

# 目录

第 1 章	机械设计基础要求及总论.....
1.1	《机械设计 CAD 设计》任务书.....
1.2	了解和学习机械设计基础.....
1.3	总论.....
第 2 章	传动装置总体设计.....
2.1	传动方案的拟定及说明.....
2.2	电动机的选择.....
第 3 章	参考资料目录.....
3.3	传动件的设计计算.....
3.4	齿轮减速器的箱体结构尺寸.....
3.5	轴承的选择及计算.....
3.6	联接的选择及校核计算.....
3.7	润滑与密封.....

## 第4章 设计总结.....

## 1.1 总结

### 一、课程设计的目的

课程设计是机械设计课程的重要的教学环节，是培养学生机械设计能力的重要实践环节。

课程设计的重要目的是：

- (1)通过课程设计使学生综合运用机械设计基础课程及有关先修课程的知识，起到巩固、深化、融会贯通及扩展有关机械设计方面知识的作用，树立正确的设计思想。
- (2)通过课程设计的实践，培养学生分析和解决工程实际问题的能力，使学生掌握机械零件、机械传动装置或简单机械设计的一般方法和步骤。
- (3)提高学生的有关设计的能力，如计算能力、绘图能力以及计算机辅助设计（CAD）能力等，使学生熟悉设计资料(手册、图册等)的使用，掌握经验估算等机械设计的基本技能。

### 二、课程设计的内容和任务

课程设计一般选择机械传动装置或一些简单机械作为设计课题（比较成熟的题目使以齿轮减速器为主的机械传动装置），设计的主要内容一般包括以下几方面：

- (1) 初步确定分析传动装置的设计方案；
- (2) 选择电动机，计算传动装置的运动和动力参数；
- (3) 传动件的设计计算，校核轴轴承联轴器键等；
- (4) 绘制减速器装配图；
- (5) 绘制零件装配图；
- (6) 编写设计计算说明书。

### 三、课程设计主要步骤：

步骤	主要内容
1.设计准备工作	(1)熟悉任务书,明确设计的内容和要求; (2)熟悉设计指导书有关资料图纸等; (3)观看录像、实物、模型,或进行减速器的装拆实验等,了解减速器的结构特点与制作过程
2.总体设计	(1)确定传动方案; (2)选择电动机; (3)计算传动装置的总传动比,分配各级传动比; (4)计算各级的转速、功率和转矩
3.传动键的设计计算	(1)计算齿轮传动的主要参数和几何尺寸; (2)计算各传动键上的作用力
4.装配草图的绘制	(1)确定减速器的结构方案; (2)绘制装配图草图(草图纸),进行轴,轴上零件和轴承组合的结构设计; (3)校核轴的强度,校核滚动轴承的寿命; (4)绘制减速器箱体结构; (5)绘制减速器附件
5.装配图的绘制	(1)画底线图,画剖面线; (2)选择配合,标准尺寸; (3)编写零件序号,列出明细栏; (4)加深线条,整理面图; (5)书写技术条件,减速器特性等
6.零件图的绘制	(1)绘制齿轮类零件工作图; (2)绘制轴类零件工作图; (3)绘制其他零件工作图
7.编写设计计算说明书	编写设计计算说明书,内容所有计算,并附有必要简图;

## 四、课程设计的有关事项

本课程设计中应注意以下事项:

### 1.认真设计好草图是提高设计质量的关键

草图也应该按正式的比例尺画,而且作图的顺序要得当。画草图是应着重注意各零件之间的相对位置,有些细部结构可先以简化画法画出。

### 2.设计过程中应及时检查、及时修正

设计过程是一个边计算、边绘图、边修改的过程,应经常进行自查或互查,有错误时应及时修改,避免造成大量的修改。

### 3.注意计算数据的记录和整理

数据是设计的依据,应及时记录与整理计算数据,如有变动应及时修正,供下一步设计及编写设计说明书是使用。

## 4.要有整体观念

设计时考虑问题周全整体观念强，就会少出差错，从而提高设计效率

### 1.2 了解和学习机械设计基础

#### 1.2.1 机械设计的基本要求

机械设计零件的基本要求是零件工作可靠且成本低廉,所以必须注意:

- 1、要求合理选择材料，降低材料费用；
- 2、保证良好的工艺性，减少制造费用；
- 3、尽量选用标准化通用化的设计，简化设计过程从而降低成本。

机械设计的基本要求:

- 1、实现预定功能；
- 2、满足可靠性要求；
- 3、满足经济性要；
- 4、操作方便，工作安全；
- 5、造型美观，减少污染。

#### 1.2.3 机械设计的内容和步骤

- 1、产品规划
- 2、方案设计
- 3、技术设计
- 4、制造及实验。

#### 1.2.3 机械零件的失效形式和设计计算准则

失效形式:

- 1、断裂，
- 2、过量变形，
- 3、表面失效，
- 4、破坏正常工作条件引起的失效。

设计计算准则:

- 1、强度准则，
- 2、刚度准则
3. 磨性准则，
- 4、散热性准则，
- 5、可靠性准则。

#### 1.2.4 机械零件设计的标准化、系列化及通用化。

标准化给机械带来的好处:

- 1、保证质量、节约材料、降低成本
- 2、简化设计工作、缩短产品生产周期
- 3、减少刀具和量具的规格
- 4、简化机械的安装和维修

## 1.3 总论

### 1.3.1 课程设计的目的

课程设计是机械设计课程的重要的教学环节，是培养学生机械设计能力的重要实践环节。

### 1.3.2 课程设计的重要目的

1.通过课程设计使学生综合运用机械设计基础课程及有关先修课程的知识，起到巩固、深化、融会贯通及扩展有关机械设计方面知识的作用，树立正确的设计思想。

2、通过课程设计的实践，培养学生分析和解决工程实际问题的能力，使学生掌握机械零件、机械传动装置或简单机械设计的一般方法和步骤。

3、提高学生的有关设计的能力，如计算能力、绘图能力以及计算机辅助设计（CAD）能力等，使学生熟悉设计资料(手册、图册等)的使用，掌握经验估算等机械设计的基本技能。

### 1.3.3 课程设计的内容和任务

课程设计一般选择机械传动装置或一些简单机械作为设计课题（比较成熟的题目使以齿轮减速器为主的机械传动装置），设计的主要内容一般包括以下几方面：

- (7) 初步确定分析传动装置的设计方案；
- (8) 选择电动机，计算传动装置的运动和动力参数；
- (9) 传动件的设计计算，校核轴轴承联轴器键等；
- (10) 绘制减速器装配图；
- (11) 绘制零件装配图；
- (12) 编写设计计算说明书。

### 1.3.4 课程设计的有关事项

本课程设计中应注意以下事项：

#### 1.认真设计好草图是提高设计质量的关键

草图也应该按正式的比例尺画，而且作图的顺序要得当。画草图是应着重注意各零件之间的相对位置，有些细部结构可先以简化画法画出。

#### 2.设计过程中应及时检查、及时修正

设计过程是一个边计算、边绘图、边修改的过程，应经常进行自查或互查，有错误时应及时修改，避免造成大量的修改。

#### 3.注意计算数据的记录和整理

数据是设计的依据，应及时记录与整理计算数据，如有变动应及时修正，供下一步设计及编写设计说明书是使用。

#### 4.要有整体观念

设计时考虑问题周全整体观念强，就会少出差错，从而提高设计效率。

计算及说明	结果
<p style="text-align: center;"><b>传动装置的整体设计</b></p> <p>设计题目：二级斜齿圆柱齿轮减速器</p> <p>已知条件：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 卷筒效率 0.96（包括卷筒与轴承的效率损失）；</li> <li>2. 工作情况：两班制，连续单向运转，运动载荷平稳，运输带允许误差 5%；</li> <li>3. 使用折旧期 10 年；</li> <li>4. 制造条件及生产批量：一般机械厂制造，小批量生产</li> </ol> <p>设计工作量</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 减速器装配图 1 张（A0 或 A1）</li> <li>2. 低速轴和低速轴齿轮的零件图各 1 张（比例 1：1）</li> <li>3. 设计说明书一份，约 30 页，1 万字左右</li> </ol> <p>分析和拟定</p> <p><b>1. 传动方案分析</b></p> <p>1) 一般工作机器通常由原动机、传动装置和工作装置三个基本职能部分组成。传动装置传送原动机的动力、变换其运动，以实现工作装置预定的工作要求，它是机器的主要组成部分。</p> <p>2) 分析和选择传动机构的类型及其组合是拟定传动方案的重要一环，这时应综合考虑工作装置载荷、运动以及机器的其他要求，再结合各种传动机构的特点适用范围，加以分析比较，合理选择。</p> <p>3) 在分析传动方案时注意用机械传动方式的特点及在布局上的要求</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>① 带传动平稳性好，能缓冲吸震，但承载能力较低，宜布置在高速级。</li> <li>② 锥齿轮、斜齿轮宜放在高速级</li> <li>③ 链传动平稳性差，且有冲击，震动，宜放在低速级</li> <li>④ 开式齿轮传动的润发条件差，磨损严重，宜放在低速级</li> </ol> <p>4) 传动装置的布局应使结构紧凑、匀称，强度和刚度好。并适合车间布置情况和工人操作，便于装拆和维修</p> <p>5) 在传动装置总体设计中，必须注意防止因过载或操作疏忽而造成机器损坏和人员工伤，可视具体情况在传动系统的某一环节加设安全保险装置。</p> <p><b>2. 传动方案拟定</b></p> <p>传动装置的设计方案通常由运动简图表示。它直观的反映了工作机、传动装置和原动机三者间的运动和力的传第关系。如下图即为运输机运动简图；</p>	<p>传动方案为： 二级斜齿圆柱齿轮传动</p>

--	--

## 传动方案的分析:

1、在分析传动方案时应注意常用机械传动的特点及在布局上的要求:

- (1) 带传动平稳性好, 能缓冲吸振, 但承载能力小, 宜布置在高速级;
- (2) 链传动平稳性差, 且有冲击、振动, 宜布置在低速级;
- (3) 蜗杆传动放在高速级时蜗轮材料应选用锡青铜, 否则可选用铝铁青铜;
- (4) 开式齿轮传动的润滑条件差, 磨损严重, 宜布置在低速级;
- (5) 锥齿轮、斜齿轮宜放在高速级。

2、常用减速器的类型及特点:

(1) 二级圆柱齿轮减速器:

传动比一般小于 5, 使用直齿、斜齿或人字齿, 传递功率可达数万千瓦, 效率较高。工艺简单, 精度易于保证, 一般工厂均能制造, 应用广泛。轴线可作水平布置、上下布置或铅垂布置。

(2) 二级锥齿轮减速器:

传动比一般小于 3。

(3) 二级蜗杆减速器:

结构简单, 效率较低, 适用于载荷较小、间歇工作的场合; 蜗杆圆周速度  $V \leq 4 \sim 5$  m/s 时用蜗杆下置式,  $V > 4 \sim 5$  m/s 时用蜗杆上置式。

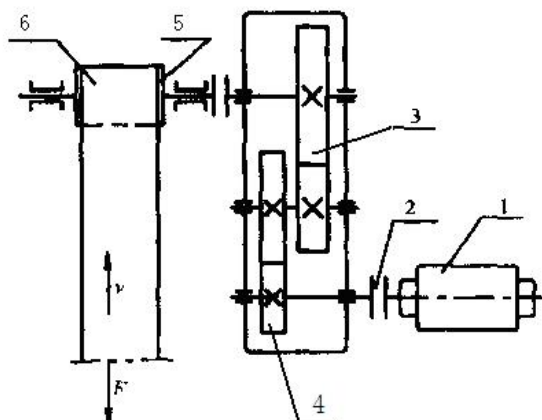
(4) 二级圆柱齿轮减速器:

传动比, 使用斜齿、直齿或人字齿齿轮。结构简单, 应用广泛。展开式由于齿轮相对于轴承为不对称布置, 因而沿齿向载荷分布不均, 要求轴有较大刚度。分流式则齿轮相对于轴承对称布置, 常用于较大功率、变载荷场合。同轴式减速器长度方向尺寸较大, 中间轴较长, 刚度较差, 两级大齿轮直径接近, 有利于浸油润滑。轴线可以水平、上下或铅垂布置。

3、传动方案的拟定及传动简图的绘制:

根据设计任务书中的设计任务及常用传动减速器的特点, 我们可以选用二级斜齿圆柱齿轮减速器来设计为运输机的传动机构。

其运输机的传动简图如下:



此图为二级斜齿轮减速器，应注意齿轮的润滑，以及齿轮的分布情况，以便进行合理的布置。

### 工作条件:

使用年限 8 年，工作为两班工作制，载荷较平稳，一般机械厂制造，小批量生产；

### (2) 原始数据:

滚筒直径 260mm；运输带工作速度  $V=1.45\text{m/s}$ ；运输带工作拉力 1800N，卷筒效率 0.81，运输带速度允许误差为  $\pm 5\%$ 。

## 电动机的选择

### 1、电动机类型的选择

按已知的工作条件和要求知:用于运输机的电动机，一般选用 Y 系列自散冷式笼型三相异步电动机。

选择电动机为：  
Y 系列自散冷式  
笼型三相异步电  
动机

### 2、电动机功率选择:

#### (1) 传动装置的总功率:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{总}} &= \eta \times \eta_w \\ &= \eta_{\text{轴承}}^3 \times \eta_{\text{齿轮}}^2 \times \eta_{\text{联轴器}}^2 \times \eta_w \times \eta \\ &= 0.99^3 \times 0.97^2 \times 0.99^2 \times 0.98 \times 0.96 \\ &= 0.81 \end{aligned}$$

#### (2) 电机所需的工作功率:

$$P_d = P_w / \eta$$

$$\eta_{\text{总}} = 0.86$$



$$=FV/1000 \eta_w$$

$$=FV/1000 \eta_w \eta$$

$$=2350 \times 1.45 / (1000 \times 0.81)$$

$$=4.20 \text{kw}$$

### 3、确定电动机转速:

滚筒轴的工作转速为:

$$n_w = (60 \times 1000v) / \pi D$$

$$= (60 \times 1000 \times 1.35) / 300 \pi$$

$$= 92.30 \text{ r/min}$$

按推荐的合理传动比范围, 取齿轮传动比  $i_1=3\sim5$ , 又  $i_1=(1.3\sim1.5) i_2$ ,

故合理总传动比的范围为  $i_{\text{总}}=i_1 \cdot i_2=6\sim20$ , 则:

电动机转速的可选范围为:

$$n_{\text{电动机}} = i_{\text{总}} \times n_w = (6\sim20) \times 92.30 \text{ r/min}$$

$$= 553\sim1846 \text{ r/min}$$

符合这一范围的同步转速有 1500r/min、3000r/min, 再根据计算出的容量, 由附表 8.1 查出有两种适用的电动机型号, 其技术参数及传动比比较情况见下表

$P_d=3.84 \text{kw}$

$n_{\text{电动机}}$

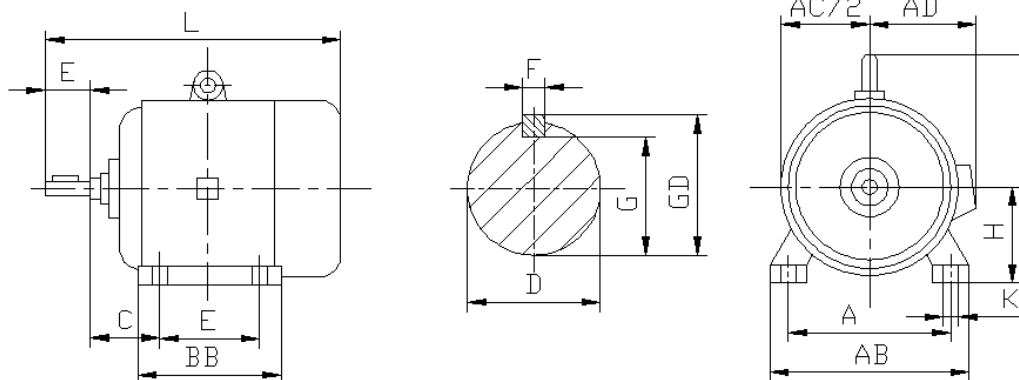
$=553\sim1846$

电动机型号:  
Y160M2-8

方案	电动机型号	额定功率	电动机转速(r/min)		传动装置的总传动比		
		Ped/kw	同步转速	满载转速	总传动比	带	齿轮
1	Y132MZ-6	5.5	1000	960	10.4	3.20	2.82
2	Y160M2-8	5.5	750	720	7.8	2.76	2.11

综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量以及减速器的传动比, 比较两个方案知: 方案 1 电动机转速较高, 但总传动比大, 传动装置尺寸大; 故方案 2 较好。因此选定电动机型号为 Y112M-4, 所选电动机额定功率为  $P_d=4 \text{kw}$ , 满载转速  $n_m=1440 \text{r/min}$ , 总传动比适中, 传动装置结构较紧凑。所选电动机的主要外形尺寸和安装尺寸如下图和表格所示:

中心高	外形尺寸	底脚安装尺寸	地脚螺栓	轴伸尺寸	装键部位尺寸
	$L \times (AC/2+AD) \times HD$	$A \times B$	孔直径 K	$D \times E$	$F \times GD$
112	$400 \times 305 \times 265$	$190 \times 140$	12	$28 \times 60$	$8 \times 31$



$n=720\text{r/min}$ ,  
 $n_{\text{III}}=92.30\text{r/min}$

### 计算传动装置的运动和动力参数

#### 各轴转速

由公式得：

$$\text{I 轴: } n_{\text{I}}=n_{\text{m}}=720 \text{ r/min}$$

$$\text{II 轴: } n_{\text{II}}=n_{\text{I}}/i_1=720/7.8=92.3 \text{ r/min}$$

$$\text{III 轴: } n_{\text{III}}=n_{\text{II}}/i_2=92.30/2.26=42.67\text{r/min}$$

$$\text{卷筒轴: } n_{\text{w}}=n_{\text{III}}=43\text{r/min}$$

#### 各轴输入功率

由公式，得：

$$\text{I 轴: } P_{\text{I}}=P_{\text{d}} \times \eta_{01}=P_{\text{d}} \times \eta_{\text{联轴器}}=4.2 \times 0.99=4.032 \text{ kw}$$

$$\begin{aligned} \text{II 轴: } P_{\text{II}} &= P_{\text{I}} \times \eta_{12}=P_{\text{I}} \times \eta_{\text{轴承}^2} \times \eta_{\text{齿轮}} \\ &= 4.032 \times 0.99 \times 0.97=3.87\text{kw} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III 轴: } P_{\text{III}} &= P_{\text{II}} \times \eta_{23}=2.66 \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} \\ &= 3.87 \times 0.99 \times 0.97=3.67 \text{ kw} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{卷筒轴: } P_{\text{IV}} &= P_{\text{III}} \times \eta_{34}=P_{\text{III}} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} \\ &= 3.67 \times 0.99 \times 0.99=3.54 \text{ kw} \end{aligned}$$

齿宽系数  
 $\psi_d=1$   
 初选螺旋角  
 $\beta=12^\circ$

各轴输入转矩由公式计算电动机轴的输入转矩  $T_d$

$$T_d = 9550 \times P_d / n_m = 5.57 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

故 I 轴:  $T_I = T_d \times \eta_{\text{联轴器}} = 5.57 \times 10^4 \times 0.99 = 4.17 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

II 轴:  $T_{II} = T_I \times \eta_{\text{轴承}}^2 \times \eta_{\text{齿轮}} = 4.17 \times 10^4 \times 0.99^2 \times 0.97 = 3.20 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

III 轴:  $T_{III} = T_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{齿轮}} = 3.20 \times 10^4 \times 0.99 \times 0.97 = 2.70 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

卷筒轴:  $T_{IV} = T_{III} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} = 2.70 \times 10^4 \times 0.99 \times 0.99 = 2.26 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

运动和动力参数的计算结果列于下表:

轴名 参数	电动机轴	I 轴	II 轴	I II 轴	卷筒轴
转速 $n/(r/min)$	720	92.3	87.9	86.6	87.9
输入功率 $P/k$	4.2	4.02	3.87	3.67	3.54
输入转矩 $T(N \cdot mm)$	$5.57 \times 10^4$	$4.17 \times 10^4$	$3.20 \times 10^4$	$2.70 \times 10^4$	$2.26 \times 10^4$
传动比 $i$	7.8	2.76	2.53	2.11	
效率 $\eta$	0.96	0.95	0.96	0.98	

### 斜齿圆柱齿轮传动的设计

#### 高速级斜齿轮的设计

##### 选择齿轮材料及精度等级

因传递功率小, 选用软齿面齿轮组合。小齿轮用 45 钢调质, 硬度为 220~250HBS; 大齿

轮选用 45 钢正火, 硬度为 170~210HBS。因为是普通减速器, 由常见机器中齿轮精度等级表选用 8 级精度, 要求齿面粗糙度为  $Ra \leq 3.2 \sim 6.3 \mu m$ 。

##### 按齿面接触疲劳强度设计

按斜齿轮传动的设计公式可得:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT_1(u \pm 1) \left( \frac{3.17Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}{\psi_d u}}$$

确定有关参数与系数:

主动轮转矩:  $T_1 = T_I = 5.57 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

##### 载荷系数

查载荷系数表, 知: 取  $K=1.4$

齿数  $Z_1$ 、螺旋角  $\beta$  和齿宽系数  $\psi_d$

分度圆直径:

$$d_1 = 40 \text{ mm}$$

$$d_2 = 178 \text{ mm}$$

齿宽:

$$b_2 = 40 \text{ mm}$$

$$b_1 = 45 \text{ mm}$$

当量齿数:

$$Z_1 = 21$$

$$Z_2 = 69$$

因为是软齿面传动，小齿轮齿数  $Z_1=20$ ，则： $Z_2=i_1 \times Z_1=7.8 \times 20=156$

由齿宽系数表，知： $\psi_d=1$

初选螺旋角  $\beta=13^\circ$ 。

④许用接触应力  $[\sigma_H]$

由齿轮接触疲劳极限图知： $\sigma_{H\lim1}=560\text{MPa}$ ， $\sigma_{H\lim2}=530\text{MPa}$ 。

由安全系数表，查得： $S_H=1$

$$N_1=60n_j L_n=60 \times 1440 \times 1 \times (8 \times 52 \times 80)=2.87 \times 10^9$$

$$N_2=N_1/i_1=2.87 \times 10^9/4.42=6.50 \times 10^8$$

由接触疲劳寿命系数坐标图，得：

$$Z_{NT1}=1, Z_{NT2}=1.$$

由齿面接触疲劳许用应力公式，得：

$$[\sigma_H]_1 = \frac{Z_{NT1} \sigma_{H\lim1}}{S_H} = 560\text{MPa}, \quad [\sigma_H]_2 = \frac{Z_{NT2} \sigma_{H\lim2}}{S_H} = 530\text{MPa}.$$

由斜齿轮设计公式，得：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT_1(u \pm 1) \left( \frac{3.17Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}{\psi_d u}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1.1 \times 2.52 \times 10^4 \times (4.42 + 1) \times \left( \frac{3.17 \times 189.8}{530} \right)^2}{1 \times 4.42}}$$

$$= 35.151 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{Z_1} = \frac{35.251 \times \cos 12^\circ}{26} = 1.326\text{mm}$$

由渐开线齿轮模数表，取标准模数  $m_n=1.75\text{mm}$ 。

(3) 主要尺寸计算

$$a = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{1.75 \times (26 + 115)}{2 \times \cos 12^\circ} = 109.02\text{mm}$$

将中心距圆整成 110mm，则：

$$a = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{1.75 \times (26 + 115)}{2 \times \cos 12^\circ} = 110\text{mm}$$

许用弯曲疲劳强度：

$$[\sigma_F]_1 = 162\text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = 146\text{MPa}$$

齿根弯曲疲劳强度为：

$$\sigma_{F1} = 52.27\text{MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 54.48\text{MPa}$$

齿轮圆周速度为：

$$V = 3.01\text{m/s}$$

齿轮精度为 8 级

$$\Rightarrow \cos \beta = 0.975 \Rightarrow \beta = 12.839^\circ = 12^\circ 50' 20''$$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 26}{0.975} = 40 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 115}{0.975} = 178 \text{ mm}$$

$$b = \Psi d \cdot d_1 = 1 \times 40 = 40 \text{ mm}$$

取  $b_2 = 40 \text{ mm}$ , 则  $b_1 = b_2 + 5 = 45 \text{ mm}$ ,  $b = 40 \text{ mm}$ .

#### (4) 按齿根弯曲疲劳强度校核

由公式得出  $\sigma_F$ , 如果  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ , 则校核合格。

确定有关参数和系数:

① 当量齿数  $Z_{V1}$  为:  $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = 21$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = 69$$

② 齿形系数  $Y_F$  由标准外齿轮齿形系数表, 知:

$$Y1 = 2.961 \quad Y2 = 2.275$$

③ 应力修正系数  $Y_S$  由标准外齿轮应力修正系数表, 知:

$$Y1 = 1.58 \quad Y2 = 1.753$$

④ 许用弯曲应力  $[\sigma_F]$  由试验齿轮弯曲疲劳极限坐标图, 查得:

$$\sigma_{F \lim 1} = 210 \text{ MPa}, \sigma_{F \lim 2} = 190 \text{ MPa}$$

由安全系数表, 查得:  $Y = 0.9$

由弯曲疲劳寿命系数, 查得:  $Y_{NT1} = Y_{NT2} = 1$

由齿根弯曲疲劳许用应力公式, 得:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{Y_{NT1} \sigma_{F \lim 1}}{S_F} = \frac{210}{1.3} \text{ MPa} = 162 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{Y_{NT2} \sigma_{F \lim 2}}{S_F} = \frac{190}{1.3} \text{ MPa} = 146 \text{ MPa}$$

由齿根弯曲疲劳强度公式, 得:

低速级小齿轮转速为:

$$n_3 = 325 \text{ r/min}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1.6KT_1}{bm_n d_1} Y_{F1} Y_{S1} = \frac{1.6 \times 1.1 \times 2.52 \times 10^4}{40 \times 1.5 \times 40} \times 2.58 \times 1.61$$

$$=76.76\text{MPa} < [\sigma_F]_1 = 162\text{MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1.6KT_1}{bm_n d_1} Y_{F2} Y_{S2} = \frac{1.6 \times 1.1 \times 2.52 \times 10^4}{40 \times 1.5 \times 40} \times 2.17 \times 1.821$$

$$=73.02\text{MPa} < [\sigma_F]_2 = 146\text{MPa}$$

由以上计算结果，知：齿根弯曲强度校核合格。

(5) 验算齿轮圆周速度 V

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 40 \times 1440}{60 \times 1000} = 3.01\text{m/s}$$

由常用精度等级齿轮的加工方法，可知：选用 8 级精度是合适的

(6) 几何尺寸计算及绘制齿轮工作图：高速级齿轮传动几何尺寸如下

名称	计算公式	结果/mm
法面模数	$M_n$	1.85
法面压力角	$\alpha_n$	$20^\circ$
螺旋角	$\beta$	$12.839^\circ$
分度圆直径	$d_1$	40
	$d_2$	178
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m_n$	43
	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^* m_n$	181
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m_n$	36
	$d_{f2} = d_2 - 2h_f^* m_n$	174
中心距	$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	110
齿宽	$b_2 = b$	40
	$b_1 = b_2 + (5 \sim 10)\text{mm}$	45

低速级斜齿轮的设计由前面的表格，知：

低速级斜齿小齿轮转速为  $n_3 = 325\text{r/min}$

小齿轮转矩为：

$$T_{II} = 2.40 \times 10^4$$

N. mm

载荷系数：

$$K' = 1.4$$

齿数： $Z_3 = 21$

$$Z_4 = 63$$

初选螺旋角

$$\beta' = 9^\circ$$

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/427055041103006114>