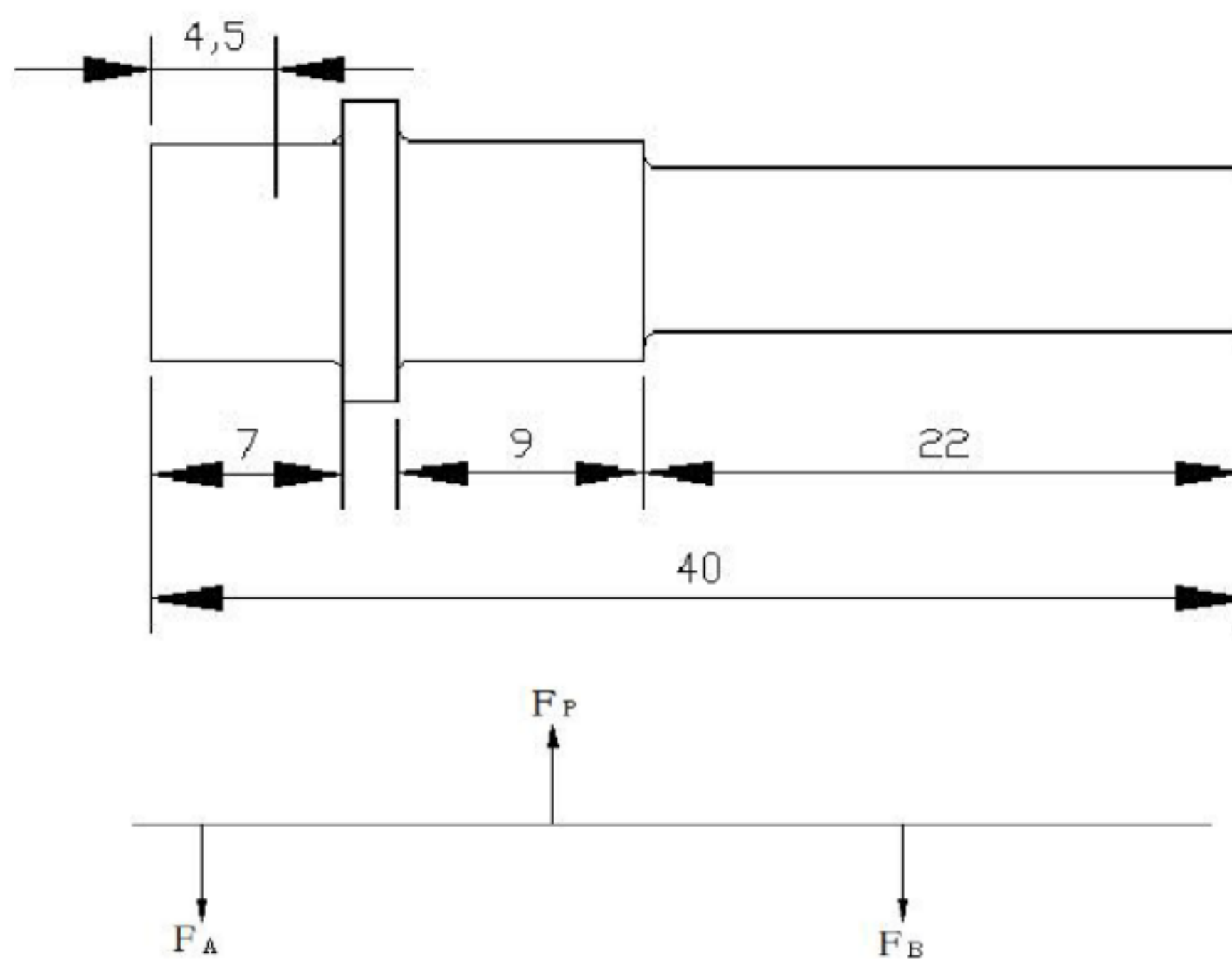
齿轮的径向力

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 0.8 N$$

齿轮的轴向力

$$F_x = F_t \cdot \tan \beta = 0.71 N$$

绘受力简图：



对 A 点取矩得

$$0.8 \times 4.5 - F_B \times 40 = 0$$

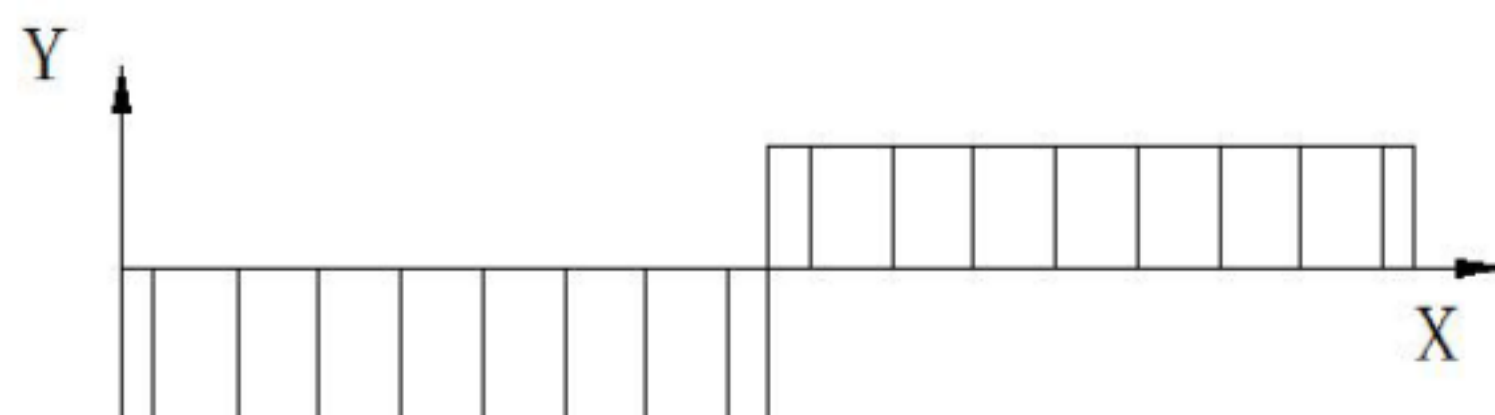
则 $F_B = 0.5N$

对 B 点取矩得

$$0.8 \times 35.5 - F_A \times 40 = 0$$

则 $F_A = 0.71N$

剪力图:



根据课程设计书表 8-140 得滚动轴承 6619/6 型 额定载荷 $C_1 = 0.6kN$

载荷 $P_1 = K_p * F_A = 0.71N$

$$L_1 = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^\varepsilon = 6.7 \times 10^{10} \text{ h},$$

3.4.3 键的强度校核

此处选择的键为输入轴上联接齿轮上的普通平键。

平键连接传递扭矩，按标准选取尺寸的普通平键（静联接），其主要失效形式是工作面被压溃。除非有严重过载，一般不会出现键的剪断。因此，通常只按工作面上的挤压应力进行强度校核计算。

假定载荷在键的工作表面上均匀分布，普通平键联接的强度条件为：

$$\sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p]$$

式中： T ——传递的扭矩（ $T = F \times y \approx F \times d/2$ ），单位为 $N \cdot m$ ；

k ——键与轮毂键槽的接触强度， $k = 0.5h$ ，此处 h 为键的高度，单位为 mm；

l ——键的工作长度，单位为 mm，圆头平键 $l = L - b$ ，平头平键 $l = L$ ，这里 L 为键的公称长度，单位为 mm； b 为键的宽度，单位为 mm；

d ——轴的直径，单位为 mm；

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用应力，单位为 MPa。

1) 主轴连接键： $b \times h \times L = 4 \times 4 \times 20$

根据轴校核时的计算知

$$T = 9549 \frac{P}{n} = 9549 \times \frac{0.023}{56.6} = 3.87 N \cdot m$$

由手册查的 $k = 0.5h = 0.5 \times 4 = 2 \text{ mm}$

根据机构确定键的工作长度：

$$l = L - b = 20 - 4 = 16 \text{ mm}$$

轴的直径 $d = 19 \text{ mm}$

$$[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$$

代入数值进行计算得：

$$\sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 3.87 \times 10^3}{2 \times 16 \times 19} = 12.73 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$$

所选键满足要求

2) 电机轴连接键: $b \times h \times L = 2 \times 2 \times 16$

根据轴校核时的计算知

$$T = 9549 \frac{P}{n} = 9549 \times \frac{0.025}{150} = 1.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由手册查的 $k = 0.5h = 0.5 \times 2 = 1 \text{ mm}$

根据机构确定键的工作长度:

$$l = L - b = 16 - 2 = 14 \text{ mm}$$

轴的直径 $d = 6 \text{ mm}$

$$[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$$

代入数值进行计算得:

$$\sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 1.59 \times 10^3}{1 \times 14 \times 6} = 37.9 \text{ MPa} \leq [\sigma_p]$$

所选键满足要求

3.4.4 离合器的校核

1) 离合器能传递的最大转矩

$$T_c \leq 0.8z_p[\tau]$$

式中: z_p ——轴的抗扭截面模量, 单位为 mm^3 , $z_p = 0.2d^3$

d ——轴直径 (mm)

$[\tau]$ ——轴材料的许用切应力 (Mpa), 可取 $[\tau] = 50 \text{ Mpa}$

2) 离合器的接合力和脱开力

$$F_a = \frac{2T_c}{D_m} \left[\frac{D_m}{d} \mu_1 \pm \tan(\alpha \pm \rho) \right]$$

式中: T_c ——离合器的计算转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$)

D_m ——牙分布的圆周平均直径 (mm)

$$D_m = \frac{D + D_1}{2}$$

D 、 D_1 ——牙的外径和内径

μ_1 ——滑键联接的摩擦系数，一般可取 $\mu_1 = 0.15 - 0.17$

ρ ——牙面摩擦角，一般可取 $\rho = 5^\circ - 6^\circ$

α ——牙面倾斜角

上式中“+”用于计算接合力，“-”用于计算脱开力。

3) 牙的自锁条件

$$\tan \alpha \leq \mu + \mu_1 \frac{D_m}{d}$$

式中： μ ——牙面摩擦系数， $\mu = \tan \rho \geq 0.1$

取 $\mu = 0.1$ ， $\mu_1 = 0.15$ ， $D_m = \frac{18 + 12.6}{2} = 15.3$ ， $d = 6$

则 $\tan \alpha \leq 0.4825$

4) 牙根抗弯强度条件

$$\sigma = \frac{6hT_c}{D_m l_m^2 b z_j} \leq [\sigma]$$

式中： l_m ——中径处牙根的厚度 (mm)

$$\text{对矩形牙 } l_m = D_m \sin \frac{\varphi_2}{2}$$

φ_2 ——牙的中心角

h_2 ——中径处牙的高度

第四章 结 语

4.1 研究总结

本论文是在实物实地测量和国外文献的基础上,初步研究分析了插秧机自动驾驶的工作原理进行的独立的设计。

论文中详细介绍了插秧机自动驾驶机构的工作原理、性能特点、传动方案设计、动力系统设计、各部件的设计与校核,附带的插秧机自动驾驶机构工程图与零件图详细标注了自动驾驶机构的总体结构尺寸、配合公差尺寸和各零部件的结构尺寸、形位公差要求、粗糙度要求、技术要求等等。在此次毕业设计过程中,对该设计我得出了若干结论:

(1) 合理的机械设计不仅使自动驾驶机构结构简单,而且能提高了农业生产效率,减轻人工劳动强度,降低了生产成本,实现了插秧机的自动化生产;同理我们在设计时应该多想多做,使自己设计的产品简单、高效、低成本。

(2) 自动驾驶机构中的方向盘的动力由电动机输送而来,动力参数,结构设计,传动效率对电动机的选择有较大约束,所以电动机的额定功率必须大于机器工作时的最大功率,再来选择确定电动机的型号。同理以后我们在设计其他的传动装置时应对动力参数,结构,传动效率有足够认识才能设计出具有市场竞争力的产品。

(3) 我所设计的自动驾驶机构是插秧机重要的组成部分,自动驾驶部分的设计是我本次课题研究的重点,传动装置与传动件的设计与校核必须考虑不同工况,在不同工况下须选用正确的参数公式进行计算和校核。

写论文是个循序渐进的过程,不在前期打好基础,后期是没法完成的,所以我已经深刻体会到了积累知识的重要性和必要性,同时我觉得还需要有自己的想法穿插进去,一味的效仿别人不是做设计的最终目的,我们必须拿出自己的想法和观点。

4.2 研究展望

由于自身实际设计经验的不足，收集的技术资料有限，这些都直接影响了自动驾驶机构的优化设计，所以该课题研究还有待完善。特别是在方向盘的设计中可以有很大的改善。

参考文献

- [1] 张智刚, 罗锡文, 李俊岭. 轮式农业机械自动转向控制系统研究[J]. 农业工程学报, 2005, 11(11): 77-80.
- [2] 徐友春, 王荣本, 李 冰, 等. 世界智能车辆近况综述[J]. 汽车工程, 2001(5): 289-295.
- [3] 韩俊淑, 韩佳文, 高 翔, 等. 智能车辆的研究与发展[J]. 世界汽车, 2003(9): 79-80.
- [4] 王荣本, 李 兵, 施树明, 等. 世界智能车辆研究概述[J]. 公路交通科技, 2001(5): 93-97.
- [5] 龚景安, 许立忠. 机械设计(第二版). 机械工业出版社, 1998-07-29
- [6] 徐发育. 机械自动变速器专利. 中国专利数据库, 1991-12-18
- [7] 周俊. 农用轮式移动机器人视觉导航系统的研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2001.
- [8] 冯雷. 基于GPS和传感技术的农用车辆自动导航系统的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2004.
- [9] 罗锡文, 区颖刚, 赵祚喜, 等. 农用智能移动作业平台模型的研制[J]. 农业工程学报, 2005, 21(2): 83~85.
- [10] 田海清, 应义斌, 张方明. 农业车辆导航系统中自动控制技术的研究进展[J]. 农业机械学报, 2005, 36(7): 148~152.
- [11]. Cho, S.I. and N.H. Ki. 1996. Autonomous speed sprayer using machine vision and fuzzy logic - (Part I): Graphic simulation. Journal of the Korean Society of Agricultural Machinery. 21(2): 167-174. (in Korean)
- [12]. Cho, S.I. and N.H. Ki. 1999. Autonomous Speed Sprayer Guidance using Machine Vision and Fuzzy Logic. Transactions of the ASAE. 42(4): 1137-1143.10
- [13]. Cho, S.I., J.H. Lee and S.O. Chung. 1997. Autonomous speed sprayer using DGPS and fuzzy control- (Part I): Graphic simulation. Journal of the Korean Society of Agricultural Machinery. 22(4): 487-496. (in Korean)
- [14]. Jang, I.J., T.H. Kim and M.D. Cho. 1995. Development of unmanned speed sprayer- (Part I): Remote control and induction cable system. Journal of the Korean Society of Agricultural Machinery. 20(3): 209-216. (in Korean)
- [15]. Jang, I.J., T.H. Kim and S.H. Eum. 1998. Development of unmanned speed sprayer- (Part II): Guidance control using image processing. Journal of the Korean Society of Agricultural Machinery. 23(3): 291-304. (in Korean)

致 谢

本设计是在张方明及其他几位老师的悉心指导下完成的。老师们严谨的治学态度和精益求精的工作作风使我受益匪浅。在此,我首先向老师表示诚挚的感谢,并致以崇高的敬意!在课题的研究和开发阶段,得到了学校和外界的大力支持和帮助,为我提供了很多资料和设备,在此一并向他们表示衷心的感谢。最后,感谢一直支持我的老师、同学、父母,感谢我的母校。