机械设计基础课程设计

目录

[第一章 设计任务书 2](#_Toc411689741)

[一、设计目的 2](#_Toc411689742)

[二、设计内容 2](#_Toc411689743)

[1、设计题目 2](#_Toc411689744)

[2、主要内容 2](#_Toc411689745)

[3、设计参数 3](#_Toc411689746)

[4、具体工作 3](#_Toc411689747)

[第二章 机械运动方案的设计 5](#_Toc411689748)

[一、拟定执行系统的功能原理 5](#_Toc411689749)

[1、包装机功能原理 5](#_Toc411689750)

[2、各部分功能 5](#_Toc411689751)

[3、设计部分 5](#_Toc411689752)

[二、执行机构的选型及构型 6](#_Toc411689753)

[1、热封部分 6](#_Toc411689754)

[2、装料部分 6](#_Toc411689755)

[3、减速器部分 6](#_Toc411689756)

[三、各执行机构的协调设计 6](#_Toc411689757)

[四、执行机构运动尺寸设计 7](#_Toc411689758)

[1、曲柄摇杆机构（含齿轮齿条机构） 7](#_Toc411689759)

[2、曲柄摇杆机构（含阀体） 8](#_Toc411689760)

[3、摆动滚子推杆盘形凸轮机构 10](#_Toc411689761)

[4、包装机机构运动简图 14](#_Toc411689762)

[第三章 机械传系统方案设计 15](#_Toc411689763)

[一、传动系统类型选择 15](#_Toc411689764)

[1、传动方案示意图 15](#_Toc411689765)

[2、组成部分 15](#_Toc411689766)

[二、选择原动机 确定总传动比 分配各级传动比 16](#_Toc411689767)

[1、电动机类型的选择 16](#_Toc411689768)

[2、电动机功率的选择 16](#_Toc411689769)

[3、确定电动机型号 16](#_Toc411689770)

[4、传动装置总传动比及其分配 17](#_Toc411689771)

[三、计算各轴的转速、转矩及功率 17](#_Toc411689772)

[1、计算各轴的转速 17](#_Toc411689773)

[2、计算各轴功率 18](#_Toc411689774)

[3、计算各轴转矩 18](#_Toc411689775)

[第四章 机械传动装置的设计 19](#_Toc411689776)

[一、主要传动零部件的设计计算 19](#_Toc411689777)

[（一）带传动设计计算 19](#_Toc411689778)

[（二）、高速级齿轮传动设计 22](#_Toc411689779)

[（三）、低速级齿轮传动设计 30](#_Toc411689780)

[（四）、高速轴及轴上零件的设计计算及校核 35](#_Toc411689781)

[（五）、中间轴及轴上零件的设计计算及校核 42](#_Toc411689782)

[（六）、低速轴及轴上零件的设计计算及校核 48](#_Toc411689783)

[（七）其它 55](#_Toc411689784)

[二、传动装置—减速器的设计 56](#_Toc411689785)

[（一）、箱体的设计 56](#_Toc411689786)

[（二）、减速器附件的选择及说明 57](#_Toc411689787)

[（三）、润滑和密封的选择 58](#_Toc411689788)

[第五章 设计体会 59](#_Toc411689789)

[一、体会 59](#_Toc411689790)

[二、设计分析 59](#_Toc411689791)

[三、改进意见 59](#_Toc411689792)

[第六章 参考文献 60](#_Toc411689793)

[参考文献 60](#_Toc411689794)

# 第一章 设计任务书

## 一、设计目的

综合运用机械设计及先修课程（机械制图、材料力学、机械原理、机械制造技术、工程材料等）的理论和实际知识，掌握机械设计的一般规律，树立正确的设计思想，培养分析和解决实际问题的能力。

通过本课程设计，在掌握各种运动形式变换，运动参数确定及力和功率传递过程中，对机械运动学和动力学的分析与设计有一较完整的概念，学会从机器功能要求出发，合理选择机构的选型和组合，制定机械传动系统的方案（功能设计），正确计算零件的工作功能，确定它的尺寸、形状、结构及材料，并考虑制造工艺、使用维修、经济和安全等问题，培养机械设计能力（结构设计）。

学习运用标准，规范，手册，图表和查阅有关资料等，培养设计的基本技能。

## 二、设计内容

1、设计题目

液体包装机的设计

——二级圆柱齿轮减速器的设计

2、主要内容

（1）确定包装机设计方案（包括传动系统和执行机构等）

（2）选择电动机、计算传动装置的运动和动力参数等

（3）进行传动件的设计计算，校核轴、轴承、联轴器、键的强度等

（4）绘制减速箱装配图及典型零件工作图

（5）整理和编写设计计算说明书

（6）答辩

3、设计参数

（1）数据组别Ⅲ

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 包装量（袋/分） | 袋尺寸（长\*宽/mm） | 计量（ml/袋） | 物料输送力F(N) | 热封和剪袋所需功率(W) | 装料所需功率(W) |
| 60 | 160\*90 | 40 | 300 | 100 | 200 |

（2）已知条件

①输送带滚筒直径D=80mm

②装料压缩泵活塞直径为30mm

③装料启闭阀摆角约90°

④工作情况：两班制工作，每年工作300天，连续单向运转，工作时有轻微振动，空载启动

⑤使用折旧期：使用年限为8年，3年大修一次

⑥制造条件及生产批量：一般机械厂制造，小批量生产

⑦总体尺寸：650\*750\*1600（mm\*mm\*mm）以内

4、具体工作

（1）、包装机机构运动简图1张（A1）

（2）、减速箱装配图1张（A0）

（3）、零件工作图2张（A3）

（4）、设计计算说明书一份（约6—8千字）

# 第二章 机械运动方案的设计

## 一、拟定执行系统的功能原理

### 1、包装机功能原理

自动完成计量、充料、制袋、封合、切断、输送等全过程

### 2、各部分功能

电控机构

调速机构

传动机构

拉袋机构

热封机构

供纸机构

装/进料机构

成品输出机构

### 3、设计部分

①热封部分

②装料部分

③减速器部分

## 二、执行机构的选型及构型

1、热封部分

①选用凸轮机构

②摆动滚子推杆盘形凸轮机构

### 2、装料部分

①选用平面四杆机构

②曲柄摇杆机构

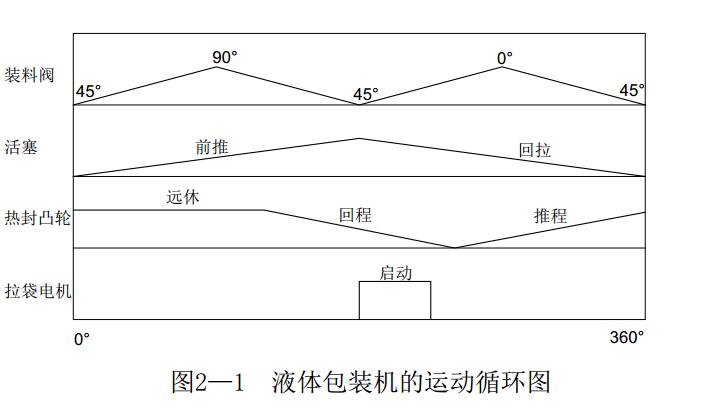
3、减速器部分

①圆柱齿轮减速器

②二级圆柱齿轮减速器（展开式）

## 三、各执行机构的协调设计

根据工艺要求，各执行机构需要按照严格的顺序动作，热封后装袋，然后拉袋，结合执行机构的选型，对执行机构进行协调设计，绘制运动循环图，如图2—1所示。



## 四、执行机构运动尺寸设计

### 1、曲柄摇杆机构（含齿轮齿条机构）

（1）、已知条件：计量40ml/袋，包装量60袋/min，装料压缩泵活塞直径为30mm

（2）、分析：由曲柄摇杆机构的摇杆驱动齿轮齿条机构（齿条加工在活塞杆上），曲柄每转一周，活塞完成一次推拉动作。活塞推程由计量量和活塞直径确定，进而可推知摇杆的摆角，再给定设计条件，即可完成要求动作。

（3）、给定设计条件：齿轮（m=2mm，z=55），分度圆半径为r，连杆b=200mm，摇杆c=52mm，要求该机构无急回运动。

（4）、设计计算：

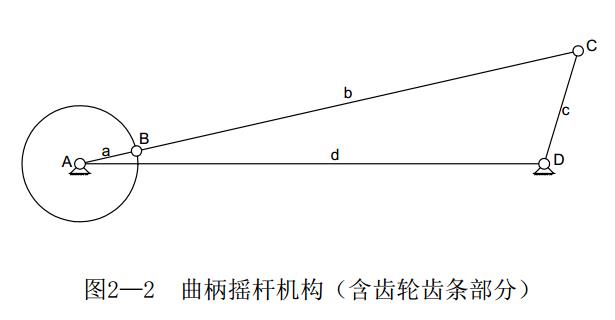
①活塞行程

②摇杆摆角

③曲柄长度

④机架长度

⑤示意图，如图2—2



⑥传动角验算

γ1<γ2，且γ1>40°～50°满足要求

### 2、曲柄摇杆机构（含阀体）

（1）、已知条件：装料启闭阀摆角约90°

（2）、分析：为保证活塞推杆中心与启闭阀回转中心在同一水平面，机架位置和长度将受到限制

（3）、给定设计条件：

机架长度d=108mm，机架连线垂直水平面

摆角θ=90°

摇杆长度c=40mm

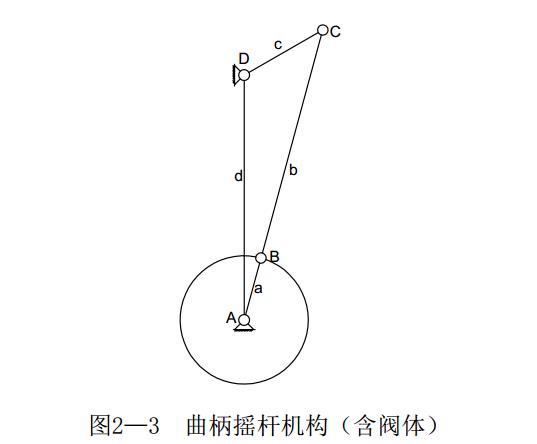
要求该机构无急回运动

（4）、设计计算：

①曲柄长度

②连杆长度

③示意图，如图2—3



④传动角验算

，且>40°～50°满足要求

### 3、摆动滚子推杆盘形凸轮机构

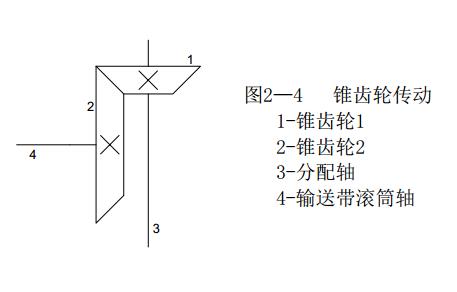
（1）、分析：该机构用于驱动热风器进行热封操作，热封时间要充足，盘形凸轮安装在分配轴上 ，故凸轮的基圆半径减去滚子圆半径应大于轴颈，以便于安装

（2）、分配轴最小轴颈计算：

①已知条件：分配轴转速n1=60r/min=1r/s，袋尺寸 长×宽=160×90（mm×mm）物料输送力F=300N，输送带滚筒直径D=80mm，设输送带滚筒转速n2，

②分配轴输出功率计算

分配轴输出到输送带滚筒由一对锥齿轮传动，如图2—4所示。

其中z1=24,z2=36

输送带线速度

输送带功率

由表6—15[1]查得 锥齿轮传动效率

滚动轴承效率

滚筒效率

输送部分总功率

分配轴输出总功率

P1为热封和剪切所需功率

P2为装料所需功率

③计算轴的最小直径

选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表15—3[2]取A0=112

④确定凸轮机构基本尺寸

选滚子圆半径

基圆半径,取

机架距离

摆杆长度

初始摆角

最大摆角

推程

远休

回程

近休

⑤推杆运动规律

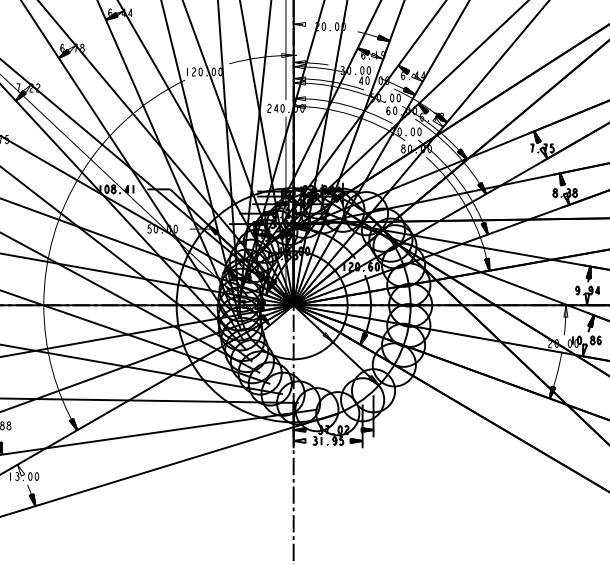
二次多项式运动规律（等加速等减速运动规律），适于中速轻载，有柔性冲击

等加速段运动方程

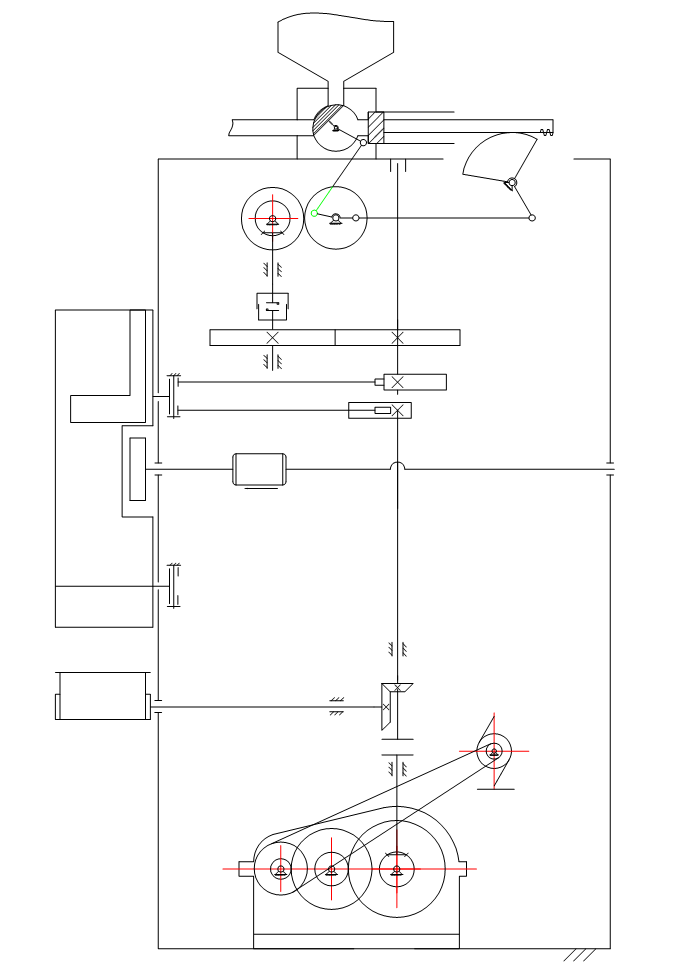
等减速段运动方程

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| () | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
|  | 0 | 0.05 | 0.19 | 0.44 | 0.78 | 1.22 | 1.75 | 2.38 | 3.11 | 3.94 | 4.86 | 5.88 | 7 |
|  | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 | 310 | 320 | 330 | 340 | 350 | 360 |
| () | 7 | 5.88 | 4.86 | 3.94 | 3.11 | 2.38 | 1.75 | 1.22 | 0.78 | 0.44 | 0.19 | 0.05 | 0 |

⑥凸轮示意图



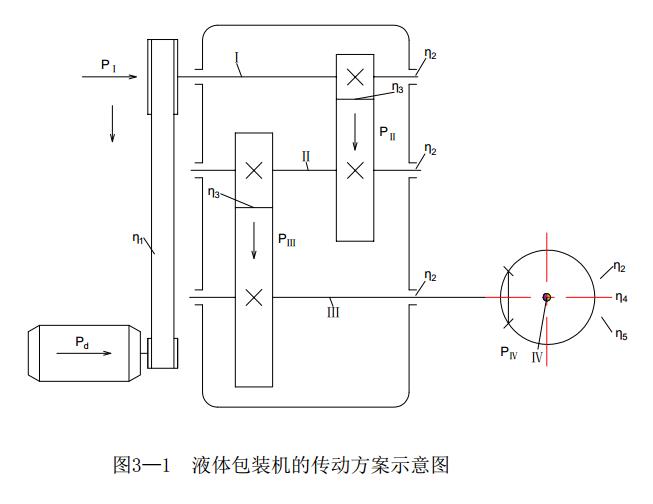
### 4、包装机机构运动简图



# 第三章 机械传系统方案设计

## 一、传动系统类型选择

### 1、传动方案示意图



如图3—1所示，电机作为原动机，经带传动减速，再由减速箱减速输出至锥齿轮传动，实现换向，锥齿轮上端与分配轴用一弹性联轴器联接，实现动力的输出。

### 2、组成部分

V带传动，二级圆柱齿轮减速器，锥齿轮传动

## 二、选择原动机 确定总传动比 分配各级传动比

### 1、电动机类型的选择

Y系列三相异步电动机

### 2、电动机功率的选择

（1）、传动装置的总效率

由表6—15[1]查得

（2）、电机所需功率

### 3、确定电动机型号

根据以上数据，查表6—145[1]选取电动机型号为Y801-4

其主要技术数据：额定功率0.55kW，满载转速1390r/min

### 4、传动装置总传动比及其分配

（1）、总传动比

（2）、分配各级传动比

设Ⅰ.Ⅱ.Ⅲ轴的转速nⅠ.nⅡ.nⅢ.且nⅢ=

根据表2—5[1]

且展开式减速器要求

故分配如下

## 三、计算各轴的转速、转矩及功率

### 1、计算各轴的转速

电动机的满载转速

### 2、计算各轴功率

### 3、计算各轴转矩

电动机轴的输出转矩：

设

5560

为方便下一阶段设计计算，将以上数据整理至下表

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 参数 | 轴名 | | | | |
| 电动机轴 | Ⅰ轴 | Ⅱ轴 | Ⅲ轴 | Ⅳ轴 |
| 转速r/min | 1390 | 695 | 192 | 60 | 60 |
| 功率P/W | 421.5 | 404.7 | 396.6 | 388．7 | 361.7 |
| 转矩T/Nmm | 2896 | 5560 | 19727 | 61870 | 57576 |
| 传动比i | 2 | 3.62 | 3.2 | 1 | 1 |
| 效率η | 0.7663 | 0.96 | 0.9801 | 0.9801 | 0.9306 |

# 第四章 机械传动装置的设计

## 一、主要传动零部件的设计计算

### （一）带传动设计计算

已知电动机额定功率，输出功率，满载转速，传动比，每天工作16小时，连续单向运转，工作时有轻微振动，空载启动。

1、确定计算功率

由表8—8[2]查得工作情况系数

2、选择V带的带型

根据由图8—11选用Z型

3、确定带轮的基准直径，并验算带速

1）、初选小带轮基准直径，由表8—7,8—9,取

2）、验算带速

鉴于工作机低速轻载，故带速小于5m/s也认为合适

3）、计算大带轮基准直径

由图8—9取标准值为

4、确定V带的中心距a和基准长度

1）、初定中心距

2）、计算带所需的基准长度

由表8—2选带的基准长度

3）、计算实际中心距a

中心距的变化范围为

5、验算小带轮上的包角

6、计算带的根数z

1）、计算单根V带的额定功率

由

由

由

2）、计算V带的根数z

7、计算单根V带的初拉力

由表8—3得Z型带的单位长度质量为

8、计算压轴力

9、带轮结构设计

小带轮采用实心式，大带轮采用腹板式，大带轮轮毂宽度取L=28mm，B=26mm。结构从略。

10、主要设计结论

选用Z型普通V带2根，带基准长度920mm，带轮基准直径中心距控制在a=297～339mm，单根带初拉力F0=41N，带轮安装角度为30°。

### （二）、高速级齿轮传动设计

已知采用斜齿轮传动，高速轴输入功率,小齿轮转速，传动比，工作寿命8年，每年按300天算，两班制，连续单向运转，工作时有轻微振动，空载启动。

1、确定齿轮类型 精度等级 材料及齿数

（1）、根据传动方案及减速箱高速级要求，选用斜齿圆柱齿轮传动，压力角

（2）、参考表10—6[2]，通用减速器齿轮精度等级范围6～8，主动齿轮偏上限选取，故选6级精度

（3）、由表10—1选择小齿轮材料为40Cr（调质），齿面硬度280HBS,大齿轮材料为45钢（调质），齿面硬度240HBS

（4）、选

（5）、初选螺旋角

2、按齿面接触疲劳强度设计

（1）、试算小齿轮分度圆直径

1）、确定式中各参数值

①试选载荷系数

②小齿轮传递的转矩

高速轴的输出功率

③由图10—20查取区域系数

④由表10—7选取齿宽系数

⑤由表10—5查取材料的弹性影响系数

⑥计算接触疲劳强度用重合系数

⑦螺旋角系数

⑧计算接触疲劳许用应力[]

由图10—25d查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

，

计算应力循环次数

由图10—23查取接触疲劳寿命系数

取失效概率为1%，安全系数S=1

取中较小者，即

2）、试算小齿轮分度圆直径

（2）调整小齿轮分度圆直径

1）、数据准备

①圆周速度

②齿宽b

2）、计算实际载荷系数

①由表10—2查得使用系数

②根据，由图10—8查得动载系数

③齿轮的圆周力

由表10—3查得齿间载荷分配系数

④由表10—4插值得6级精度小齿轮相对支撑非对称布置时

载荷系数

3）、用实际载荷系数计算分度圆直径

对应的齿轮模数

由表10—1[3]取标准模数

4）、确定齿轮各参数

①齿数

②中心距

考虑模数从0.93mm增大圆整至1.5mm，为此将中心距减小圆整为85mm

③按圆整后的中心距修正螺旋角

④计算小、大齿轮分度圆直径

⑤计算齿轮宽度

取

⑥圆周速度

3、按齿根弯曲疲劳强度校核

根据公式

1）、确定式中各参数值

①根据，由图10—8查得动载系数

②齿轮的圆周力

由表10—3查得齿间载荷分配系数

由表10—4用插值法得

结合

查图10—13得

载荷系数

③计算弯曲疲劳强度用重合度系数

④计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数

⑤选取

斜齿轮当量齿数为

查图10—17得齿形系数

查图10—17得应力修正系数

⑥计算弯曲疲劳许用应力[]

由图10—24c查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

，

由图10—22查取接触疲劳寿命系数

取弯曲疲劳安全系数S=1.4

⑦校核弯曲强度

齿根弯曲疲劳强度满足要求，且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

4、主要设计结论

齿数，模数，压力角20°，螺旋角，变位系数，中心距，齿宽，小齿轮用40（调质），大齿轮用45钢（调质），齿轮按6级精度设计。

### （三）、低速级齿轮传动设计

已知采用直齿轮传动，低速轴输入功率,小齿轮转速，传动比，工作寿命8年，每年按300天算，两班制，连续单向运转，工作时有轻微振动，空载启动。

1、确定齿轮类型 精度等级 材料及齿数

（1）、根据传动方案及减速箱高速级要求，选用直齿圆柱齿轮传动，压力角

（2）、参考表10—6[2]，通用减速器齿轮精度等级范围6～8，故选7级精度

（3）、由表10—1选择小齿轮材料为40Cr（调质），齿面硬度280HBS,大齿轮材料为45钢（调质），齿面硬度240HBS

（4）、选

2、按齿面接触疲劳强度设计

（1）、试算小齿轮分度圆直径

1）、确定式中各参数值

①试选载荷系数

②小齿轮传递的转矩

低速轴的输出功率

③由图10—20查取区域系数

④由表10—7选取齿宽系数

⑤由表10—5查取材料的弹性影响系数

⑥计算接触疲劳强度用重合系数

⑦计算接触疲劳许用应力[]

由图10—25d查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

计算应力循环次数

由图10—23查取接触疲劳寿命系数

取失效概率为1%，安全系数S=1

取中较小者，即

2）、试算小齿轮分度圆直径

（2）调整小齿轮分度圆直径

1）、数据准备

①圆周速度

②齿宽b

2）、计算实际载荷系数

①由表10—2查得使用系数

②根据，由图10—8查得动载系数

③齿轮的圆周力

由表10—3查得齿间载荷分配系数

④由表10—4插值得7级精度小齿轮相对支撑非对称布置时

载荷系数

3）、用实际载荷系数计算分度圆直径

对应的齿轮模数

由表10—1[3]取标准模数

4）、确定齿轮各参数

①齿数

②中心距

③计算小、大齿轮分度圆直径

④计算齿轮宽度

取

⑤圆周速度

3、按齿根弯曲疲劳强度校核

根据公式

1）、确定式中各参数值

①根据，由图10—8查得动载系数

②齿轮的圆周力

由表10—3查得齿间载荷分配系数

由表10—4用插值法得

结合

查图10—13得

载荷系数

③计算弯曲疲劳强度用重合度系数

④选取

查图10—17得齿形系数

查图10—17得应力修正系数

⑤计算弯曲疲劳许用应力[]

由图10—24c查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

由图10—22查取接触疲劳寿命系数

取弯曲疲劳安全系数S=1.4

⑥校核弯曲强度

齿根弯曲疲劳强度满足要求，且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

4、主要设计结论

齿数，模数，压力角20°，变位系数，中心距，齿宽，小齿轮用40（调质），大齿轮用45钢（调质），齿轮按7级精度设计。

### （四）、高速轴及轴上零件的设计计算及校核

1、轴的设计

（1）、已知高速轴的输入功率

输出功率

高速轴传递的转矩

高速轴输出的转矩

（2）、初步确定轴的最小直径

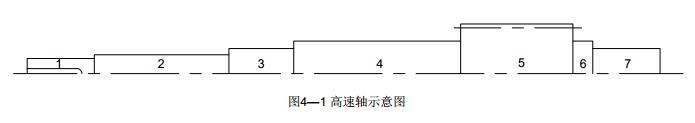
选取轴的材料为40，调质处理，根据表15—3，取

最小轴颈处安装带轮，需开键槽，故将轴颈增加，取最小轴颈为

（3）、轴的结构设计

1）、轴上零件的定位，固定和装配

普通齿轮减速器中的轴支承跨距较小，常采用两端单向固定支承，轴承内圈由轴肩或套筒定位，外圈由轴承端盖作轴向固定。周向固定由相应的配合实现，轴呈阶梯状，轴上零件从两端顺序装入。



2）、确定轴各段直径和长度

1段：

2段：

3段：初选用6004型深沟球轴承，其参数为

挡油盘长度取14mm

4段：

5段：

6段：

7段：

由上述各轴段长度可算得轴支承跨距

（4）、按弯扭复合强度计算

1）、小齿轮受力分析：

已知分度圆直径

圆周力

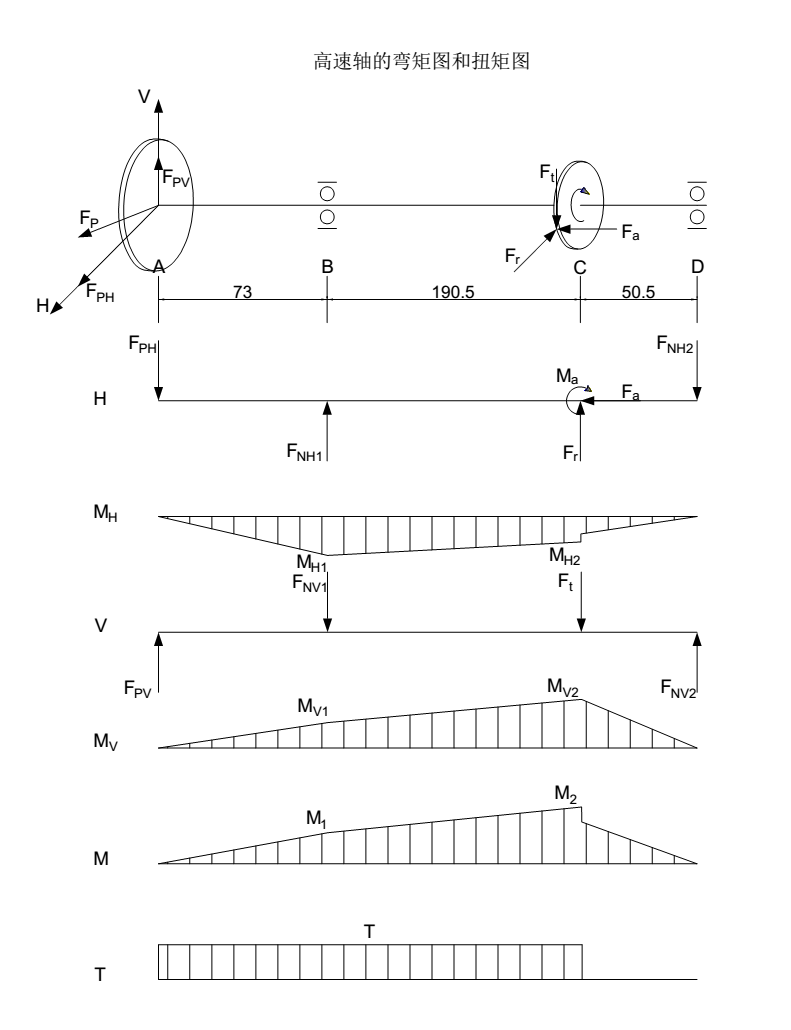
径向力

轴向力

2）、带轮压轴力的分解

带轮安装角度为30°（大小带轮中心连线与水平面成30°角）压轴力，,

3）、计算轴的弯矩和扭矩



根据以上数据可知危险截面为B截面（综合考虑弯扭复合强度和轴颈大小），考虑轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取

查表15—1材料为40，调质处理，

因,故安全。

2、轴承的校核

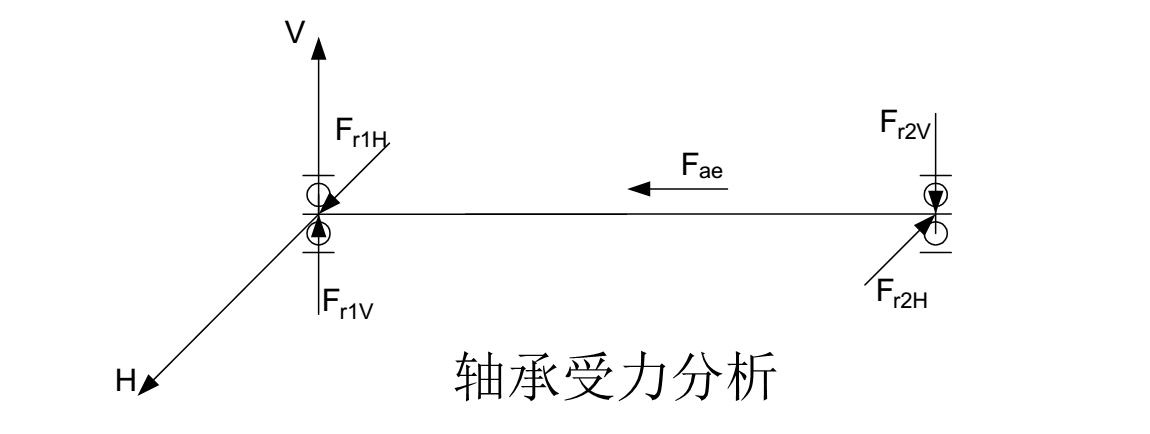
（1）、轴承型号及参数

6004型深沟球轴承，基本额定动载荷,基本额定静载荷

（2）、已知条件

预计寿命,转速

（3）、受力分析



求比值：

由表13—5插值的

（4）、求轴承的当量动载荷

因轴承运转中有轻微振动，按表13—6，

Y值由表13—5插值得

（5）、验算轴承寿命

因，所以按轴承2的受力大小验算

满足寿命要求

3、键的选择及校核

（1）、选择键的类型和尺寸

因带轮装在轴端，选用圆头普通平键（C型）

参考轴的直径，从表6—1中查得键的截面尺寸为,取键长（比带轮轮毂宽度小些）。

（2）、校核键连接的强度

键、轴、轮毂的材料都是钢，由表6—2查得许用挤压应力,取其平均值，，键的工作长度

已知需要传递的转矩

键的标记为：GB/T 1096 键C

### （五）、中间轴及轴上零件的设计计算及校核

1、轴的设计

（1）、已知中间轴的输入功率

输出功率

中间轴传递的转矩

中间轴输出的转矩

（2）、初步确定轴的最小直径

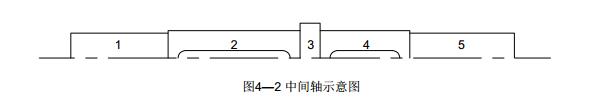
选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表15—3，取

最小轴颈处安装轴承，两处需开键槽，故将轴颈增加，取最小轴颈为

（3）、轴的结构设计

1）、轴上零件的定位，固定和装配

普通齿轮减速器中的轴支承跨距较小，常采用两端单向固定支承，轴承内圈由轴肩或套筒定位，外圈由轴承端盖作轴向固定。周向固定由相应的配合实现，轴呈阶梯状，轴上零件从两端顺序装入。



2）、确定轴各段直径和长度

1段：初选用6204型深沟球轴承，其参数为

挡油盘长度取14mm，套筒长度取9mm

2段：

3段：

4段：

5段：

由上述各轴段长度可算得轴支承跨距

（4）、按弯扭复合强度计算

1）、受力分析

小齿轮受力分析：

已知分度圆直径

圆周力

径向力

大齿轮受力分析：

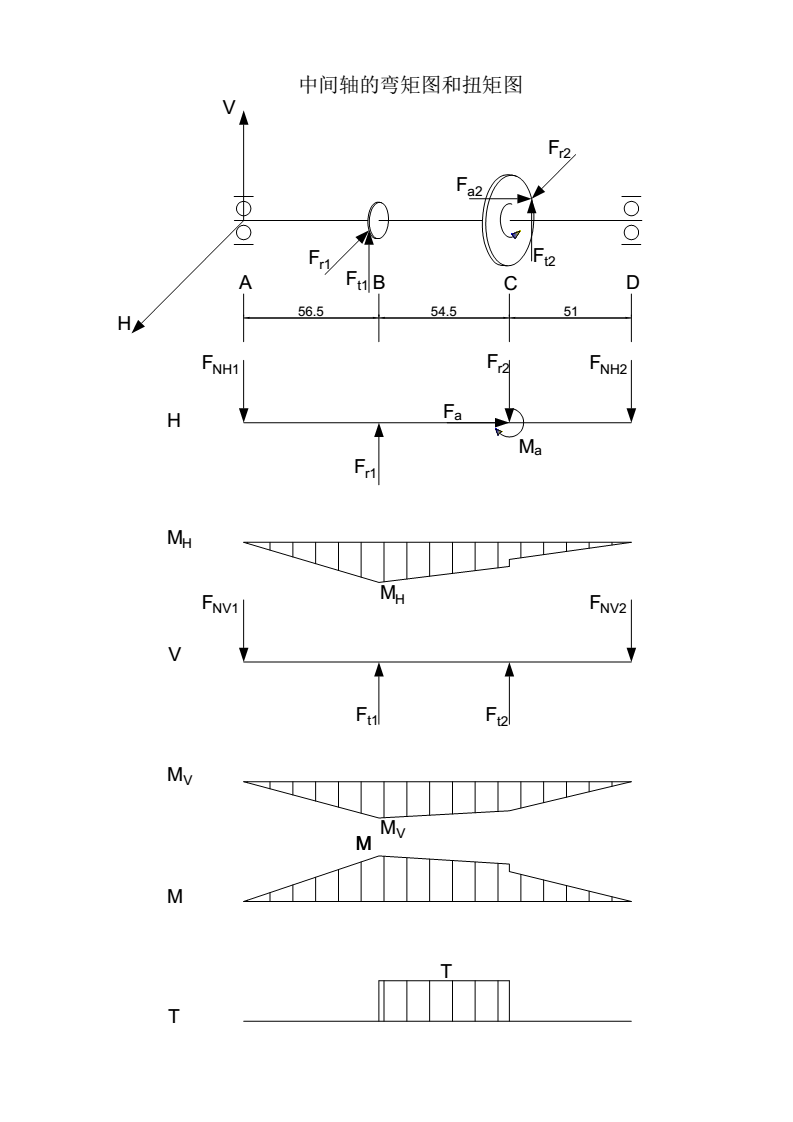
已知大齿轮分度圆直径

圆周力

径向力

轴向力

2）、计算轴的弯矩和扭矩



根据以上数据可知危险截面为B截面（综合考虑弯扭复合强度和轴颈大小），考虑轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取

查表15—1材料为45钢，调质处理，

因,故安全。

2、轴承的校核

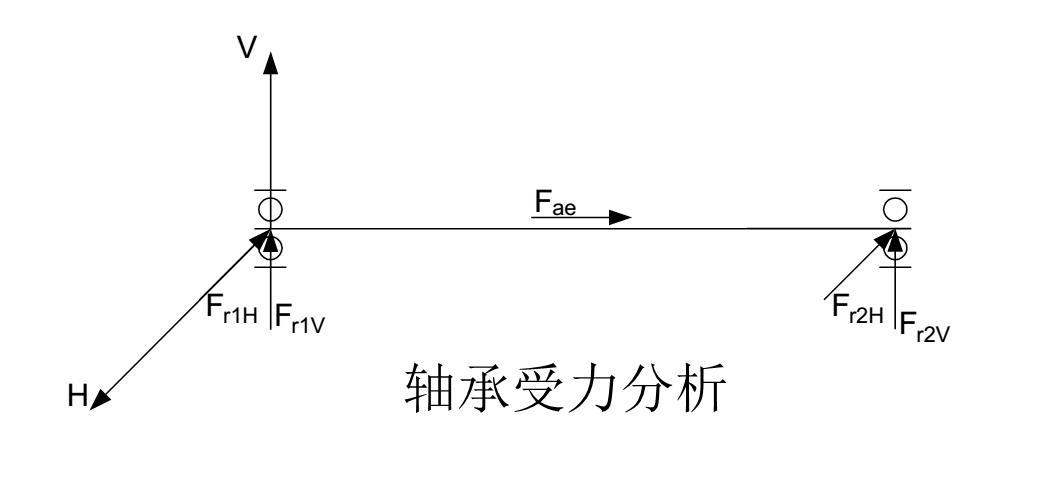
（1）、轴承型号及参数

6204型深沟球轴承，基本额定动载荷,基本额定静载荷

（2）、已知条件

预计寿命,转速

（3）、受力分析



求比值：

由表13—5插值的

（4）、求轴承的当量动载荷

因轴承运转中有轻微振动，按表13—6，

（5）、验算轴承寿命

因，所以按轴承1的受力大小验算

满足寿命要求

3、键的选择及校核

（1）、选择键的类型和尺寸

因齿轮装在轴中部，选用圆头普通平键（A型）

参考轴的直径，从表6—1中查得键的截面尺寸为,两齿轮轮毂宽度分别为55mm和38mm，配合轴段长度为53mm和36mm，故取键长

（2）、校核键连接的强度

键、轴、轮毂的材料都是钢，由表6—2查得许用挤压应力,取其平均值，，键的工作长度

已知需要传递的转矩

键的标记为：GB/T 1096 键

GB/T 1096 键

### （六）、低速轴及轴上零件的设计计算及校核

1、轴的设计

（1）、已知低速轴的输入功率

输出功率

低速轴传递到转矩

低速轴输出的转矩

（2）、初步确定轴的最小直径

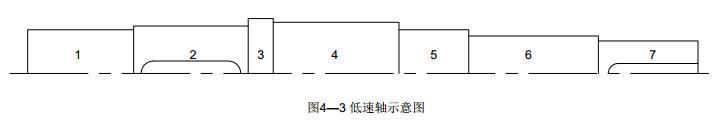
选取轴的材料为45钢，调质处理，根据表15—3，取

最小轴颈处安装锥齿轮，两处需开键槽，故将轴颈增加，取最小轴颈为

（3）、轴的结构设计

1）、轴上零件的定位，固定和装配

普通齿轮减速器中的轴支承跨距较小，常采用两端单向固定支承，轴承内圈由轴肩或套筒定位，外圈由轴承端盖作轴向固定。周向固定由相应的配合实现，轴呈阶梯状，轴上零件从两端顺序装入。



2）、确定轴各段直径和长度

1段：初选用6007型深沟球轴承，其参数为

挡油盘长度取14mm，套筒长度取11.5mm

2段：

3段：

4段：

5段：

6段：

7段：

由上述各轴段长度可算得轴支承跨距

（4）、按弯扭复合强度计算

1）、受力分析

大齿轮受力分析：

圆周力

径向力

2）、锥齿轮设计参数及受力分析：

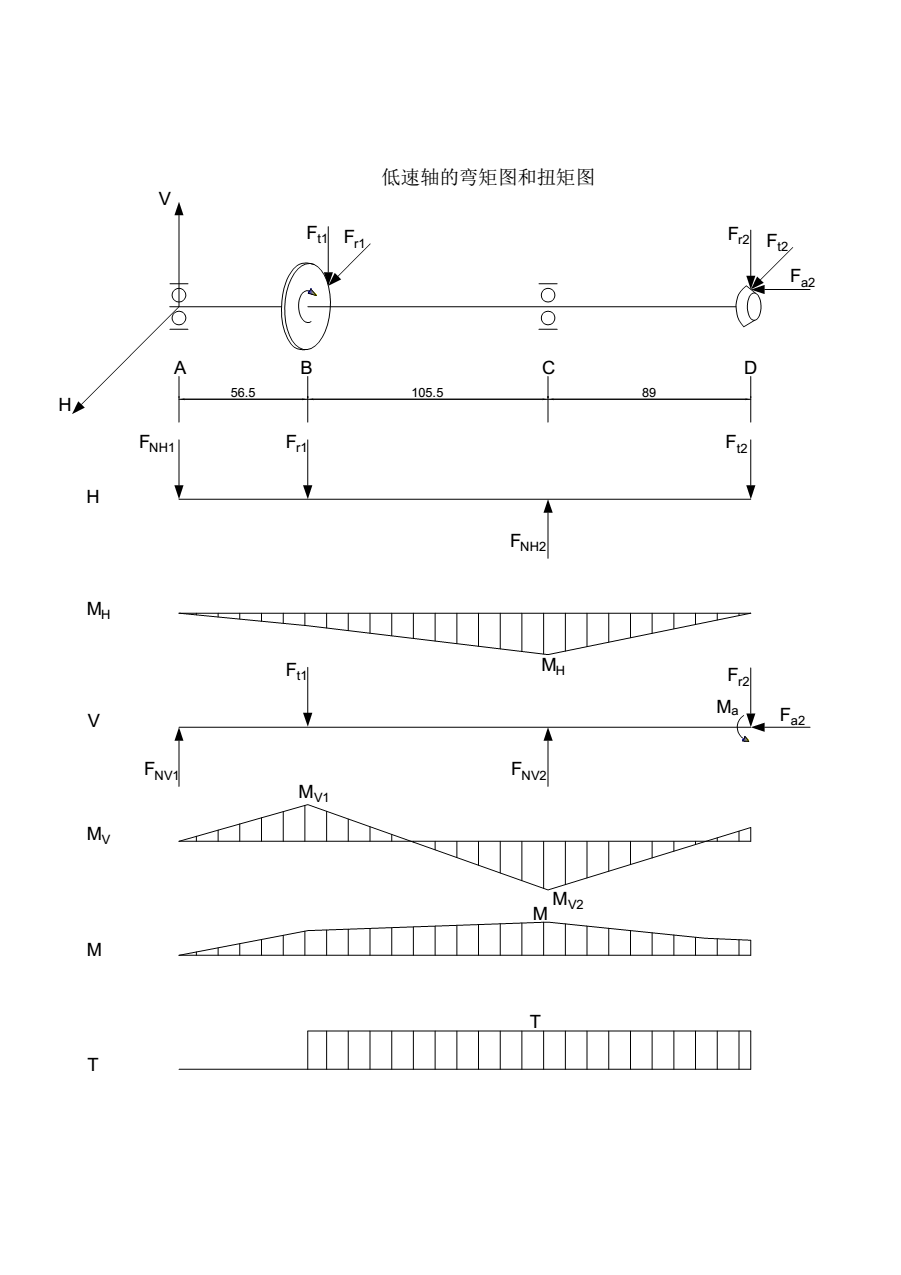
设计通过调整轮毂宽度使锥齿轮受力点距定位轴肩为30mm

圆周力

径向力

轴向力

3）、计算轴的弯矩和扭矩



根据以上数据可知危险截面为C截面（综合考虑弯扭复合强度和轴颈大小），考虑轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取

查表15—1材料为45钢，调质处理，

因,故安全。

2、轴承的校核

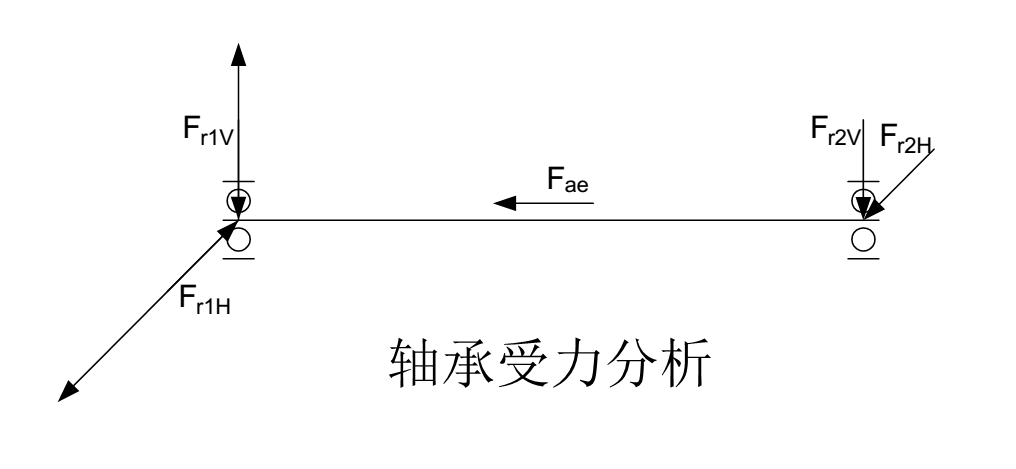
（1）、轴承型号及参数

6007型深沟球轴承，基本额定动载荷,基本额定静载荷

（2）、已知条件

预计寿命,转速

（3）、受力分析



求比值：

由表13—5插值的

（4）、求轴承的当量动载荷

因轴承运转中有轻微振动，按表13—6，

Y值由表13—5插值得

（5）、验算轴承寿命

因，所以按轴承2的受力大小验算

满足寿命要求

3、键的选择及校核

（1）、选择键的类型和尺寸

因圆柱齿轮装在轴中部，选用圆头普通平键（A型）

因圆锥齿轮装在轴端，选用圆头普通平键（C型）

参考轴的直径，从表6—1中查得键的截面尺寸为,结合齿轮轮毂宽度取键长

（2）、校核键连接的强度

键、轴、轮毂的材料都是钢，由表6—2查得许用挤压应力,取其平均值，，键的工作长度

已知需要传递的转矩

键的标记为：GB/T 1096 键

GB/T 1096 键C

### （七）其它

总传动比验算

1）、实际各传动比

带传动

减速箱高速级

减速箱低速级

2）、实际总传动比

3）、传动比误差

## 二、传动装置—减速器的设计

### （一）、箱体的设计

箱体结构尺寸的设计计算见表4—1和4—2。

表4—1 箱体结构尺寸一

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 名称 | 符号 | 设计计算 | 结果 |
| 机座壁厚 | **δ** |  | 8 |
| 箱盖壁厚 | δ1 |  | 8 |
| 箱体凸缘厚度 | b  b1  b2 |  | 12  12  20 |
| 加强筋厚度 | m  m1 |  | 7  7 |
| 地脚螺钉直径 | df |  | 16 |
| 地脚螺钉数目 | n |  | 4 |
| 轴承旁联接螺栓直径 | d1 |  | 12 |
| 箱盖箱座联接螺栓直径 | d2 |  | 8 |
| 轴承盖螺钉直径和数目 | d3  n | n=4 | 6  4 |
| 轴承盖外径 | D2 |  | 65  72  92 |
| 观察孔盖螺钉直径 | d4 |  | 6 |
| 联接螺栓处结构尺寸 | C1  C2 |  |  |
| 轴承旁凸台高度和半径 | h  R1 |  | 36  16 |
| 箱体外壁至轴承座端面距离 | l1 |  | 42 |

表4—2 箱体结构尺寸二

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 代号 | 名称 | 取值  （荐用值） | 代号 | 名称 | 取值  （荐用值） |
| △1 | 齿轮顶圆至箱体内壁的距离 | 10 | △7 | 箱底至箱底内壁的距离 | 20 |
| △2 | 齿轮端面至箱体内壁的距离 | 10 | H | 减速器中心高 | 140 |
| △3 | 轴承端面至箱体内壁的距离  轴承用脂润滑时  轴承用油润滑时 | 10 | L1 | 箱体内壁至轴承座孔端面的距离 | 50 |
| △4 | 旋转零件间的轴向距离 | 15 | e | 轴承端盖凸缘厚度 | 8 |
| △5 | 齿轮顶圆至轴表面的距离 | 33 | L2 | 箱体内壁距离 | 117 |
| △6 | 大齿轮齿顶圆至箱体内壁的距离 | 38 | L3 | 箱体轴承座孔端面间距离 | 221 |

### 

### （二）、减速器附件的选择及说明

1、窥视孔及视孔盖：根据所设计的减速器实际大小并参照表3—7[1]设计

2、通气器：在室内使用，采用一次过滤，选择通气帽M25×1.5

3、油面指示器：根据油面高度设计油标尺位置，选择M12(12)

4、放油孔和油塞：选用M14×1.5油塞

5、启盖螺钉：根据要求设计结构，螺纹尺寸为M10，与箱盖箱座联接螺栓相同

6、定位销：根据要求设计

7、起吊装置：采用吊钩，具体参数按要求设计

### （三）、润滑和密封的选择

1、齿轮的润滑

因齿轮圆周速度，故采用浸油润滑，浸油高度约为大齿轮半径，取为15mm

2、滚动轴承的润滑

由于三对轴承的dn值分别为13900,3840,2100，均小于160000，故采用脂润滑

3、润滑油的选择

考虑该装置用于小型设备，选用中负荷工业齿轮油(GB5903-2011)牌号320

4、密封方法的选择

选用凸缘式透盖、闷盖，毡圈油封，挡油盘挡油

# 第五章 设计体会

## 一、体会

此次课程设计历时四周，基本圆满完成了设计任务。设计过程中通过合作，而且绝大部分是自主设计，我收获良多。因课设覆盖知识面广泛，考虑实际应用的情况复杂，而且是初次涉及综合利用所学机械设计相关知识进行实际设计，难免有些力不从心，但我仍坚持到了最后，抓紧时间完成任务。从最初的白纸到最后大篇幅的图纸和厚厚的说明书，我看到了坚持的成果，也深感这些来之不易和其中的艰辛。我相信这为以后奠定了一些基础，使我能更加得心应手去迎接新的任务。

## 二、设计分析

此次设计过程和成果都较为粗糙，体现在设计（作图）误差，计算精确度和准确度，以及设计的合理性。由于基本按照课本设计，某些实际问题未能考虑全面，具体制造及加工工艺方面的内容较为欠缺，局部与整体的协调适应性不足。综上，设计作品有待改进。

## 三、改进意见

整体按照课程设计要求设计及计算，未全面考虑实际应用与所学知识的互融互通，综合调整设计、计算、制造、成本、使用性能等方面的关系。改进结构设计便于加工及节省材料，降低成本，精确计算以控制使用性能等的要求，使其具有性能优，成本合理的特点。

# 第六章 参考文献

## 参考文献

[1]张莉彦，阎华主编.机械设计综合课程设计.北京：化学工业出版社，2012.

[2]濮良贵，纪名刚主编.机械设计.第九版.北京：高等教育出版社，2013.

[3]孙桓，陈作模，葛文杰主编.机械原理.第七版.北京：高等教育出版社，2010.