

哈尔滨理工大学

课 程 设 计

题 目：机械系统设计课程设计

院 、 系：机械动力工程学院

班 级：机械

姓 名：

学 号：

指导教师：

摘 要

《机械系统设计》课程设计内容有理论分析与设计计算，图样技术设计和技术文件编制三部分组成。

1、理论分析与设计计算：

- (1) 机械系统的方案设计。设计方案的分析，最佳功能原理方案的确定。
- (2) 根据总体设计参数，进行传动系统运动设计和计算。
- (3) 根据设计方案和零部件选择情况，进行有关动力计算与校核。

2、图样技术设计：

- (1) 选择系统中的主要组件。
- (2) 图样的设计与绘制。

3、编制技术文件：

- (1) 对于课程设计内容进行自我技术经济评价。
- (2) 编制设计计算说明书。

关键词 分级变速；传动系统设计,传动副，结构网，结构式，齿轮模数，传动比，计算转速

目录

摘 要.....	2
目录.....	3
一、课程设计目的.....	4
二、课程设计题目，主要技术参数和技术要求分级、	4
三、运动设计.....	4
1.确定极限转速，转速数列，结构网和结构式.....	4
2.主传动转速图和传动系统图.....	6
3.计算齿轮齿数.....	7
四、动力计算.....	9
1.传动件的计算转速.....	9
2.传动轴和主轴的轴径设计.....	9
3.计算齿轮模数及尺宽，分度圆直径.....	10
4.带轮设计.....	11
五、主要零部件选择.....	13
1.轴承的选取.....	13
2.键的选取.....	13
六、校核.....	14
1.齿轮校核.....	14
2.主轴弯曲刚度校核.....	16
3.轴承校核.....	16
4.润滑与密封.....	16
七、结束语.....	17
八、参考文献.....	17

一、课程设计目的

《机械系统设计》课程设计是在学完本课程后，进行一次学习设计的综合性练习。通过课程设计，使学生能够运用所学过的基础课，技术基础课和专业课的有关理论知识，及生产等实践技能，达到巩固，加深和拓展所学知识的目的。通过课程设计，分析比较机械系统中的某些典型结构，进行选择和改进；结合结构设计，进行设计计算并编写技术文件；完成系统主转动设计，达到学习设计步骤和方法的目的。通过设计，掌握查阅相关工程设计手册，设计标准和资料的方法，达到积累设计知识和设计技巧，提高学生设计能力的目的。通过设计，使学生获得机械系统基本设计技能的训练，提高分析和解决工程技术问题的能力，并为进行机械系统设计创造一定的条件。

二、课程设计题目，主要技术参数和技术要求分级、

分级变速主传动系统的设计题目 3：技术参数： $N_{\min}=63\text{r/min}$ ， $N_{\max}=500\text{r/min}$ ， $Z=7$ 级，公比为 1.41；电动机功率 $P=4\text{KW}$ ，电机转速 $n=1440\text{r/min}$

三、运动设计

1.确定极限转速，转速数列，结构网和结构式

(1) 确定极限转速, 公比、变速级数

$$N_{\min}=63\text{r/min}, N_{\max}=500\text{r/min}; \varphi=1.41; z=7$$

(2) 转速数列:

63r/min, 90r/min, 125r/min, 180r/min, 250r/min, 355r/min, 500r/min
共 7 级

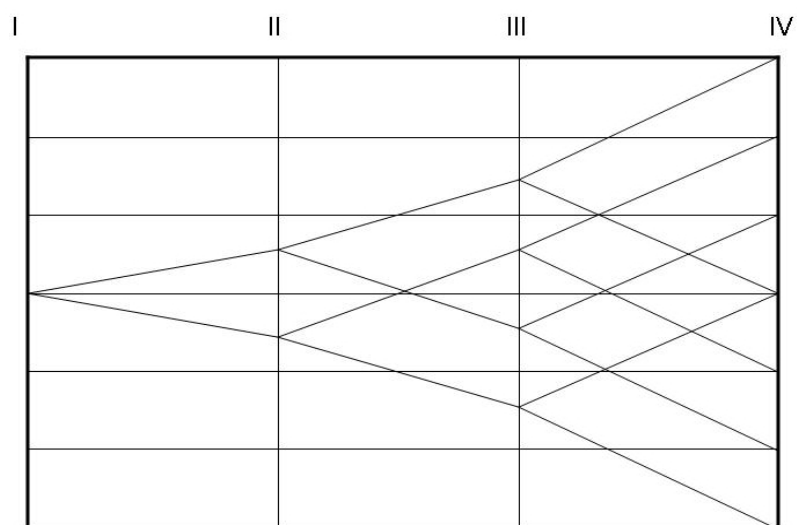
(3) 确定极限转速:

$$R_n=N_{\max}/N_{\min}=500/63=7.94$$

(4) 确定结构网和结构式

(1) 写传动结构式：主轴转速级数 $Z=7$ 。结构式 $7=2_1 \times 2_2 \times 2_3$

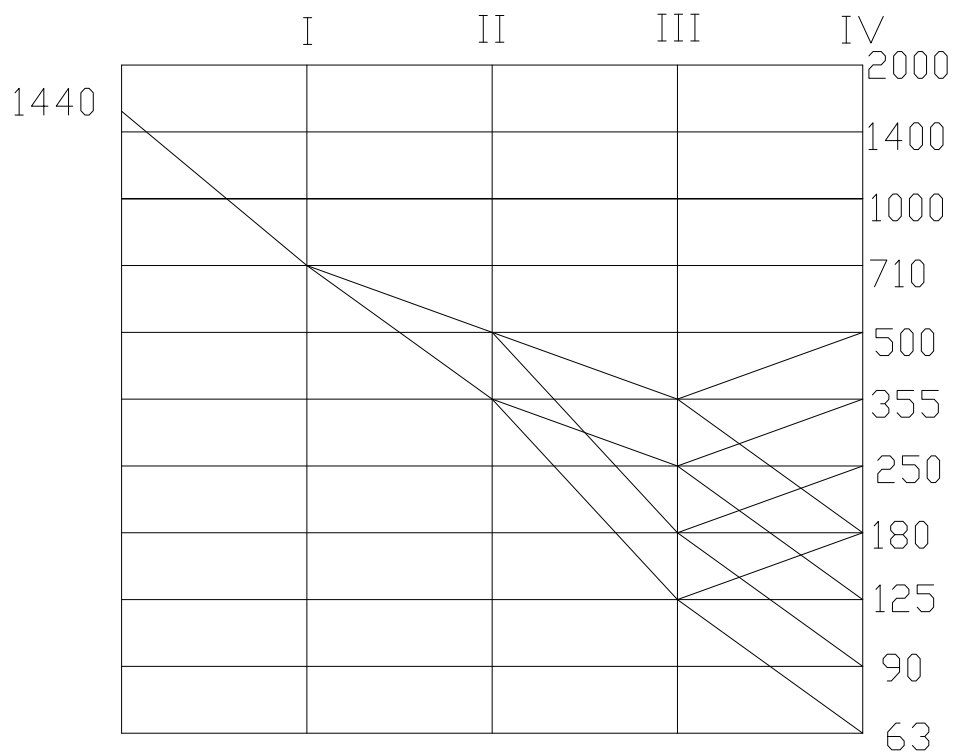
(2) 画结构网： 1



$$Z=21 \times 22 \times 23$$

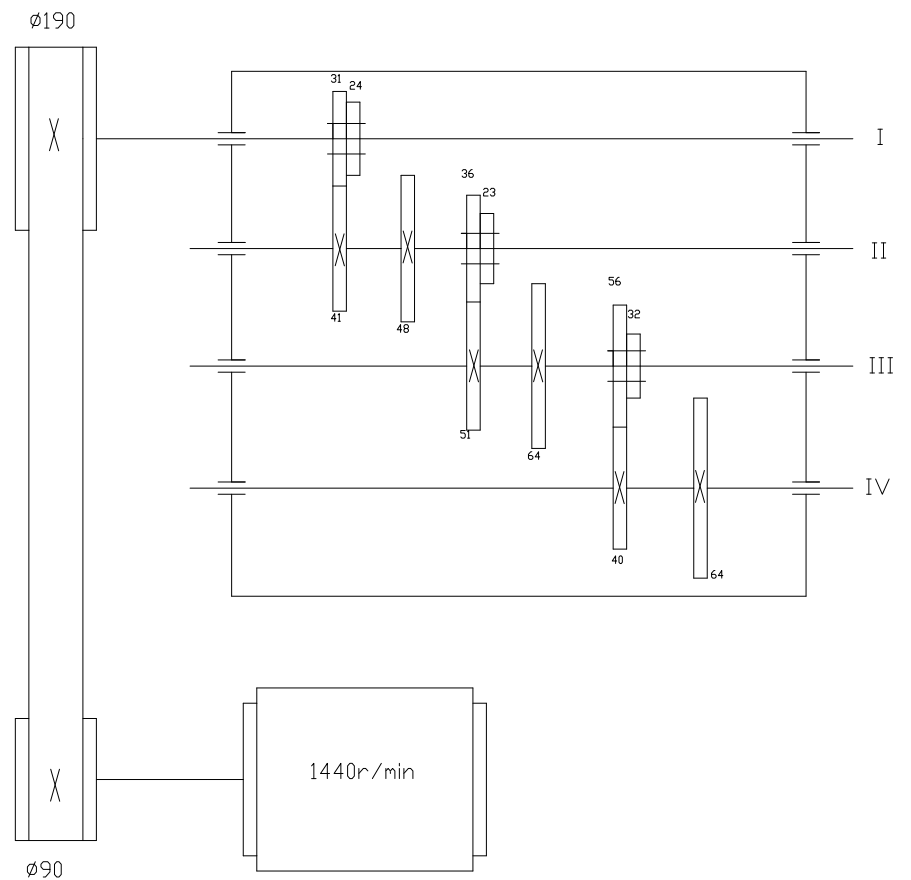
2.主传动转速图和传动系统图

选择电动机：采用 Y 系列封闭自扇冷式鼠笼型三相异步电动机绘制转速图。



$$7=21 \times 22 \times 23$$

传动系统图



3.计算齿轮齿数

(1)、齿数计算

基本组传动比分别为 $1/1.41$ $1/2$

$S_z = 72, 75, 84, 93, 96, \dots$

取 $S_z = 72$, 小齿轮齿数分别为: 31、24

$Z_1 / Z_1' = 31/41, Z_2 / Z_2' = 24/48$

第二扩大组传动比分别为 $1/1.41$ 、 $1/2.8$

取 $S_z = 87$, 小齿轮齿数: 36、23

$Z_4/Z_4' = 36/51, Z_5/Z_5' = 23/64$

第三扩大组传动比分别为 $1.41: 1$ 、 $1/2$

取 $S_z = 96$, 小齿轮齿数: 40、32

$Z_4/Z_4' = 40/56, Z_5/Z_5' = 32/64$

(2)校核各级转速的转速误差

实际传动比所造成主轴转速误差

$$\left| \frac{n' - n}{n} \right| < 10(\varphi - 1)\% = 4.1\%$$

，其中 n' 为实际转速， n 为标准转速。

N	500	355	250	180	125	90	63
n	510.6	360	255.3	180	127.7	91.1	64.2
误差值	2.1%	1.4%	2.1%	0	2.1%	1.2%	1.9%

以上误差值均小于 4.1% 故合格.

四、动力计算

1. 传动件的计算转速

(1) 传动件的计算转速

主轴的计算转速 $n = n_{\min} R n^{4/3} = 63 \times 1.41^{4/3} = 99.61 \text{ r/min}$

取主轴的计算转速 $n_j = 100 \text{ r/min}$

各轴的计算转速如下：

轴号	电动机(0)	I 轴	II 轴	III 轴	IV 轴
计算转速 r/min	1440	710	355	125	99.6

最小齿轮的计算转速如下：

Z1	Z1'	Z2	Z2'	Z3	Z3'	Z4	Z4'	Z5	Z5'	Z6	Z6'
710	355	710	355	355	125	355	125	125	100	125	100

2. 传动轴和主轴的轴径设计

(1) 传动轴轴径初定

I 轴： $p=4\text{kw}, n=710\text{r/min}, \varphi=0.5$ 带入公式：

$$d = 91 \sqrt[4]{\frac{P}{n_j \times [\varphi]}} = 29.6\text{mm}, \text{圆整取 } d=30\text{mm}$$

II 轴： $p=4\text{kw}, n=355\text{r/min}, \varphi=0.5$

$$d = 91 \sqrt[4]{\frac{P}{n_j \times [\varphi]}} = 35.3\text{mm}, \text{圆整取 } d=36\text{mm}$$

III 轴： $p=4\text{kw}, n=125\text{r/min}, \varphi=0.5$ 带入公式：

$$d = 91 \sqrt[4]{\frac{P}{n_j \times [\varphi]}} = 45.8\text{mm}, \text{圆整取 } d=46\text{mm}$$

(2) 主 (IV) 轴轴颈直径确定：

查表 4-9 选择主轴前端直径 $D_1=80\text{mm}$, 后端直径 $D_2=64\text{mm}$

轴承内径 d/D 小于 0.7 则取 $d=50\text{mm}$

材料：45 钢。热处理：调质 Hre22-28

主轴悬伸量： $a/D_1=1.25\text{--}2.5$

$a=(1.25\text{--}2.5)D_1=(1.25\text{--}2.5) \times (80+64/2)=90\text{--}180$

取 $a=120\text{mm}$

最佳跨距 $\frac{l}{a} = 2.5 \quad l = 2.5a = 120 \times 2.5 = 300$

3. 计算齿轮模数及尺宽，分度圆直径

(1) 计算齿轮模数

40Gr 整体淬火 $[\sigma_j] = 650 \text{ mpa}$

$$m_j = 16338 \sqrt[3]{\frac{(u \pm 1)Nd}{\varphi_m Z_1 Z_2 u [\sigma] 2 n_j}}$$

N_d —驱动电动机功率

u —大齿轮与小齿轮齿数比

Z_1 —小齿轮齿数

φ_m —齿宽系数 $\varphi_m = B/m = 6-10$ 取 $\varphi_m = 8$

n_j —计算齿轮的计算转速

$[\sigma_j]$ —许用接触应力

a). $u = z_1/z_1' = 24/48, n_j = 710 \text{ r/min}$

$$m_j = 16338 \sqrt[3]{\frac{(u \pm 1)Nd}{\varphi_m Z_1 Z_2 u [\sigma] 2 n_j}} = 1.85 \text{ 取 } m_1 = 2$$

b). $u = z_2/z_2' = 23/64, n_j = 355 \text{ r/min}$

$$m_j = 16338 \sqrt[3]{\frac{(u \pm 1)Nd}{\varphi_m Z_1 Z_2 u [\sigma] 2 n_j}} = 2.6 \text{ 取 } m_2 = 3$$

c). $u = z_3/z_3' = 32/64, n_j = 125 \text{ r/min}$

$$m_j = 16338 \sqrt[3]{\frac{(u \pm 1)Nd}{\varphi_m Z_1 Z_2 u [\sigma] 2 n_j}} = 2.72 \text{ 取 } m_3 = 3$$

(2) 计算齿轮分度圆及尺宽

$$d_1 = m_1 z_1 = 2 \times 31 = 62 \text{ mm}$$

$$d_1' = m_1 z_1' = 2 \times 41 = 82 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_2 z_2 = 2 \times 24 = 48 \text{ mm}$$

$$d_2' = m_2 z_2' = 2 \times 48 = 96 \text{ mm}$$

$$d_3 = m_3 z_3 = 3 \times 36 = 108 \text{ mm}$$

$$d_3' = m_3 z_3' = 3 \times 51 = 153 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_4 z_4 = 3 \times 23 = 69 \text{ mm}$$

$$d_4' = m_4 z_4' = 3 \times 64 = 192 \text{ mm}$$

$$d_5 = m z_5 = 3 \times 40 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{5'} = m z_{5'} = 3 \times 56 = 168 \text{ mm}$$

$$d_6 = m z_6 = 3 \times 32 = 96 \text{ mm}$$

$$d_{6'} = m z_{6'} = 3 \times 64 = 192 \text{ mm}$$

$$B_{12} = \varphi_m m = 8 \times 2 = 16 \text{ mm}$$

$$B_{34} = \varphi_m m = 8 \times 3 = 24 \text{ mm}$$

$$B_{56} = \varphi_m m = 8 \times 3 = 24 \text{ mm}$$

4. 带轮设计

(1) 确定计算功率:

$$P = 4 \text{ kW}, K \text{ 为工作情况系数, 查表取 } K = 1.1, p_d = k_A P = 1.1 \times 4 = 4.4 \text{ kW}$$

(2) 选择 V 带的型号:

$$\text{根据 } p_d, n_1 = 1440 \text{ r/min 查表选择 A 型 V 带 } d_1 = 90 \text{ mm}$$

(3) 确定带轮直径 d_1, d_2

$$\text{小带轮直径 } d_1 = 90 \text{ mm}$$

$$\text{验算带速 } v = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000) = \pi \times 90 \times 1440 / (60 \times 1000) = 6.78 \text{ m/s}$$

$$\text{从动轮直径 } d_2 = n_1 d_1 / n_2 = 1440 \times 90 / 710 = 182.5 \text{ mm 取 } d_2 = 190 \text{ mm}$$

$$\text{计算实际传动比 } i = d_2 / d_1 = 190 / 90 = 2.11$$

相对误差:

$$|i_0 - i / i_0| = |(1440 / 710 - 2.11) / (1440 / 710)| = 4.0\% < 5\% \text{ 合格}$$

(4) 定中心距 a 和基准带长 L_d

[1] 初定中心距 a_0

$$0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2)$$

$$196 \leq a_0 \leq 560 \text{ 取 } a_0 = 300 \text{ mm}$$

[2] 带的计算基准长度

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \pi/2(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4a_0$$

$$\approx 2 \times 300 + \pi/2(90 + 190) + (190 - 90)^2 / 4 \times 300$$

$$\approx 1047.93 \text{ mm}$$

$$\text{查 [1] 表 3.2 取 } L_{d0} = 1000 \text{ mm}$$

[3] 计算实际中心距

$$a \approx a_0 + (L_{d0} - L_{d0}) / 2 = 300 + (1047.93 - 1000) / 2 = 323.97 \text{ mm}$$

[4] 确定中心距调整范围

$$a_{\max} = a + 0.03 L_d = 323.97 + 0.03 \times 1000 = 353.97 \text{ mm}$$

$$a_{\min} = a - 0.015 L_d = 323.97 - 0.015 \times 1000 = 308.97 \text{ mm}$$

(5) 验算包角:

$$\alpha_1 = 180^\circ - (d_2 - d_1) / a \times 57.3^\circ = 180 - (200 - 90) / 332.5 \times 57.3^\circ = 163.4^\circ > 120^\circ$$

(6) 确定 V 带根数:

确定额定功率: P_0

$$\text{由查表并用线性插值得 } P_0 = 0.16 \text{ kW}$$

$$\text{查表得功率增量 } \Delta P_0 = 0.17 \text{ kW}$$

$$\text{查表得包角系数 } K_\alpha = 0.95$$

$$\text{查表得长度系数 } K_L = 0.89$$

确定带根数： $Z \geq P_d / (P_0 + \Delta P_0) K^\alpha$ $K_1 = 4.4 / (1.06 + 0.17) \times 0.95 \times 0.89 = 3.02$ 取 $Z = 4$

五、主要零部件选择

1.轴承的选取

- (1) 带轮：选用深沟球轴承，型号：6205
- (2) 一轴：选用深沟球轴承，型号：6205
- (3) 二轴：采用深沟球轴承，型号：6206
- (4) 三轴：采用深沟球轴承，型号：6208
- (5) 主轴：主轴是传动系统之中最为关键的部分，因此应该合理的选择轴承。

从主轴末端到前端依次选择轴承为角接触轴承，型号：7012C；
深沟球轴承，型号：6210
双列圆柱滚子轴承，型号：NN3000K，

2.键的选取

- (1) 带轮：选平键：8×7
- (2) 1 轴：选平键：8×7 花键：6×26×60×6
- (3) 2 轴：选平键：10×8 花键：8×32×36×6
- (4) 3 轴：选平键：10×8 花键：8×42×46×8
- (5) 4 轴：选花键：8×62×68×12

六、校核

1. 齿轮校核

直角圆柱齿轮的应力验算公式：

轴序号	I	I	II	II	II	II	III	III	III	III	IV	IV
齿轮齿数 Z	31	24	41	48	36	23	51	64	56	32	40	64
模数 M	2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3
分度圆 d	62	48	82	96	108	69	153	192	168	96	120	192
齿根圆直径 df	57	43	77	91	100.5	61.5	145.5	184.5	160.5	88.5	112.5	184.5
齿顶圆直径 da	66	52	86	100	114	75	159	198	174	102	126	198

(1) 一轴到二轴的小齿轮从上表可知为齿数为 29

查设计手册可得以下数据：

$$Z = 24, u = 2, m = 2, B = 16, n_j = 710r / \min, K_1 = 1.04, K_2 = 1.3, K_3 = 1.3$$

$$T = T_s / P = 18000 / 2.5 = 7200$$

$$\text{接触应力: } K_T = \sqrt[m]{\frac{60n_1T}{C_0}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 710 \times 7200}{10^7}} = 2.78$$

$$K_n = 0.83, K_N = 0.58, K_q = 0.64, K_S = K_T K_n K_N K_q = 0.86$$

$$\sigma_j = \frac{2088 \times 1000}{Zm} \sqrt{\frac{(u+1)K_1K_2K_3K_S N}{uBn_j}} (MPa) \quad [N \text{ 为传递的额定功率}$$

$$(\text{KW})] N = 3.33$$

将以上数据代入公式可得 $\sigma_j = 855 \text{ Mpa} < 1100 \text{ Mpa}$

$$\text{弯曲应力: } K_n = 0.83, K_N = 0.78, K_q = 0.77, K_S = K_T K_n K_N K_q = 1.09, Y = 0.395$$

$$\sigma_w = \frac{191 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_S N}{Zm^2 B Y n_j} (MPa)$$

将以上数据代入公式可得 $\sigma_w = 170\text{Mpa} < 320\text{Mpa}$

(2) 二轴到三轴的小齿轮从上表可知为齿数为 20

查设计手册可得以下数据:

$$Z = 23, u = 2.78, m = 3, B = 24, n_j = 355\text{r/min}, K_1 = 1.04, K_2 = 1.2, K_3 = 1.4$$

$$T = T_s / P = 18000 / 2.5 = 7200$$

$$\text{接触应力: } K_T = \sqrt[m]{\frac{60n_1T}{C_0}} = \sqrt[3]{\frac{60 \times 355 \times 7200}{10^7}} = 2.21$$

$$K_n = 0.85, K_N = 0.58, K_q = 0.60, K_S = K_T K_n K_N K_q = 0.7$$

$$\sigma_j = \frac{2088 \times 1000}{Zm} \sqrt{\frac{(u+1)K_1K_2K_3K_S N}{uBn_j}} (\text{MPa}) \quad [N \text{ 为传递的额定功率 (KW)}] \quad N = 3.2$$

将以上数据代入公式可得 $\sigma_j = 1130\text{Mpa} < 1200\text{Mpa}$

$$\text{弯曲应力: } K_T = \sqrt[m]{\frac{60n_1T}{C_0}} = \sqrt[6]{\frac{60 \times 250 \times 7200}{2 \times 10^6}} = 1.94$$

$$K_n = 0.85, K_N = 0.78, K_q = 0.75, K_S = K_T K_n K_N K_q = 0.99$$

$$\sigma_w = \frac{191 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_S N}{Zm^2 Bn_j} (\text{MPa})$$

将以上数据代入公式可得 $\sigma_w = 20\text{Mpa} < 160\text{Mpa}$

2. 主轴弯曲刚度校核

(1) 主轴刚度符合要求的条件如下:

a 主轴的前端部挠度 $y_s \leq [y] = 0.0002 \times 525 = 0.105$

b 主轴在前轴承处的倾角 $\theta \leq \text{容许值}[\theta]_{\text{轴承}} \leq 0.001\text{rad}$

c 在安装齿轮处的倾角 $\theta \leq \text{容许值}[\theta]_{\text{齿}} \leq 0.001\text{rad}$

(2) 计算如下:

前支撑为双列圆柱滚子轴承, 后支撑为角接触轴承架立放圆柱滚子轴承跨距

$L=450\text{mm}$.

当量外径 $d_e = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{450 + 110}{2} = 285\text{mm}$

主轴刚度:

因为 $d_i/d_e=25/285=0.088<0.7$,所以孔对刚度的影响可忽略;

$$k_s = \frac{3 \times 10^4 \times (d_e^4 - d_i^4)}{a_A^2 \times (l + a)} = \frac{3 \times 10^4 \times (0.45^4 - 0.025^4)}{0.11 \times (450 + 110) \times 10^{-3}} = 2\text{kN/mm}$$

刚度要求: 主轴的刚度可根据机床的稳定性和精度要求来评定

3.轴承校核

$$\varphi L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon = 17639 \leq [T](h)$$

4.润滑与密封

主轴转速高, 必须保证充分润滑, 一般常用单独的油管将油引到轴承处。

主轴是两端外伸的轴, 防止漏油更为重要而困难。防漏的措施有两种:

- 1) 密封圈——加密封装置防止油外流。。
- 2) 疏导——在适当的地方做出回油路, 使油能顺利地流回到油箱。

第七章 结构设计

7.1 结构设计的内容、技术要求和方案

设计主轴变速箱的结构包括传动件（传动轴、轴承、带轮、齿轮、离合器和制动器等）、主轴组件、操纵机构、润滑密封系统和箱体及其联结件的结构设计与布置，用一张展开图和若干张横截面图表示。课程设计由于时间的限制，一般只画展开图。

主轴变速箱是机床的重要部件。设计时除考虑一般机械传动的有关要求外，着重考虑以下几个方面的问题。

精度方面的要求，刚度和抗震性的要求，传动效率要求，主轴前轴承处温度和温升的控制，结构工艺性，操作方便、安全、可靠原则，遵循标准化和通用化的原则。

主轴变速箱结构设计时整个机床设计的重点，由于结构复杂，设计中不可避免要经过反复思考和多次修改。在正式画图前应该先画草图。目的是：

(2) 布置传动件及选择结构方案。

(3) 检验传动设计的结果中有无干涉、碰撞或其他不合理的情况，以便及时改正。

(4) 确定传动轴的支承跨距、齿轮在轴上的位置以及各轴的相对位置，以确定各轴的受力点和受力方向，为轴和轴承的验算提供必要的参数。

7.2 展开图及其布置

展开图就是按照传动轴传递运动的先后顺序，假想将各轴沿其轴线剖开并将这些剖切面平整展开在同一个平面上。

I 轴上装的摩擦离合器和变速齿轮。有两种布置方案，一是将两级变速齿轮和离合器做成一体。齿轮的直径受到离合器内径的约束，齿根圆的直径必须大于离合器的外径，负责齿轮无法加工。这样轴的间距加大。另一种布置方案是离合器的左右部分分别装在同轴线的轴上，左边部分接通，得到一级反向转动，右边接通得到三级反向转动。这种齿轮尺寸小但轴向尺寸大。我们采用第一种方案，通过空心轴中的拉杆来操纵离合器的结构。

总布置时需要考虑制动器的位置。制动器可以布置在背轮轴上也可以放在其他轴上。制动器不要放在转速太低轴上，以免制动扭矩太大，是制动尺寸增大。

齿轮在轴上布置很重要，关系到变速箱的轴向尺寸，减少轴向尺寸有利于提高刚度和减小体积。

7.3 I 轴（输入轴）的设计

将运动带入变速箱的带轮一般都安装在轴端，轴变形较大，结构上应注意加强轴的刚度或使轴部受带的拉力（采用卸荷装置）。I 轴上装有摩擦离合器，由于组成离合器的零件很多，装配很不方便，一般都是在箱外组装好 I 轴在整体装入箱内。我们采用的卸荷装置一般是把轴承装载法兰盘上，通过法兰盘将带轮的拉力传递到箱壁上。

车床上的反转一般用于加工螺纹时退刀。车螺纹时，换向频率较高。实现政

反转的变换方案很多，我们采用正反向离合器。正反向的转换在不停车的状态下进行，常采用片式摩擦离合器。由于装在箱内，一般采用湿式。

在确定轴向尺寸时，摩擦片不压紧时，应留有 $0.2\sim 0.4\text{mm}$ 的间隙，间隙应能调整。

离合器及其压紧装置中有三点值得注意：

1) 摩擦片的轴向定位：由两个带花键孔的圆盘实现。其中一个圆盘装在花键上，另一个装在花键轴上的一个环形沟槽里，并转过一个花键齿，和轴上的花键对正，然后用螺钉把错开的两个圆盘连接在一起。这样就限制了轴向和周向德两个自由度，起了定位作用。

2) 摩擦片的压紧由加力环的轴向移动实现，在轴系上形成了弹性力的封闭系统，不增加轴承轴向复合。

3) 结构设计时应使加力环推动摆杆和钢球的运动是不可逆的，即操纵力撤消后，有自锁作用。

I 轴上装有摩擦离合器，两端的齿轮是空套在轴上，当离合器接通时才和轴一起转动。但脱开的另一端齿轮，与轴回转方向是相反的，二者的相对转速很高（约为两倍左右）。结构设计时应考虑这点。

齿轮与轴之间的轴承可以用滚动轴承也可以用滑动轴承。滑动轴承在一些性能和维修上不如滚动轴承，但它的径向尺寸小。

空套齿轮需要有轴向定位，轴承需要润滑。

7.4 齿轮块设计

7.4.1 齿轮块设计

齿轮是变速箱中的重要元件。齿轮同时啮合的齿数是周期性变化的。也就是说，作用在一个齿轮上的载荷是变化的。同时由于齿轮制造及安装误差等，不可避免要产生动载荷而引起振动和噪音，常成为变速箱的主要噪声源，并影响主轴回转均匀性。在齿轮块设计时，应充分考虑这些问题。

齿轮块的结构形式很多，取决于下列有关因素：

- 1) 是固定齿轮还是滑移齿轮；
- 2) 移动滑移齿轮的方法；
- 3) 齿轮精度和加工方法；

变速箱中齿轮用于传递动力和运动。它的精度选择主要取决于圆周速度。采用同一精度时，圆周速度越高，振动和噪声越大，根据实际结果得知，圆周速度会增加一倍，噪声约增大 6dB 。

工作平稳性和接触误差对振动和噪声的影响比运动误差要大，所以这两项精度应选高一级。

为了控制噪声，机床上主传动齿轮都要选用较高的精度。大都是用 7—6—6，圆周速度很低的，才选 8—7—7。如果噪声要求很严，或一些关键齿轮，就应选 6—5—5。当精度从 7—6—6 提高到 6—5—5 时，制造费用将显著提高。

不同精度等级的齿轮，要采用不同的加工方法，对结构要求也有所不同。

8 级精度齿轮，一般滚齿或插齿就可以达到。

7 级精度齿轮，用较高精度滚齿机或插齿机可以达到。但淬火后，由于变形，精度将下降。因此，需要淬火的 7 级齿轮一般滚（插）后要剃齿，使精度高于 7，或者淬火后在衍齿。

6 级精度的齿轮，用精密滚齿机可以达到。淬火齿轮，必须磨齿才能达到 6 级。

机床主轴变速箱中齿轮齿部一般都需要淬火。

7.4.2 其他问题

滑移齿轮进出啮合的一端要圆齿，有规定的形状和尺寸。圆齿和倒角性质不同，加工方法和画法也不一样，应予以注意。

选择齿轮块的结构要考虑毛坯形式（棒料、自由锻或模锻）和机械加工时的安装和定位基面。尽可能做到省工、省料又易于保证精度。

齿轮磨齿时，要求有较大的空刀（砂轮）距离，因此多联齿轮不便于做成整体的，一般都做成组合的齿轮块。有时为了缩短轴向尺寸，也有用组合齿轮的。

要保证正确啮合，齿轮在轴上的位置应该可靠。滑移齿轮在轴向位置由操纵机构中的定位槽、定位孔或其他方式保证，一般在装配时最后调整确定。

7.5 传动轴的设计

机床传动轴，广泛采用滚动轴承作支撑。轴上要安装齿轮、离合器和制动器等。传动轴应保证这些传动件或机构能正常工作。

首先传动轴应有足够的强度、刚度。如挠度和倾角过大，将使齿轮啮合不良，轴承工作条件恶化，使振动、噪声、空载功率、磨损和发热增大；两轴中心距误差和轴芯线间的平行度等装配及加工误差也会引起上述问题。

传动轴可以是光轴也可以是花键轴。成批生产中，有专门加工花键的铣床和磨床，工艺上并无困难。所以装滑移齿轮的轴都采用花键轴，不装滑移齿轮的轴也常采用花键轴。

花键轴承载能力高，加工和装配也比带单键的光轴方便。

轴的部分长度上的花键，在终端有一段不是全高，不能和花键空配合。这是加工时的过渡部分。一般尺寸花键的滚刀直径 $D_{\text{刀}}$ 为 65~85 mm。

机床传动轴常采用的滚动轴承有球轴承和滚锥轴承。在温升、空载功率和噪声等方面，球轴承都比滚锥轴承优越。而且滚锥轴承对轴的刚度、支撑孔的加工精度要求都比较高。因此球轴承用的更多。但是滚锥轴承内外圈可以分开，装配方便，间隙容易调整。所以有时在没有轴向力时，也常采用这种轴承。选择轴承的型号和尺寸，首先取决于承载能力，但也要考虑其他结构条件。

同一轴心线的箱体支撑直径安排要充分考虑镗孔工艺。成批生产中，广泛采用定径镗刀和可调镗刀头。在箱外调整好镗刀尺寸，可以提高生产率和加工精度。还常采用同一镗刀杆安装多刀同时加工几个同心孔的工艺。下面分析几种镗孔方式：对于支撑跨距长的箱体孔，要从两边同时进行加工；支撑跨距比较短的，可以从一边（从大孔方面进刀）伸进镗杆，同时加工各孔；对中间孔径比两端大的箱体，镗中间孔必须在箱内调刀，设计时应尽可能避免。

既要满足承载能力的要求，又要符合孔加工工艺，可以用轻、中或重系列轴承来达到支撑孔直径的安排要求。

两孔间的最小壁厚，不得小于 $5\sim 10\text{ mm}$ ，以免加工时孔变形。

花键轴两端装轴承的轴颈尺寸至少有一个应小于花键的内径。

一般传动轴上轴承选用 G 级精度。

传动轴必须在箱体内保持准确位置，才能保证装在轴上各传动件的位置正确性，不论轴是否转动，是否受轴向力，都必须有轴向定位。对受轴向力的轴，其轴向定位就更重要。

回转的轴向定位（包括轴承在轴上定位和在箱体孔中定位）在选择定位方式时应注意：

5. 轴的长度。长轴要考虑热伸长的问題，宜由一端定位。
6. 轴承的间隙是否需要调整。
7. 整个轴的轴向位置是否需要调整。
8. 在有轴向载荷的情况下不宜采用弹簧卡圈。
9. 加工和装配的工艺性等。

7.6 主轴组件设计

主轴组件结构复杂，技术要求高。安装工件（车床）或者刀具（铣床、钻床等）的主轴参予切削成形运动，因此它的精度和性能直接影响加工质量（加工精度和表面粗糙度），设计时主要围绕着保证精度、刚度和抗振性，减少温升和热变形等几个方面考虑。

7.6.1 各部分尺寸的选择

主轴形状与各部分尺寸不仅和强度、刚度有关，而且涉及多方面的因素。

1) 内孔直径

车床主轴由于要通过棒料，安装自动卡盘的操纵机构及通过卸顶尖的顶杆，必须是空心轴。为了扩大使用范围，加大可加工棒料直径，车床主轴内孔直径有增大的趋势。

2) 轴颈直径

前支撑的直径是主轴上一主要的尺寸，设计时，一般先估算或拟定一个尺寸，结构确定后再进行核算。

3) 前锥孔直径

前锥孔用来装顶尖或其他工具锥柄，要求能自锁，目前采用莫氏锥孔。

4) 支撑跨距及悬伸长度

为了提高刚度，应尽量缩短主轴的外伸长度 a 。选择适当的支撑跨距 L ，一般推荐取： $L/a = 3\sim 5$ ，跨距 L 小时，轴承变形对轴端变形的影响大。所以，轴承刚度小时， L/a 应选大值，轴刚度差时，则取小值。

跨距 L 的大小，很大程度上受其他结构的限制，常常不能满足以上要求。安排结构时力求接近上述要求。

7.6.2 主轴轴承

1) 轴承类型选择

主轴前轴承有两种常用的类型：

双列短圆柱滚子轴承。承载能力大，可同时承受径向力和轴向力，结构比较简单，但允许的极限转速低一些。

与双列短圆柱滚子轴承配套使用承受轴向力的轴承有三种：

60°角双向推力向心球轴承。是一种新型轴承，在近年生产的机床上广泛采用。具有承载能力大，允许极限转速高的特点。外径比同规格的双列圆柱滚子轴承小一些。在使用中，这种轴承不承受径向力。

推力球轴承。承受轴向力的能力最高，但允许的极限转速低，容易发热。

向心推力球轴承。允许的极限转速高，但承载能力低，主要用于高速轻载的机床。

2) 轴承的配置

大多数机床主轴采用两个支撑，结构简单，制造方便，但为了提高主轴刚度也有用三个支撑的了。三支撑结构要求箱体上三支撑孔具有良好的同心度，否则温升和空载功率增大，效果不一定好。三孔同心在工艺上难度较大，可以用两个支撑的主要支撑，第三个为辅助支撑。辅助支撑轴承（中间支撑或后支撑）保持比较大的游隙（约 0.03~0.07 mm），只有在载荷比较大、轴产生弯曲变形时，辅助支撑轴承才起作用。

轴承配置时，除选择轴承的类型不同外，推力轴承的布置是主要差别。推力轴承布置在前轴承、后轴承还是分别布置在前、后轴承，影响着温升后轴的伸长方向以及结构的负责程度，应根据机床的实际要求确定。

在配置轴承时，应注意以下几点：

(2) 每个支撑点都要能承受经向力。

(3) 两个方向的轴向力应分别有相应的轴承承受。

(4) 径向力和两个方向的轴向力都应传递到箱体上，即负荷都由机床支撑件承受。

3) 轴承的精度和配合

主轴轴承精度要求比一般传动轴高。前轴承的误差对主轴前端的影响最大，所以前轴承的精度一般比后轴承选择高一级。

普通精度级机床的主轴，前轴承的选 C 或 D 级，后轴承选 D 或 E 级。选择轴承的精度时，既要考虑机床精度要求，也要考虑经济性。

轴承与轴和轴承与箱体孔之间，一般都采用过渡配合。另外轴承的内外环都是薄壁件，轴和孔的形状误差都会反映到轴承滚道上去。如果配合精度选的太低，会降低轴承的回转精度，所以轴和孔的精度应与轴承精度相匹配。

1) 轴承间隙的调整

为了提高主轴的回转精度和刚度，主轴轴承的间隙应能调整。把轴承调到合适的负间隙，形成一定的预负载，回转精度和刚度都能提高，寿命、噪声和抗震性也有改善。预负载使轴承内产生接触变形，过大的预负载对提高刚度没有明显的小果，而磨损发热量和噪声都会增大，轴承寿命将因此而降低。

轴承间隙的调整量，应该能方便而且能准确地控制，但调整机构的结构不能太复杂。双列短圆柱滚子轴承内圈相对外圈可以移动，当内圈向大端轴向移动时，

由于 1:12 的内锥孔，内圈将胀大消除间隙。

其他轴承调整也有与主轴轴承相似的问题。特别要注意：调整落幕的端面与螺纹中心线的垂直度，隔套两个端面的平行度都由较高要求，否则，调整时可能将轴承压偏而破坏精度。隔套越长，误差的影响越小。

螺母端面对螺纹中心线垂直度、轴上和孔上套筒两端平行度等均有严格的精度要求。

7.6.3 主轴与齿轮的连接

齿轮与主轴的连接可以用花键或者平键；轴做成圆柱体，或者锥面（锥度一般取 1:15 左右）。锥面配合对中性好，但加工较难。平键一般用一个或者两个（相隔 180 度布置），两国特键不但平衡较好，而且平键高度较低，避免因齿轮键槽太深导致小齿轮轮毂厚度不够的问题。

7.6.4 润滑与密封

主轴转速高，必须保证充分润滑，一般常用单独的油管将油引到轴承处。

主轴是两端外伸的轴，防止漏油更为重要而困难。防漏的措施有两种：

1) 堵——加密封装置防止油外流。

主轴转速高，多采用非接触式的密封装置，形式很多，一种轴与轴承盖之间留 0.1~0.3 mm 的间隙（间隙越小，密封效果越好，但工艺困难）。还有一种是在轴承盖的孔内开一个或几个并列的沟槽（圆弧形或 V 形），效果比上一种好些。在轴上增开了沟槽（矩形或锯齿形），效果又比前两种好。

在有大量切屑、灰尘和冷却液的环境中工作时，可采用曲路密封，曲路可做成轴向或径向。径向式的轴承盖要做成剖分式，较为复杂。

2) 疏导——在适当的地方做出回油路，使油能顺利地流回到油箱。

7.6.5 其他问题

主轴上齿轮应尽可能靠近前轴承，大齿轮更应靠前，这样可以减小主轴的扭转变形。

当后支承采用推力轴承时，推力轴承承受着前向后的轴向力，推力轴承紧靠在孔的内端面，所以，内端面需要加工，端面和孔有较高的垂直度要求，否则将影响主轴的回转精度。支承孔如果直接开在箱体上，内端面加工有一定难度。为此，可以加一个杯形套孔解决，套孔单独在车床上加工，保证高的端面与孔的垂直度。

主轴的直径主要取决于主轴需要的刚度、结构等。各种牌号钢材的弹性模量基本一样，对刚度影响不大。主轴一般选优质中碳钢即可。精度较高的机床主轴考虑到热处理变形的影响，可以选用 40Cr 或其他合金钢。主轴头部需要淬火，硬度为 RC 50~55。其他部分处理后，调整硬度为 HB 220~250。

结束语

- 1、本次课程设计是针对《机械系统设计》专业课程基础知识的一次综合性应用设计，设计过程应用了《机械制图》、《机械原理》、《工程力学》等。
- 2、本次课程设计充分应用了以前所学习的知识，并应用这些知识来分析和解决实际问题。
- 3、本次课程设计进一步掌握了一般设计的设计思路和设计切入点，同时对机械部件的传动设计和动力计算也提高了应用各种资料 and 实际动手的能力。
- 4、本次课程设计进一步规范了制图要求，掌握了机械设计的基本技能。
- 5、本次课程设计由于学习知识面的狭窄和对一些概念的理解不够深刻，以及缺乏实际设计经验，使得设计过程中出现了许多不妥和错误之处，诚请老师给予指正和教导。

参考文献

- 【1】、段铁群 主编 《机械系统设计》 科学出版社 第一版
- 【2】、于惠力 主编 《机械设计》 科学出版社 第一版
- 【3】、戴 曙 主编 《金属切削机床设计》 机械工业出版社
- 【4】、戴 曙 主编 《金属切削机床》 机械工业出版社 第一版
- 【4】、赵九江 主编 《材料力学》 哈尔滨工业大学出版社 第一版
- 【6】、郑文经 主编 《机械原理》 高等教育出版社 第七版
- 【7】、于惠力 主编 《机械设计课程设计》 科学出版社