

---

# 车床主轴箱

---

目录

第 1 章 概述.....	4
1.1 机床设计的意义.....	4
1.2 机床课程设计的目的.....	4
1.3 机床主轴箱的设计参数.....	4
1.4 操作性能要求.....	4
第 2 章 参数的拟定.....	5
2.1 确定转速范围.....	5
2.2 主电机选择.....	5
第 3 章 传动设计.....	6
3.1 传动组和传动副数的确定.....	6
3.3 速比分配和转速图.....	7
3.3 拟定传动系统图.....	9
第 4 章 带传动设计.....	13
4.1 确定计算功率.....	13
4.2 选择 V 带的带型.....	13
4.3 确定带轮的基准直径.....	13
4.4 确定 V 带的中心距和基准长度.....	13
4.5 验算小带轮的包角.....	14
4.6 计算带的根数 $z$ .....	14
4.7 计算单根 V 带的初拉力.....	14
4.8 计算压轴力.....	14
第 5 章 齿轮设计.....	17
5.1 齿轮齿数的确定.....	17
5.2 主轴转速的验算.....	20
5.3 模数计算和校核.....	20
5.4 各组齿轮参数.....	26
第 6 章 传动轴设计.....	28
6.1 传动轴的设计.....	28
6.2 传动轴的校核.....	30

---

6.3 主轴的设计与校核.....	33
第 7 章 离合器设计.....	37
第 8 章 标准件校核.....	39
8.1 轴承的校核.....	39
8.2 花键的校核.....	40
8.3 平键的校核.....	40
第 9 章 其他设计说明.....	42
9.1 润滑与密封.....	42
9.2 组装设计说明.....	42
9.3 经济型分析.....	42
第 10 章 结 论.....	43
参考文献.....	44
致 谢.....	45

---

# 第 1 章 概述

## 1.1 机床设计的意义

金属切削机床是用切削的方法将金属毛坯加工成机器零件的机器，它是制造机器的机器，又称为“工作母机”或“工具机”。

在现代机械制造业中，金属切削机床是加工机器零件的主要设备，它所担负的工作量，约占机器总制造工作量的 40%~60%。机床的技术水平直接影响机械制造业的产品质量和劳动生产率。

## 1.2 机床课程设计的目的

课程设计是在学生学完相应课程及先行课程之后进行的实习性教学环节，是大学生必修环节，其目的在于通过机床运动机械变速传动系统的结构设计，使学生在拟定传动和变速的结构方案过程中，得到设计构思，方案分析，结构工艺性，机械制图，零件计算，编写技术文件和查阅技术资料等方面的综合训练，树立正确的设计思想，掌握基本的设计方法，并培养学生具有初步的结构分析，结构设计和计算能力。

## 1.3 机床主轴箱的设计参数

普通机床的规格和类型有系列型谱作为设计时应该遵照的基础。因此，对这些基本知识和资料作些简要介绍。本次设计的是普通型车床主轴变速箱。主要用于加工回转体。

表 1-1 机床主轴箱的设计参数

电机转速	电机功率 N (kw)	主轴最低转速 $N_{min}$ (rpm)	公比 $\phi$	转速级数 Z
1440	5.5	37.5	1.41	12

## 1.4 操作性能要求

- 1) 具有皮带轮卸荷装置
- 2) 手动操纵双向摩擦片离合器实现主轴的正反转及停止运动要求
- 3) 主轴的变速由变速手柄完成

## 第 2 章 参数的拟定

### 2.1 确定转速范围

依据题目要求选级数  $Z=12$ ,  $\phi=1.41$  考虑到设计的结构复杂程度要适中, 故采用常规的扩大传动。通过简单的运算, 根据《机械系统设计》得到如下适用于本次设计的标准转速:

37.5, 53, 75, 106, 150, 212, 300, 425, 600, 850, 1180, 1700, 共 12 级。

1.00	2.36	5.6	13.2	31.5	75	180	425	1000	2360	5600
1.06	2.5	6.0	14	33.5	80	190	450	1060	2500	6000
1.12	2.65	6.3	15	35.5	85	200	475	1120	2650	6300
1.18	2.8	6.7	16	37.5	90	212	500	1180	2800	6700
1.25	3.0	7.1	17	40	95	224	530	1250	3000	7100
1.32	3.15	7.5	18	42.5	100	236	560	1320	2150	7500
1.4	3.35	8.0	19	45	106	250	600	1400	3350	8000
1.5	3.55	8.5	20	47.5	112	265	630	1500	3550	8500
1.6	3.75	9.0	21.2	50	118	280	670	1600	3750	9000
1.7	4.0	9.5	22.4	53	125	300	710	1700	4000	9500
1.8	4.25	10	23.6	56	132	315	750	1800	4250	10000
1.9	4.5	10.6	25	60	140	335	800	1900	4500	
2.0	4.75	11.2	26.5	63	150	355	850	2000	4750	
2.12	5.0	11.8	28	67	160	375	900	2120	5000	
2.24	5.3	12.5	30	71	170	400	950	2240	5300	

图 2-1 标准转速序列

### 2.2 主电机选择

合理地确定电机功率  $N$ , 使机床既能充分发挥其性能, 满足生产需要, 又不致使电机经常轻载而降低功率因素。

已知电动机的功率是 5.5KW, 根据《车床设计手册》附录表选, 可选取电机为: Y132S-4 额定功率为 5.5KW, 满载转速为 1440r/min。

---

## 第 3 章 传动设计

### 3.1 传动组和传动副数的确定

结构式、结构网对于分析和选择简单的串联式的传动不失为有用的方法，但对于分析复杂的传动并想由此导出实际的方案，就并非十分有效。

级数为  $Z$  的传动系统由若干个顺序的传动组组成，各传动组分别有  $Z_1$ 、 $Z_2$ 、……个传动副。即  $Z=Z_1Z_2Z_3\cdots$

传动副中由于结构的限制以 2 或 3 为合适，即变速级数  $Z$  应为 2 和 3 的因子： $Z=2^a \times 3^b$ ，本设计为 12 级变速，可以有以下几种方案：

第一行  $6 \times 2, 2 \times 6,$

第二行  $3 \times 2 \times 2, 2 \times 3 \times 2, 2 \times 2 \times 3,$

第三行 无

12 级转速传动系统的传动组，选择传动组安排方式时，考虑到机床主轴变速箱的具体结构、装置和性能。

主轴对加工精度、表面粗糙度的影响很大，因此主轴上齿轮少些为好。最后一个传动组的传动副常选用 2，只有在特殊情况下会选用 3。

综上所述，传动式为  $12=3 \times 2 \times 2$ 。

在上面的两行方案中，第一行方案是由传动副组成的两个变速组，这两个变速组串联构成了主轴的 12 级转速。这样的方案能够省掉一根轴，但有一个传动组内将出现多个传动副。假如用一个多联滑移齿轮，那么轴向尺寸会增大。假如采用若干个双联滑移齿轮与若干个三联滑移齿轮组合使用，那么，为了防止各滑移齿轮同时啮合，操纵机构必须实现互锁。综上所述，第一行中的方案一般不采用。

对于第二行中的三个方案，将出现三个变速组，每个变数组中有 2 个或者 3 个传动副。我们能够采用双联或者三联滑移齿轮来变速。该行方案中总的传动副数最少，轴向尺寸较小，操纵机构也相对简单。因此，在主轴转速为 12 级的分级变速系统设计中，通常采用第二行中的方案。

根据公式  $T=9550P/n$  可得，传动件所传递的功率  $P$  与它的计算转速  $n$  决定了传递转矩  $T$ 。一般情况下，从电动机到主轴为降速传动。即所谓的“近电机高转速”，从而计

算转速  $n$  也较高, 那么需要传递的转矩就较小, 尺寸也较小。根据传动副的“前多后少”原则, 即将传动副较多的变速组安排在靠近电动机处, 这样可以多些小尺寸的零件, 少些大尺寸的零件, 不仅可以节省材料, 还可以使变速箱结构紧凑。因此, 对于第二行中的三种方案, 我们通常采用  $12=3 \times 2 \times 2$  的方案。

在方案  $12=3 \times 2 \times 2$  中, 由于基本组与扩大组之间的排列顺序不同, 又将衍生出几种不同的方案。几种方案的结构式如下:

表 3-1 传动方案

$12=3_1 \times 2_3 \times 2_6$	$12=3_2 \times 2_1 \times 2_6$	$12=3_2 \times 2_6 \times 2_1$
$12=3_1 \times 2_6 \times 2_3$	$12=3_4 \times 2_1 \times 2_2$	$12=3_4 \times 2_2 \times 2_1$

在这几个方案中, 首先应对各个方案变速组的变速范围进行验算。

设计机床的变速系统中, 在降速传动时, 为了避免从动齿轮的直径过大而使径向尺寸随之增大, 通常使传动副的最小传动比  $i_{\min} \geq 0.25$ 。在升速传动中, 防止产生过大的噪声与震动, 通常使传动副的最大传动比  $i_{\max} \leq 2$ 。对于斜齿圆柱齿轮传动比较平稳, 可以取  $i_{\max} \leq 2.5$ 。故, 在一般情况下变速组的变速范围应满足以下条件:

$$r_{\max} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \leq 8 \sim 10 \quad (3-1)$$

在这几种方案中, 校核最后一个扩大组是  $2_6$  的变速组, 其变速范围:

$$r_2 = \phi^{(p-1)x} = 1.41^{(2-1) \times 6} = 8 \quad (3-3)$$

满足传动组的极限变速范围要求。根据中间轴变速范围最小的原则, 即“前密后疏”, 最佳方案结构式为:  $12=3_1 \times 2_3 \times 2_6$ 。

### 3.3 速比分配和转速图

最后, 经查阅文献资料得知, 在设计传动系统时, 电动机与主轴的转速已经确定。当降速时, 分配传动比应使各中间传动轴的最低转速适当的高些。因为转速高时, 在传递一定功率的条件下, 传递到扭矩就小, 相应的传动件尺寸就小。因此, 按传动顺序的各变速组的最小传动比应采取逐步降速的方法, 而且最后扩大组的最小传动比一般取极限值, 即要求在减速传动时采取“前缓后急”的原则, 满足

$$i_{\text{amin}} \geq i_{\text{bmin}} \geq i_{\text{cmin}} \geq \dots \geq \frac{1}{4}$$

根据本课题所提供的电动机与主轴的转速参数要求, 结合以上所得出的结论, 通过分配各传动组的传动比已确定中间轴的转速, 即可得出转速图。

刚开始的时候已经将主轴 IV 的转速确定完成，接下来确定 III 轴的转速。令最后一级变速组为变速组 C, 则变速组 C 的变速范围是

$$r_2 = \phi^{(p-1)x} = 1.41^{(2-1)\times 6} = 8 \quad (3-4)$$

可知两个传动副的传动比必然是最大和最小的两个极限值，即

$$i_{cmax} = 2, i_{cminx} = 0.25$$

由此可得 III 轴转速分别为，600,425,300,212,150,106,。计算

$$i_{cmin} = \frac{37.5}{106} = 0.25 \geq 0.35 \quad (3-5)$$

随后确定 II 轴的转速，令上一变速组为变速组 b, 则变速组 b 的级比指数为 3, 该变速组的变速范围应在传动比极限值的范围内，因为不同大小型号的机床，同时由于本课题所设计的机床为小型机床，对于小型机床，由于功率较小，传动件本身不会太大，因此这是振动、发热和噪声是应该考虑的最主要的问题，因此作为中间轴，对其转速应该进行限制，尽可能的降低，但同时要保证“前缓后急”的原则。本次设计取 II 轴转速分别为 600,425,300,。计算

$$i_{bmin} = \frac{106}{300} = 0.35 \geq i_{300min} \quad (3-6)$$

同理确定第一变速组 a, 考虑到最好能保证包括 V 带在内的速比变化同样能满足“前缓后急”原则，即

$$i_v \geq i_{amin} \geq i_{bmin}$$

初步选取 I 轴转速为 840，计算

$$i_v = \frac{840}{1440} = 0.58 \geq i_{amin} = \frac{300}{840} = 0.36 \geq i_{bmin} = 0.35 \quad (3-7)$$

因此可知本次设计的各轴转速符合要求，现将各轴转速绘制成转速图。



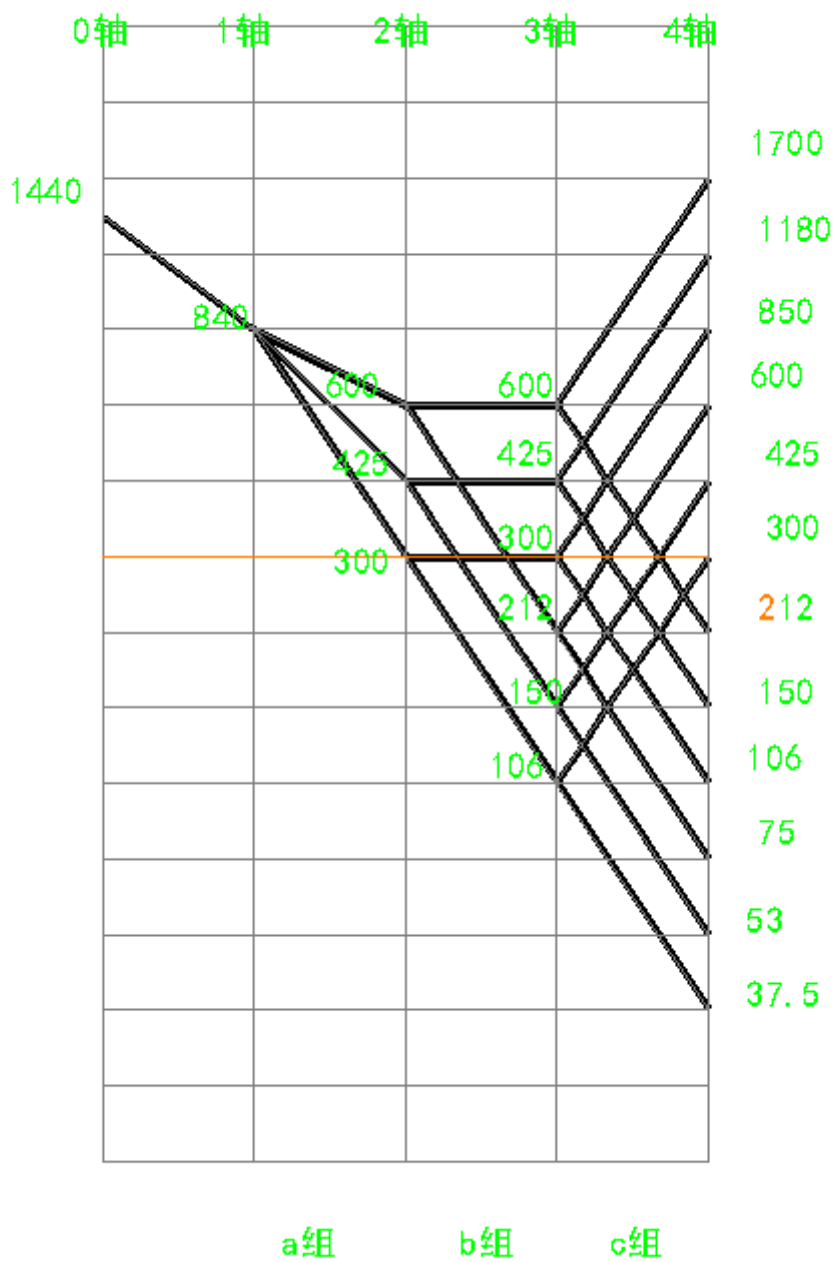


图 3-1 转速图

### 3.3 拟定传动系统图

拟定主传动系统传动方案，设计有电动机轴、I 轴、II 轴、III 轴和主轴 IV，电机由电动机轴输出动力，通过普通 V 带传动将动力输送至 I 轴，电动机轴和 I 轴分别设计有不同大小的带轮用以减速。I 轴上同时设计有三个固定齿轮，II 轴上有两组移动 三

联滑移齿轮，其中一组可以与 I 轴上的不同齿轮啮合，将动力传送至 III 轴，同时获得不同的转速比。II 轴上设计另一组三联滑移齿轮，此三联滑移齿轮又同 III 轴齿轮啮合将动力传递至 III 轴。III 轴设计有三个固定齿轮和一个双联滑移齿轮，三个不同齿数的固定齿轮通过与 II 轴上的三联滑移齿轮啮合获得不同的转速比，同时双联滑移齿轮通过滑移与主轴 IV 啮合也可获得不同的转速比，同时将动力传递至主轴 IV。主轴 IV 是由两只齿轮通过铸造的方式同主轴 IV 连为一体的轴齿轮，主轴 IV 通过电动机轴、I 轴、I 轴、III 轴的逐级变速，最终可以获得 12 种不同的转速，主轴传动系统简图如图所示

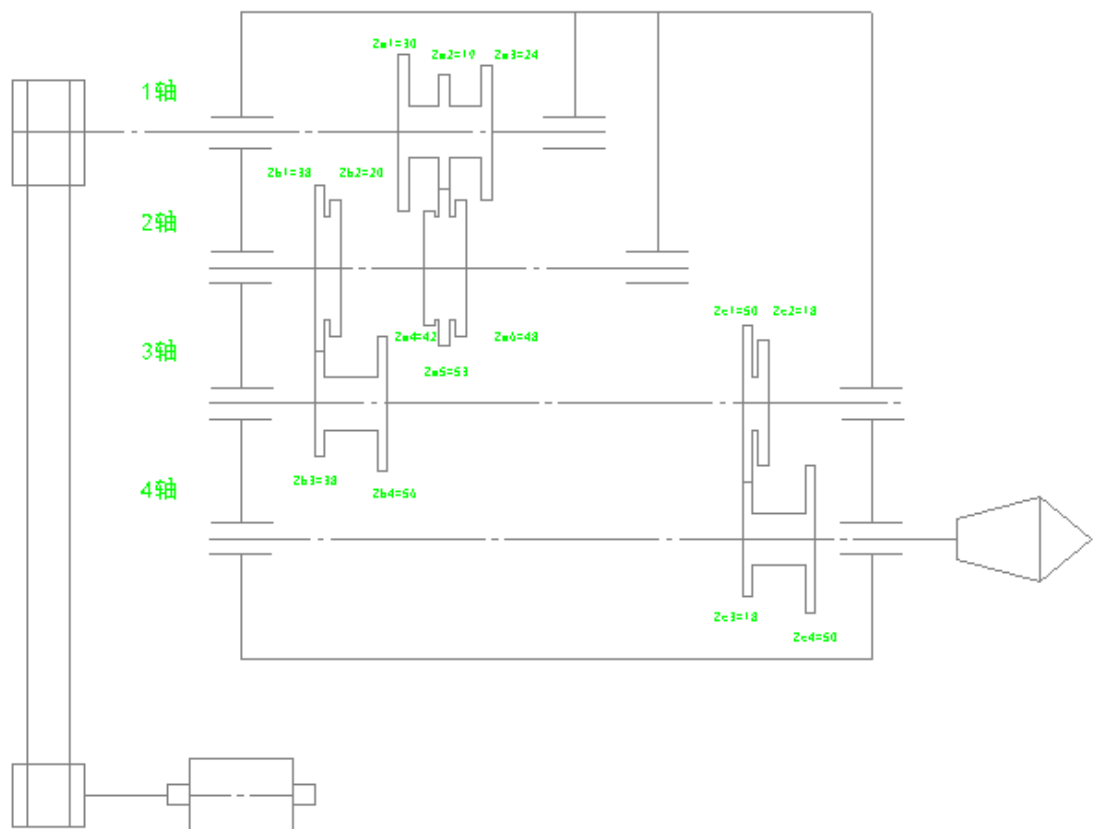


图 3-2 传动系统图

各轴功率的计算, 取 V 带传递效率  $\eta_1=0.95$ , 轴承传递效率  $\eta_2=0.99$ , 齿轮传递效率  $\eta_3=0.96$

计算一轴功率

$$P_I = P \eta_1 \eta_2 = 5.5 \times 0.95 \times 0.99 = 5.17 \text{kw}$$

计算二轴功率

$$P_{II} = P \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 = 5.5 \times 0.95 \times 0.99^2 \times 0.96 = 4.92 \text{kw}$$

计算三轴功率

$$P_{III} = P \eta_1 \eta_2^3 \eta_3^2 = 5.5 \times 0.95 \times 0.99^3 \times 0.96^2 = 4.67 \text{kw}$$

计算四轴功率

$$P_{IV} = P \eta_1 \eta_2^4 \eta_3^3 = 5.5 \times 0.95 \times 0.99^4 \times 0.96^3 = 4.44 \text{kw} \quad (3-8)$$

各轴的最低转速和计算转速

一轴

$$n_I = 840 \text{rpm}$$

二轴

$$n_{II} = 300 \text{rpm}$$

三轴

$$n_{III} = 106 \text{rpm}$$

四轴

$$n_{\min} = 37.5 \text{rpm}$$

主轴的计算转速为

$$n_{IV} = n_{\min} \phi^{\left(\frac{z}{3}-1\right)} = 37.5 \times 1.41^{\left(\frac{12}{3}-1\right)} = 105 \text{rpm} \quad (3-9)$$

各轴最大扭矩为

一轴

$$T_I = \frac{9550 P_I}{n_I} = \frac{9550 \times 5.17}{840} = 58.78 \text{Nm}$$

二轴

$$T_{II} = \frac{9550 P_{II}}{n_{II}} = \frac{9550 \times 4.92}{300} = 156.62 \text{Nm}$$

三轴

$$T_{III} = \frac{9550 P_{III}}{n_{III}} = \frac{9550 \times 4.67}{106} = 420.74 \text{Nm}$$

四轴

$$T_{IV} = \frac{9550 P_{IV}}{n_{IV}} = \frac{9550 \times 4.44}{105} = 403.83 \text{Nm} \quad (3-10)$$

## 第 4 章 带传动设计

### 4.1 确定计算功率

查得工作情况系数  $K_A=1.1$ ，故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 5.5 = 6.05 \text{ kW} \quad (4-1)$$

### 4.2 选择 V 带的带型

根据  $P_{ca}$ 、 $n_1$  由手册选用 A 型。

### 4.3 确定带轮的基准直径

1) 初选小带轮的基准直径  $d_{d1}$ 。由手册，取小带轮的基准直径  $d_{d1}=95\text{mm}$ 。

2) 验算带速  $v$ 。按式验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 95 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.16 \text{ m/s} \quad (4-2)$$

3) 计算大带轮的基准直径。根据式，计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i d_{d1} = 1.714285714 \times 95 = 162.8571429 \text{ mm} \quad (4-3)$$

取标准值为  $d_{d2}=160\text{mm}$ 。

### 4.4 确定 V 带的中心距和基准长度

根据式

$$0.7 \times (d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2 \times (d_{d1} + d_{d2}) \quad (4-4)$$

初定中心距  $a_0=344.25\text{mm}$ 。

由式计算带所需的基准长度

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0} = 2 \times 344.25 + \frac{3.14}{2} \times (95 + 160) + \frac{(160-95)^2}{4 \times 344.25} = 1091.92 \text{ mm} \quad (4-5)$$

由表选带的基准长度  $L_d=1120\text{mm}$ 。

按式计算实际中心距  $a$ 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} \approx 344.25 + \frac{1120 - 1091.92}{2} = 358.29 \text{ mm} \quad (4-6)$$

#### 4.5 验算小带轮的包角

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times \left(\frac{57.3^\circ}{a}\right) \approx 180^\circ - (160 - 95) \times \left(\frac{57.3^\circ}{358.29}\right) = 169.60 > 120^\circ \quad (4-7)$$

#### 4.6 计算带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率  $P_r$ 。

由  $d_{d1}=95\text{mm}$  和  $n_1=1440\text{r/min}$ , 查得  $P_0=1.07\text{kW}$ 。

根据  $n_1=1440\text{r/min}$ ,  $i=1.68$  和 A 型带, 查得  $\Delta P_0=0.15\text{kW}$ 。

查得  $K_a=0.98$ ,  $K_L=0.91$ , 于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \times K_a K_L = (1.07 + 0.15) \times 0.98 \times 0.91 = 1.09 \text{ kw} \quad (4-8)$$

2) 计算带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{1.09}{6.05} = 5.56 \quad (4-9)$$

取 6 根。

#### 4.7 计算单根 V 带的初拉力

查得 A 型带的单位长度质量  $q=0.1\text{kg/m}$ , 所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_a) \times P_{ca}}{K_a z v} + q v^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.98) \times 6.05}{0.98 \times 6 \times 7.16} + 0.1 \times 7.16^2 = 109.17 \text{ N} \quad (4-10)$$

#### 4.8 计算压轴力

$$F_Q = 2 z F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 6 \times 109.17 \times \sin\left(\frac{169.60}{2}\right) = 1304.66 \text{ N} \quad (4-11)$$

1) 带轮结构设计

1) 小带轮的结构设计

小带轮的轴孔直径  $d=38\text{mm}$

因为小带轮  $d_{d1}=95$

小带轮结构选择为实心式。

因此小带轮尺寸如下:

表 4-1 小带轮结构尺寸

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
------	------	------	------

内孔直径 $d$	电机轴	$D=38\text{mm}$	38mm
基准直径 $d_{d1}$			95mm
带轮外径 $d_a$	$d_{d1}+2h_a$	$95+2\times 2.75$	100.5mm
带轮齿根 $d_f$	$d_{d1}-2h_f$	$95-2\times 8.7$	77.6mm
轮毂直径 $d_1$	$2d$	$2\times 38$	76mm
带轮宽度 $B$	$(z-1)\times e+2\times f$	$(6-1)\times 15+2\times 9$	93mm
轮毂宽度 $L$	$d_1$	$d_1$	76mm

小带轮的简图如下

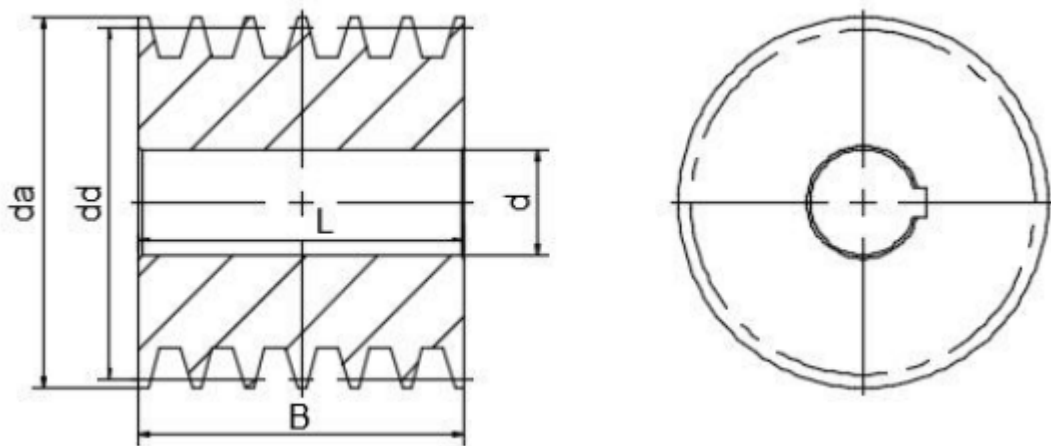


图 3-1 小带轮结构示意图

## 2) 大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径  $d=75\text{mm}$

因为大带轮  $d_{d2}=160\text{mm}$

因此大带轮结构选择为孔板式。

因此大带轮尺寸如下：

表 4-2 大带轮结构尺寸

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 $d$	高速轴	$D=75\text{mm}$	75mm
基准直径 $dd_2$			160mm
带轮外径 $d_a$	$dd_1+2h_a$	$95+2\times 2.75$	165.5mm
带轮齿根 $d_f$	$dd_1-2h_a$	$95-2\times 2.75$	142.6mm
轮毂直径 $d_1$	$2d$	$2\times 75$	150mm

带轮宽度 B	$(z-1) \times e + 2 \times f$	$(6-1) \times 15 + 2 \times 9$	33mm
轮毂宽度 L	2d	$2 \times 75$	150mm

大带轮的结构简图如下

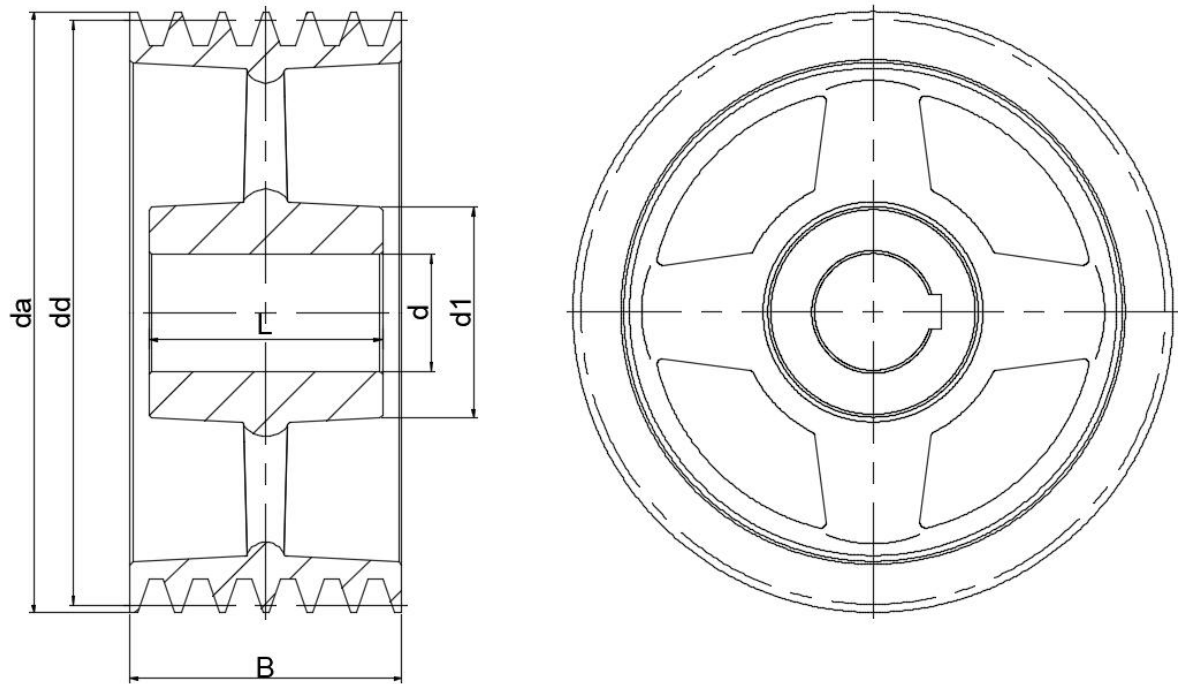


图 3-2 大带轮结构示意图

## 2) 主要设计结论

选用 A 型 V 带 6 根，基准长度 1120mm。带轮基准直径  $d_{d1}=95\text{mm}$ ， $d_{d2}=160\text{mm}$ ，中心距控制在  $a=358.29\text{mm}$ 。单根带初拉力  $F_0=109.17\text{N}$ 。

---

## 第 5 章 齿轮设计

### 5.1 齿轮齿数的确定

当各变速组的传动比确定以后，可确定齿轮齿数。对于定比传动的齿轮齿数可依据机械设计手册推荐的方法确定。对于变速组内齿轮的齿数，如传动比是标准公比的整数次方时，变速组内每对齿轮的齿数和  $S_z$  及小齿轮的齿数可以中选取。一般在主传动中，最小齿数应大于等于 18~20。采用三联滑移齿轮时，应检查滑移齿轮之间的齿数关系：三联滑移齿轮的最大齿轮之间的齿数差应大于或等于 4，以保证滑移是齿轮外圆不相碰。齿数和  $S_z$  不宜过大，以便限制齿轮的线速度而减少噪声，同时避免中心距增加而使变速箱结构庞大。一般情况下，应满足  $S_z \leq 100-120$ 。

1、确定 a 变速组齿轮齿数，根据前面设计的转速图得到

计算  $i_{a1}$

$$i_{a1} = \frac{840}{600} = 1.4$$

计算  $i_{a2}$

$$i_{a2} = \frac{840}{425} = 1.98$$

计算  $i_{a3}$

$$i_{a3} = \frac{840}{300} = 2.8$$

根据传动比查《机械系统设计》，手册中速比都是  $\geq 1$  的速比，当组内速比小于 1 的时候，应该取  $1/i$ ，根据前面的计算，组内速比最终写为 1.41、2、2.82。

查手册得到 a 变速的可选齿数和为

$S_{a1}$ : 46、48、51、53、55、58...

$S_{a2}$ : 54、57、60、63、66、69...

$S_{a3}$ : 68、69、72、73、76、77...

同时为了保证 a 组变速的中心距相同，因此要使得  $S_{a1}=S_{a2}=S_{a3}=\dots=S_{an}$ ，考虑到最大齿轮之间的齿数差应大于或等于 4，最小齿数应大于 18~20。最终选取  $S_a=72$ ，则 a 变速组各齿数如下表。



表 5-1 a 传动组齿数

$S_a$	$Z_{a1}$	$Z_{a2}$	$Z_{a3}$	...
	30	19	24	
72	$Z_{a1}'$	$Z_{a2}'$	$Z_{a3}'$	...
	42	53	48	

2、确定 b 变速组齿轮齿数，根据前面设计的转速图得到

计算  $i_{b1}$

$$i_{b1} = \frac{600}{600} = 1$$

计算  $i_{b2}$

$$i_{b2} = \frac{600}{212} = 2.83$$

计算  $i_{b3}$

$$i_{b3} = \text{无}$$

根据传动比查《机械系统设计》，手册中速比都是  $\geq 1$  的速比，当组内速比小于 1 的时候，应该取  $1/i$ ，根据前面的计算，组内速比最终写为 1、2.82、。

查手册得到 a 变速的可选齿数和为

$S_{b1}$ : 40、42、44、46、48、50、...

$S_{b2}$ : 68、69、72、73、76、77、...

$S_{b3}$ : ...

同时为了保证 b 组变速的中心距相同，因此要使得  $S_{b1}=S_{b2}=S_{b3}=\dots=S_{bn}$ ，考虑到最大齿轮之间的齿数差应大于或等于 4，最小齿数应大于 18~20。最终选取  $S_b=76$ ，则 b 变速组各齿数如下表。

表 5-2 b 传动组齿数

$S_b$	$Z_{b1}$	$Z_{b2}$	$Z_{b3}$	...
	38	20		
76	$Z_{b1}'$	$Z_{b2}'$	$Z_{b3}'$	...
	38	56		

3、确定 c 变速组齿轮齿数，根据前面设计的转速图得到

计算  $i_{c1}$

$$i_{c1} = \frac{600}{1700} = 0.35$$

计算  $i_{c2}$

$$i_{c2} = \frac{600}{212} = 2.83$$

计算  $i_{c3}$

$$i_{c3} = \text{无}$$

根据传动比查《机械系统设计》，手册中速比都是  $\geq 1$  的速比，当组内速比小于 1 的时候，应该取  $1/i$ ，根据前面的计算，组内速比最终写为 2.82、2.82、。

查手册得到 a 变速的可选齿数和为

$S_{c1}$ : 68、69、72、73、76、77、...

$S_{c2}$ : 68、69、72、73、76、77、...

$S_{c3}$ : ...

同时为了保证 c 组变速的中心距相同，因此要使得  $S_{c1}=S_{c2}=S_{c3}=\dots=S_{cn}$ ，考虑到最大齿轮之间的齿数差应大于或等于 4，最小齿数应大于 18~20。最终选取  $S_c=68$ ，则 c 变速组各齿数如下表。

表 5-3 c 传动组齿数

$S_c$	$Z_{c1}$	$Z_{c2}$	$Z_{c3}$	...
	50	18		
68	$Z_{c1}'$	$Z_{c2}'$	$Z_{c3}'$	...
	18	50		

## 5.2 主轴转速的验算

齿轮齿数确定后，还应该验算一下实际传动比与理论传动比之间的转速误差是否在允许范围内，一般不允许超过  $\pm 10 (\varnothing -1) \% = 0.041$ ，按照如下公式进行验算

$$\left| \frac{n_{\text{实}} - n_{\text{理}}}{n_{\text{理}}} \right| \leq 0.041$$

本次验算一个转速的误差  $n_{\text{理}}$

$$\left| \frac{851.42 - 850}{850} \right| = 0.002 \leq 0.026 \quad (5-1)$$

列出几个转速的误差见下表

表 5-4 转速误差

n 理	850	1700	1700	1180	600	...
n 实	851.42	1696.43	1696.43	1187.50	605.87	...
误差	0.002	0.002	0.002	0.006	0.010	...

### 5.3 模数计算和校核

一般同一变速组内的齿轮取同一模数，选取负荷最重的小齿轮。本部分齿轮均用于主轴箱主传动系统中，为保证齿轮具有足够的强度和使用寿命，齿轮选择材料为 40Cr（调质）硬度达 270HBS，初选齿轮为 8 级工作精度，可满足一般工业加工设备。工作状况初设为，一年 300 天，一天 12 小时，工作寿命 15 年，选取压力角  $\alpha_n=20^\circ$ 。

按齿面接触疲劳强度设计

1)由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht} T}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left( \frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (5-2)$$

①确定公式中的各参数值

试选  $K_{Ht}=1.3$

小齿轮传递的扭矩：

$$T_1=58780N \cdot mm$$

选取齿宽系数  $\phi_d=0.25$

取螺旋角  $\beta=0$ ，查区域系数  $Z_H=2.497$

查得材料的弹性影响系数  $Z_E=189.8MPa$ 。

计算接触疲劳强度用重合度系数  $Z_\epsilon$ 。

$$\alpha_t = \alpha_n = F \quad (5-3)$$

$$\alpha_{at1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos \alpha_t}{z_1 + 2h_a^*}\right) = \arccos\left(\frac{19 \times \cos 20^\circ}{19 + 2 \times 1}\right) = 31.77^\circ \quad (5-4)$$

计算  $\alpha_{at2}$ ：

$$\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos \alpha_t}{z_2 + 2h_a^*}\right) = \arccos\left(\frac{53 \times \cos 20^\circ}{53 + 2 \times 1}\right) = 25.11^\circ \quad (5-5)$$

计算  $\epsilon_\alpha$ ：

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t) + z_2(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t)}{2\pi} = \frac{19 \times (\tan 31.77 - \tan 20) + 53 \times (\tan 25.11 - \tan 20)}{2 \times \pi} = 1.65 \quad (5-6)$$

计算 $Z_{\varepsilon}$ ：

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.65}{3}} = 0.88 \quad (5-7)$$

由公式可得螺旋角系数 $Z_{\beta}$ 。

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 0} = 1 \quad (5-8)$$

计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

$$\sigma_{Hlim1} = 600 \text{Mpa}, \quad \sigma_{Hlim2} = 600 \text{Mpa}$$

由式计算应力循环次数：

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 840 \times 1 \times (12 \times 300 \times 15) = 2721600000 \quad (5-9)$$

计算 $N_2$

$$N_2 = \frac{2721600000}{2.79} = 975667925$$

查取接触疲劳系数

$$K_{HN1} = 0.883, \quad K_{HN2} = 0.904.$$

取失效概率为1%，安全系数 $S=1$ ，由式得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S_H} = \frac{600 \times 0.883}{1} = 529.8 \text{MPa} \quad (5-10)$$

计算 $[\sigma_H]_2$ ：

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S_H} = \frac{600 \times 0.904}{1} = 542.4 \text{MPa} \quad (5-11)$$

取 $[\sigma_H]$ 和 $[\sigma_H]$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

$$[\sigma_H] = 529.8 \text{MPa}$$

②试算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{20.88 H_T}{\phi_d} \left(\frac{i_1 + 1}{i_1}\right) \left(\frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon} Z_{\beta}}{[\sigma_H]}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 58780}{0.25} \frac{2.79 + 1}{2.79} \left(\frac{2.497 \times 189.8 \times 0.88 \times 1}{529.8}\right)^2} = 80.40 \text{ mm} \quad (5-12)$$

2)调整小齿轮分度圆直径

①计算实际载荷系数前的数据准备。

圆周速度  $v$

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 80.40 \times 840}{60 \times 1000} = 3.54 \text{ m/s} \quad (5-13)$$

齿宽

$$b = \phi_d d_{1t} = 0.25 \times 80.40 = 20.10 \text{ mm} \quad (5-14)$$

②计算实际载荷系数  $K_H$ 。

查得使用系数  $K_A=1.25$

根据  $v=3.54 \text{ m/s}$ ，查得动载系数  $K_V=1.084$

查得齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}=1.1$

查得齿向载荷分布系数  $K_{H\beta}=1.136$

由此，得到实际载荷系数

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.084 \times 1.1 \times 1.136 = 1.693 \quad (5-15)$$

③可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 80.40 \sqrt[3]{\frac{1.693}{1.3}} = 87.80 \text{ mm} \quad (5-16)$$

④及相应的齿轮模数

$$m_n = \frac{d_1 \times \cos \beta}{z_1} = \frac{87.80 \times \cos 0}{19} = 4.62 \quad (5-17)$$

取整后， $m=5$

确定传动尺寸

1)计算中心距

$$a = \frac{(z_1+z_2) \times m_n}{2 \times \cos \beta} = \frac{5}{2 \times \cos 0} \times (19 + 53) = 180 \text{ mm} \quad (5-18)$$

计算小、大齿轮的分度圆直径

计算  $d_1$ ：

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \times 19}{\cos 0} = 95 \text{ mm} \quad (5-20)$$

计算  $d_2$ ：

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \times 53}{\cos 0} = 265 \text{ mm} \quad (5-21)$$

3)计算齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.25 \times 95 = 23.75 \text{ mm} \quad (5-22)$$

考虑到不可避免的安装误差，为了保证设计齿宽和节省材料，一般将小齿轮略为加宽

取  $B_1=26\text{mm}$ ,  $B_2=24\text{mm}$

4)计算齿轮传动其它几何尺寸

(1)计算齿顶高、齿根高和全齿高

计算  $h_a$ :

$$h_a = m h^*_a = 5 \times 1 = 5\text{mm} \quad (5-23)$$

计算  $h_f$ :

$$h_f = m(h^*_{an} + c^*_n) = 5 \times (1 + 0.25) = 6.25\text{mm} \quad (5-24)$$

$$h = h_a + h_f = 11.25\text{mm}$$

计算小、大齿轮的齿顶圆直径

计算小齿轮  $d_{a1}$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 95 + 2 \times 5 = 105\text{mm} \quad (5-25)$$

计算大齿轮  $d_{a2}$ :

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 265 + 2 \times 5 = 275\text{mm} \quad (5-26)$$

计算小、大齿轮的齿根圆直径

计算小齿轮  $d_{f1}$ :

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 95 - 2 \times 6.25 = 82.5\text{mm} \quad (5-27)$$

计算小齿轮  $d_{f2}$ :

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 265 - 2 \times 6.25 = 252.5\text{mm} \quad (5-28)$$

注顶高系数  $h^*_a=1$ ，顶隙系数  $c^*_n=0.25$

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2K_F T Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\phi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma]_F \quad (5-29)$$

① $T$ 、 $m$ 和 $d_1$ 同前

齿宽  $B=B_1=26$

齿形系数  $Y_{Fa}$ 和应力修正系数  $Y_{Sa}$ :

查得齿形系数

$$Y_{fa1}=2.694, Y_{fa2}=2.452$$

查得应力修正系数

$$Y_{sa1}=1.552, Y_{sa2}=1.689$$

试选  $K_{Ft}=1.3$

计算弯曲疲劳强度用重合度系数  $Y_{\epsilon}$ 。

$$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha}} = 0.25 + \frac{0.75}{1.65} = 0.703 \quad (5-30)$$

②圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 95 \times 840}{60 \times 1000} = 4.178 \text{ m/s} \quad (5-31)$$

③宽高比  $b/h$

$$h = (2 ha^* + c^*) \times m = (2 \times 1 + 0.25) \times 5 = 11.25 \quad (5-32)$$

得到：

$$\frac{B}{h} = \frac{26}{11.25} = 2.311 \quad (5-33)$$

根据  $v=4.178 \text{ m/s}$ ，查得动载系数  $K_v=1.097$

查得齿间载荷分配系数  $K_{F\alpha}=1.1$

由  $K_{H\beta}=1.08$ ，结合  $b/h=2.311$ ，查得  $K_{F\beta}=1.08$ 。

则载荷系数为

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.097 \times 1.1 \times 1.08 = 1.629 \quad (5-34)$$

查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

$$\sigma_{Flim1}=320\text{MPa}, \sigma_{Flim2}=320\text{MPa}$$

查取弯曲疲劳系数

$$K_{FN1}=0.899, K_{FN2}=0.915$$

取弯曲疲劳安全系数  $S=1.25$ ，得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} K_{FN1}}{S} = \frac{320 \times 0.899}{1.25} = 230.144 \quad (5-35)$$

同时计算：

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} K_{FN2}}{S} = \frac{320 \times 0.915}{1.25} = 234.24 \quad (5-36)$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2K_F T Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_{\epsilon}}{\phi_d m^3 z_1^2} = \frac{2 \times 1.629 \times 58780 \times 2.694 \times 1.552 \times 0.703}{0.25 \times 5^3 \times 19^2} = 49.93 \text{ Mpa} \quad (5-37)$$

所以  $\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}]$ ，满足强度要求

$$\sigma_{F2} = \frac{2K_F T Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\epsilon}{\phi_d m^3 z_2^2} = \frac{2 \times 1.629 \times 163965.26 \times 2.452 \times 1.689 \times 0.703}{0.25 \times 5^3 \times 53^2} = 17.73 \text{ Mpa} \quad (5-38)$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求。

选取 b 组齿轮材料为 20CrMnMo，渗碳 0.83 淬火，60-62HRC，c 组齿轮材料为 25Cr2MoV，渗碳 0.44 淬火，760HV5。重复前面的计算，得到 b 组齿轮模数为 5，c 组齿轮模数为 5。

#### 5.4 各组齿轮参数

将前述设计的各组齿轮参数汇总如下列表格。

a 组齿轮参数

表 5-5 a 组齿轮参数

	$Z_{a1}$	$Z_{a2}$	$Z_{a3}$	$Z_{a1}'$	$Z_{a2}'$	$Z_{a3}'$
模数	5					
齿数	30	19	24	42	53	48
分度圆	150	95	120	210	265	240
齿顶圆	160	105	130	220	275	250
齿根圆	137.5	82.5	107.5	197.5	252.5	227.5
齿宽	26	26	26	24	24	24

表 5-6 b 组齿轮参数

	$Z_{b1}$	$Z_{b2}$	$Z_{b3}$	$Z_{b1}'$	$Z_{b2}'$	$Z_{b3}'$
模数	5					
齿数	38	20		38	56	
分度圆	190	100		190	280	
齿顶圆	200	110		200	290	
齿根圆	177.5	87.5		177.5	267.5	
齿宽	27	27		25	25	

表 5-7 c 组齿轮参数

	$Z_{c1}$	$Z_{c2}$	$Z_{c3}$	$Z_{c1}'$	$Z_{c2}'$	$Z_{c3}'$
模数	5					



---

齿数	50	18		18	50	
分度圆	250	90		90	250	
齿顶圆	260	100		100	260	
齿根圆	237.5	77.5		77.5	237.5	
齿宽	30	30		28	28	

## 第 6 章 传动轴设计

在设计各个传动轴时，应先考虑其空间布置，变速箱内各传动轴的空间布置应满足机床总体布局对变速箱形状和尺寸的限制，还要考虑各轴的受力情况、调整装配和操作维修的方便。根据机械制造装备设计，变速箱的形状和尺寸限制是影响传动轴空间布置的重要因素。根据布置顺序，首先确定主轴的位置，其次确定传动主轴的轴，以及与主轴与有齿轮啮合关系的轴的位置。然后再确定电机轴的位置。考虑到床身较长，为了减小轴承间的跨距，在中间加支撑墙。具体空间布置形式参照机械制造装备设计。

### 6.1 传动轴的设计

<1>选取材料

选择 I 轴的材料选 45 号钢，正火回火，硬度达 170~217HBS。

按照下式计算最小径

$$d_{\min} \geq KA \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (6-1)$$

由前面已知各轴的计算功率和计算转速为下表

表 6-1 各轴参数

	I 轴	II 轴	III 轴	IV 轴
P	5.17	4.92	4.67	4.44
n	840	300	106	105

考虑到 I 是光轴取  $K=1$ ，IV 轴有键槽，取  $K=1.05$ ，II 轴、III 轴是花键轴取  $K=1.06$ ，A 都取 110。计算 I 轴最小径

$$d_{I\min} \geq KA \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 1 \times 110 \times \sqrt[3]{\frac{5.17}{840}} = 20.16\text{mm} \quad (6-2)$$

II 轴最小径

$$d_{II\min} \geq KA \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 1.06 \times 110 \times \sqrt[3]{\frac{4.92}{300}} = 29.62\text{mm} \quad (6-3)$$

III 轴最小径

$$d_{III\min} \geq KA \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 1.06 \times 110 \times \sqrt[3]{\frac{4.67}{106}} = 41.18\text{mm} \quad (6-4)$$

IV 轴（主轴）是空心轴最小径

$$d_{IV\min} \geq KA \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} = 1.05 \times 110 \times \sqrt[3]{\frac{4.44}{105}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.6^4}} = 42.14\text{mm} \quad (6-5)$$

参考同类机床，根据经验  $\alpha$  通常取 0.6（即  $d/D=0.6$ ）。

结合绘图时候的结构设计，轴段的安装支撑等因素，最终取轴的最小径分别为 22mm，30mm，42mm，43mm（内径）/72mm（外径）。

传动轴里面 I 轴结构最为复杂，以 I 轴为例进行尺寸链设计，一轴简图如下

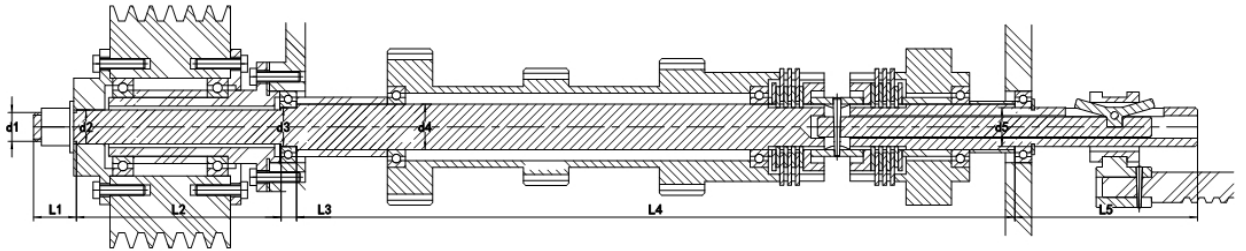


图 6-1 I 轴结构简图

第一段是锁紧螺母段，已知该段  $d_1=22$ ，安装上螺母和垫片，并且保证带轮凸缘能被压紧到轴段上，带轮凸缘要凸出第二段 2mm。初步选取  $L_1=33\text{mm}$ 。

第二段是花键段，用来连接带轮凸缘，套嵌入套。取花键尺寸为  $n=8, d=23, D=26, B=6$ ，所以  $d_2=26$ 。取带轮凸缘花键长 20mm，连接法兰厚 8mm。带轮凸缘能压紧到 I 轴上，所以要凸出轴端左侧 2mm。已知带轮宽  $B=93\text{mm}$ 。带轮右侧嵌入端盖，跟带轮凸缘法兰同厚 8mm。嵌入端盖螺丝和嵌入套不能干涉，取嵌入盖和嵌入套距离 12mm。嵌入套法兰和嵌入盖法兰同厚 8mm。嵌入套和箱体垫片 2mm。嵌入套凸台压紧轴承段长取 8mm。轴承要压紧到 I 轴上，则轴承要凸出轴端左 1mm。

$$L_2=20+8-2+93+8+12+2+8+8+1=158\text{mm}$$

第三段是轴承段，选用深沟球轴承 6006，轴承  $d=30, D=55, B=13$ ，所以  $d_3=30$ 。为了保证轴承能压紧，取该段小于轴承宽 1mm，即  $L_3=l_3-1=12\text{mm}$ 。

第四段是齿轮固定段，该段安装的是 a 组主动轮组，同时该段安装轴承，取轴承型号为深沟球轴承 6007， $d=35, D=62, B=14$ ，所以  $d_4=35$ 。由齿轮章节计算出了该组齿轮的齿宽，取轮组中齿轮之间的间隙为齿轮宽度的 2 倍，则 a 组齿轮组总宽度为 182mm。考虑到 II 轴的滑移齿轮组的滑移距离，还要在 I 轴的齿轮段长度方向留出余量。同时该段还要安装正转和反转离合器组件。该离合器部分的长度很难精确查的，根据经验初选

该段的长度等于齿轮组的长度即 182mm，初选 a 组齿轮组距离左轴承的距离为齿轮组齿轮的间隙为 52mm，选 a 组齿轮组距离右轴承的距离为齿轮宽 26mm。则该段长度为

$$L_4=182+182+52+26=442\text{mm}$$

第五段是轴承段，跟第三段用一样的轴承，所以  $d_5=30\text{mm}$ 。结合绘图结构，该段长度图上测量为  $L_5=141\text{mm}$ 。

## 6.2 传动轴的校核

传动轴里面 I 轴结构最为复杂，已知一轴计算扭矩为  $T_1=58780\text{Nmm}$ ，计算小齿轮所受的圆周力为（ $d_1$  为小齿轮的分度圆直径）

$$F_{t1} = 2 \times \frac{T_1}{d_1} = 2 \times \frac{58780}{95} = 1237.47 \text{ N} \quad (6-6)$$

小齿轮所受的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1237.47 \times \frac{\tan 20}{\cos 0} = 450.40 \text{ N} \quad (6-7)$$

小齿轮所受的轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} \times \tan \beta = 1237.47 \times \tan 0 = 0 \text{ N} \quad (6-8)$$

根据轴承型号查的压力中心  $a=15\text{mm}$

齿轮轮毂宽度  $B=26\text{mm}$

第一段轴端到轴承压力中心距离：

$$l_1 = L_1 + L_2 + a = 33 + 158 + 15 = 217\text{mm} \quad (6-9)$$

轴承压力中心到齿轮支点距离：

$$l_2 = L_3 + \frac{L_4}{2} + \frac{B}{2} - a = 12 + \frac{442}{2} + \frac{26}{2} - 15 = 231\text{mm} \quad (6-10)$$

齿轮中点到轴承压力中心距离：

$$l_3 = \frac{L_4}{2} + a = \frac{442}{2} + 15 = 236\text{mm} \quad (6-11)$$

①计算轴的支反力

高速轴上外传动件压轴力  $F_q=1304.66 \text{ N}$

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t1} l_3}{l_2+l_3} = \frac{1237.47 \times 236}{231+236} = 625.36 \text{ N} \quad (6-12)$$

可以计算出：

$$F_{NH2} = \frac{F_{t1} l_2}{l_2+l_3} = \frac{1237.47 \times 231}{236+231} = 612.11 \text{ N} \quad (6-13)$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_{r1} l_3 - Fq(l_1 + l_2 + l_3)}{l_2 + l_3} = \frac{450.40 \times 236 - 1304.66 \times (217 + 231 + 236)}{231 + 236} = -1683.29 \text{ N} \quad (6-14)$$

可以计算出:

$$F_{NV2} = \frac{F_{r1} l_2 + Fq l_1}{l_2 + l_3} = \frac{450.40 \times 231 + 1304.66 \times 217}{231 + 236} = 829.03 \text{ N} \quad (6-15)$$

②计算轴的弯矩, 并做弯矩图

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_2 = 625.36 \times 231 = 144458.49 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-16)$$

截面 B 处的垂直弯矩

$$M_{BV} = Fq l_1 = 1304.66 \times 217 = 283112.14 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-17)$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_2 + Fq(l_1 + l_2) = -1683.29 \times 231 + 1304.66 \times (217 + 231) = 195650.25 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-18)$$

可以得出:

$$M_{CV2} = M_{CV1} = 195650.25 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-19)$$

分别作水平面的弯矩图 (图 b) 和垂直面弯矩图 (图 c)

截面 B 处的合成弯矩

$$M_B = M_{BV} = 283112.14 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-20)$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{144458.49^2 + 195650.25^2} = 243202.13 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-21)$$

③作合成弯矩图 (图 d)

$$T_1 = 58780 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作转矩图 (图 e)

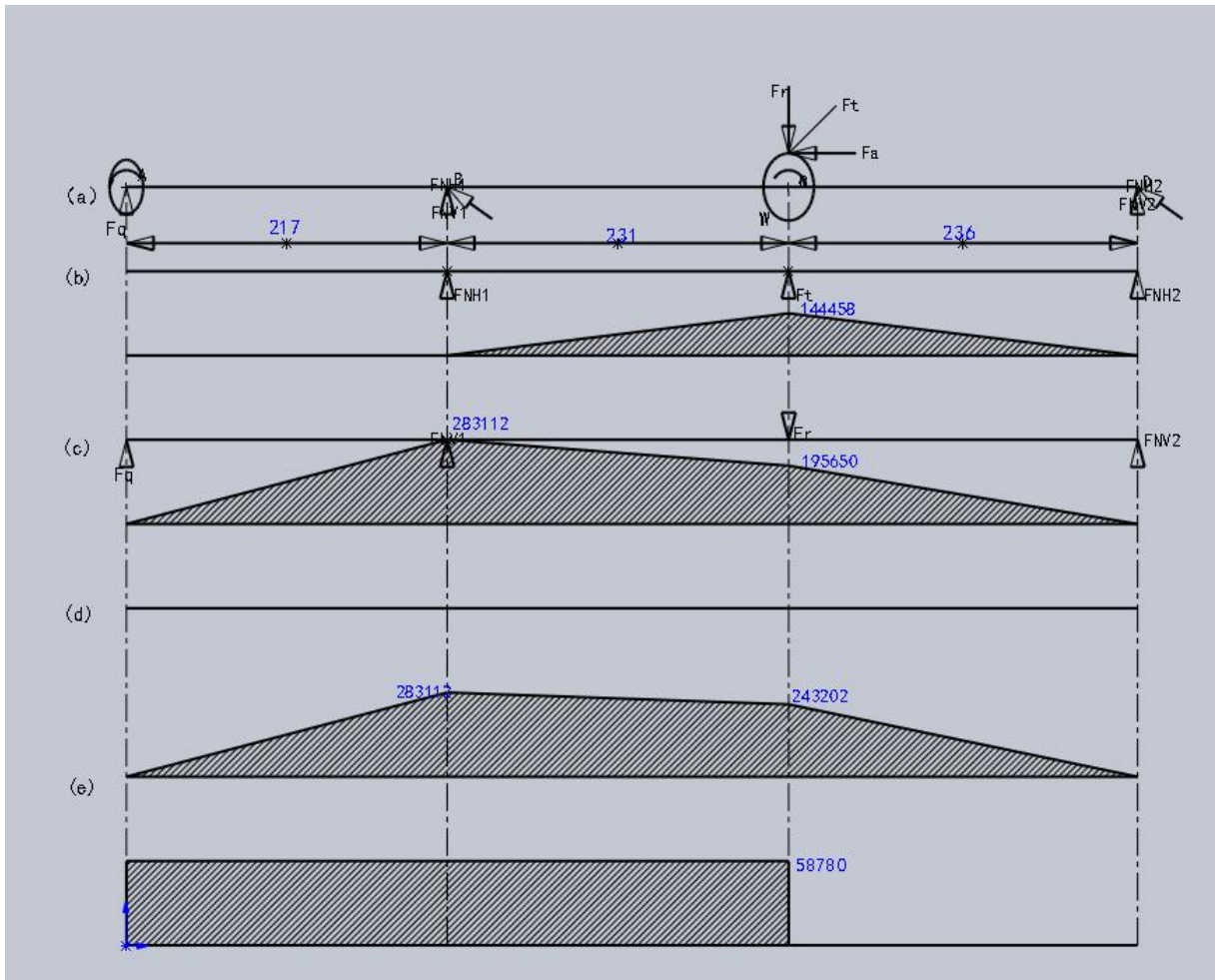


图 6-2 I 轴受力及弯矩图

10)按弯扭合成应力校核轴的强度

通常只校核轴上承受最大弯矩和扭转的截面（即危险截面 C 左侧）的强度。必要时也对其他危险截面（扭矩较大且轴径较小的截面）进行强度校核。取  $\alpha = 0.6$ （单向传动），则有

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{3.14 \times 35^3}{32} = 4207.11 \text{ mm}^3 \quad (6-22)$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi \times d^3}{16} = \frac{3.14 \times 35^3}{16} = 8414.22 \text{ mm}^3 \quad (6-23)$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{283112.14}{4207.11} = 67.29 \text{ Mpa} \quad (6-24)$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T_1}{W_T} = \frac{58780}{8414.22} = 6.99 \text{ Mpa} \quad (6-25)$$

按弯扭合成强度进行校核计算，对于单向传动的转轴，转矩按脉动循环处理，故取折合系数  $\alpha = 0.6$ ，则当量应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{67.29^2 + 4 \times (0.6 \times 6.99)^2} = 67.81 \text{ Mpa} \quad (6-26)$$

查表得 40Cr(调质)处理，抗拉强度极限  $\sigma_b = 735 \text{ MPa}$ ，则轴的许用弯曲应力  $[\sigma_{-1b}] = 340 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1b}]$ ，所以强度满足要求。

### 6.3 主轴的设计与校核

因主轴的直径尺寸最大，为了节省材料减轻重量，主轴选用空心轴，同时选用高强度、高韧性的 38SiMnMo5，调质处理，硬度 229~286HBS。

由前面设计已知主轴最大扭矩  $T_4 = 403830 \text{ Nmm}$ ，内径  $d = 43 \text{ mm}$ ，外径  $D = 72 \text{ mm}$ 。轴的结构简图如下。

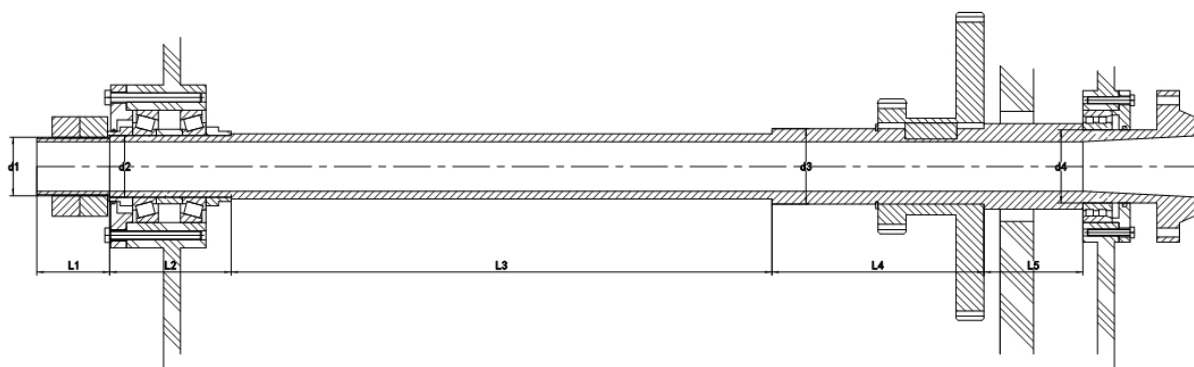


图 6-2 主轴结构简图

经过几级传动，主轴的长度尺寸很难经过计算确定，要结合绘图，保证零部件之间的相对位置关系，图上测量出主轴各段的长度尺寸。本次校核先估算  $L_1 = 65 \text{ mm}$ ， $L_2 = 108 \text{ mm}$ ， $L_3 = 482 \text{ mm}$ ， $L_4 = 189 \text{ mm}$ ， $L_5 = 88 \text{ mm}$ 。  $d_1 = 48 \text{ mm}$ ， $d_2 = 50 \text{ mm}$ ， $d_3 = 52 \text{ mm}$ ， $d_4 = 63 \text{ mm}$ ， $d_5 = 68 \text{ mm}$ 。根据第二段直径选取轴承型号为圆锥滚子轴承 30210， $d = 50$ ， $D = 90$ ， $T = 20$ ， $B = 21.75$ 。最后一段轴承型号为双列圆柱滚子轴承 NN3011， $d = 55$ ， $D = 90$ ， $B = 26$ 。左侧轴承压力中心  $a_1 = 10$ ，右侧轴承压力中心  $a_2 = 13$ 。

大齿轮所受的圆周力 ( $d_2$  为齿轮的分度圆直径)

$$F_{t2} = 2 \times \frac{T_4}{d_2} = 2 \times \frac{403830}{90} = 8974.00 \text{ N} \quad (6-27)$$

大齿轮所受的径向力

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 8974.00 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 0} = 3266.27 \text{ N} \quad (6-28)$$

大齿轮所受的轴向力

$$F_{a2} = F_{t2} \times \tan \beta = 8974.00 \times \tan 0 = 0 \text{ N} \quad (6-29)$$

轴承压力中心到第一段轴支点距离:

$$l_1 = \frac{l_2}{2} + L_1 = \frac{108}{2} + 65 = 119 \text{ mm} \quad (6-30)$$

齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_2 = \frac{l_2}{2} + L_3 - \frac{B}{2} = \frac{108}{2} + 482 - \frac{28}{2} = 522 \text{ mm} \quad (6-31)$$

轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$l_3 = \frac{B}{2} + L_5 + a_2 = \frac{28}{2} + 88 + 13 = 89 \text{ mm} \quad (6-32)$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{8974.00 \times 89}{522 + 89} = 1307.18 \text{ N} \quad (6-33)$$

并且:

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{8974.00 \times 522}{522 + 89} = 7666.82 \text{ N} \quad (6-34)$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_r l_3}{l_2 + l_3} = \frac{3266.27 \times 89}{522 + 89} = 475.77 \text{ N} \quad (6-35)$$

并且:

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_2}{l_2 + l_3} = \frac{3266.27 \times 522}{522 + 89} = 2790.49 \text{ N} \quad (6-36)$$

②计算轴的弯矩, 并做弯矩图

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_2 = 1307.18 \times 522 = 682347.12 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-37)$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_2 = 475.77 \times 522 = 248354.04 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6-38)$$

分别作水平面的弯矩图 (图 b) 和垂直面弯矩图 (图 c)

截面 C 处的合成弯矩



$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{682347.12^2 + 248354.04^2} = 726138.64 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6-39)$$

③作合成弯矩图（图 d）

$$T_4 = 403830 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作转矩图（图 e）

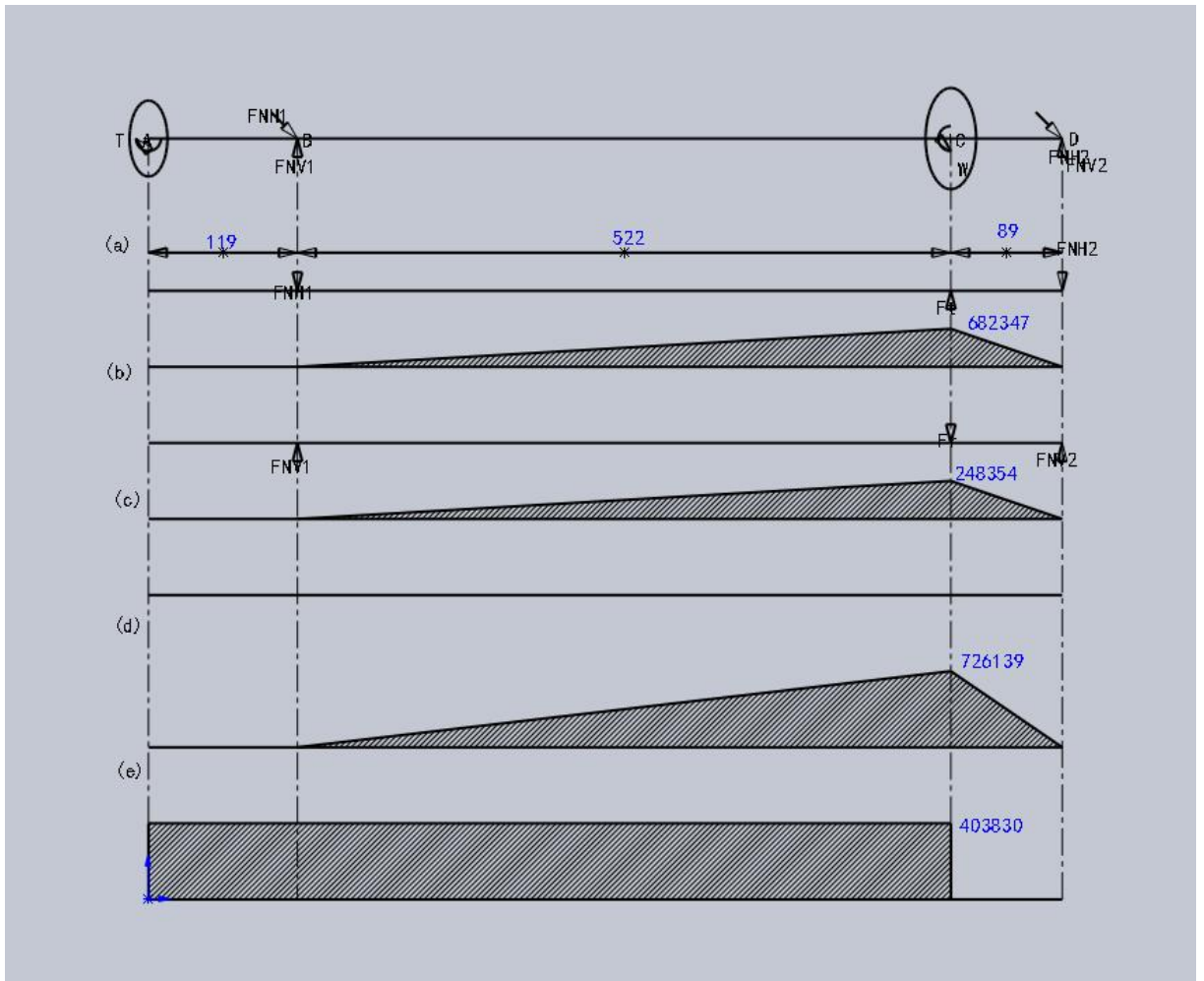


图 6-4 主轴受力及弯矩图

10)按弯扭合成应力校核轴的强度

通常只校核轴上承受最大弯矩和扭转的截面（即危险截面 C 左侧）的强度。必要时也对其他危险截面（扭矩较大且轴径较小的截面）进行强度校核。取  $\alpha = 0.6$ （单向传动），则有

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi \times (D-d)^3}{32} = \frac{3.14 \times (72-43)^3}{32} = 2393.17 \text{ mm}^3 \quad (6-40)$$

---

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi \times (D-d)^3}{16} = \frac{3.14 \times (72-43)^3}{16} = 4786.34 \text{ mm}^3 \quad (6-41)$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{726138.64}{2393.17} = 303.42 \text{ Mpa} \quad (6-42)$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T_4}{W_T} = \frac{403830}{4786.34} = 84.37 \text{ Mpa} \quad (6-43)$$

按弯扭合成强度进行校核计算，对于单向传动的转轴，转矩按脉动循环处理，故取折合系数  $\alpha = 0.6$ ，则当量应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{303.42^2 + 4 \times (0.6 \times 84.37)^2} = 319.87 \text{ Mpa} \quad (6-44)$$

查表得 45 号钢调质处理，抗拉强度极限  $\sigma_B = 735 \text{ MPa}$ ，则轴的许用弯曲应力  $[\sigma_{-1b}] = 540 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1b}]$ ，所以强度满足要求。

## 第 7 章 离合器设计

因为在箱体内部所以选用湿式离合器，选取摩擦副材料为淬火钢渗碳 0.5mm，对偶材料为淬火钢，摩擦因数  $\mu = 0.05 \sim 0.1$ ，许用压强  $60 \sim 100 \text{N/cm}^2$ ，许用温度  $< 120^\circ$ 。本设计取  $\mu = 0.08$ ， $P_p = 100 \text{N/cm}^2 = 1000000 \text{N/m}^2 = 1 \text{Mpa}$ 。

离合器的计算转矩

$$T_c = \frac{KT}{K_m K_v} = \frac{1.4 \times 58.78}{1 \times 0.8} = 102.87 \text{Nm} = 102865.00 \text{Nmm} \quad (7-1)$$

式中：

T-轴扭矩，58.78Nm

K-工况系数，金属切削机床取 1.3~1.5，本设计取 1.4。

$K_m$ -结合频率系数，每小时结合次数  $\leq 100$  时取 1。

$K_v$ -滑动速度系数，根据摩擦片的圆周速度选取，圆周速度根据下式计算，最终取  $K_v = 0.8$

$$v = \frac{n \pi D_p}{60 \times 1000} = \frac{840 \times \pi \times 3}{60 \times 1000} = 4.62 \text{m/s} \quad (7-2)$$

摩擦盘的工作面平均直径

$$D_p = \frac{1}{2}(D_1 + D_2) = (2.5 \sim 4)d = 3d = 3 \times 35 = 105 \text{mm} \quad (7-3)$$

摩擦盘的工作面的外直径

$$D_1 = 1.25D_p = 1.25 \times 105 = 131.25 \text{mm} \quad (7-4)$$

摩擦盘的工作面的内直径

$$D_2 = 0.75D_p = 0.75 \times 105 = 78.75 \text{mm} \quad (7-5)$$

摩擦盘的宽度

$$b = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{131.25 - 78.75}{2} = 26.25 \text{mm} \quad (7-6)$$

摩擦面对数

$$m = z - 1 \geq \frac{8T_c}{\pi(D_1^2 - D_2^2)D_p \mu P_p} = \frac{8 \times 102865.00}{\pi \times (131.25^2 - 78.75^2) \times 105 \times 0.08 \times 1} = 2.83 \quad (7-7)$$

z 取奇数，m 取偶数，取整  $m = 4$ 。

湿式离合器摩擦片脱开时所需要的间隙  $\delta = 0.2 \sim 0.5 \text{mm}$ ，本设计取 0.4mm。

许用传递扭矩

$$T_{cp} = \frac{1}{8} \pi (D_1^2 - D_2^2) D_p \mu P_p K_1 = \frac{1}{8} \pi (131.25^2 - 78.75^2) \times 105 \times 4 \times 0.08 \times 1 \times 0.97 = 141107.30 \text{Nmm} \geq T_c = 102865.00 \text{Nmm} \quad (7-8)$$

式中

$K_1$ -摩擦片数修正系数, 根据  $m=4$ , 取 0.97。

压紧力

$$Q = \frac{2T_c}{D_p \mu m} = \frac{2 \times 102865.00}{105 \times 0.08 \times 4} = 6122.92 \text{N} \quad (7-9)$$

摩擦面的压强

$$P = \frac{4Q}{\pi (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \times 6122.92}{\pi (131.25^2 - 78.75^2)} = 0.71 \text{Mpa} \leq P_p = 1 \text{Mpa} \quad (7-10)$$

选择带滚动轴承的多片双联摩擦离合器, 采用湿式。其参数查手册如下:

表 7-1 离合器特征参数表

许用转矩 T	重量	内部转动惯量	外部转动惯量	接合力	脱开力
120Nm	4.7kg	0.0035kgm <sup>2</sup>	0.005kgm <sup>2</sup>	170N	100N

## 第 8 章 标准件校核

### 8.1 轴承的校核

本次设计只校核 1 轴轴承，由前面 1 轴的设计已知改轴轴承型号为深沟球轴承，参数如下

表 8-1 轴承参数表

轴承型号	内径 d (mm)	外径 D (mm)	宽度 B (mm)	基本额定动载荷 (kN)
6006	30	55	13	13.2

根据载荷及速度情况，安装方式为正装。

由前面的计算已知轴水平和垂直面的支反力，则可以计算得到合成支反力：

计算  $F_{N1}$ ：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{625.36^2 + (-1683.29)^2} = 1795.70 \text{ N} \quad (8-1)$$

计算  $F_{N2}$ ：

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{612.11^2 + 829.03^2} = 1030.52 \text{ N} \quad (8-2)$$

计算  $F_{d1}$ ：

$$F_{d1} = 0.68F_{N1} = 0.68 \times 1795.70 = 1221.07 \text{ N} \quad (8-3)$$

计算  $F_{d2}$ ：

$$F_{d2} = 0.68F_{N2} = 0.68 \times 1030.52 = 700.75 \text{ N} \quad (8-4)$$

由前面计算可知小齿轮轴向力  $F_{a1}=0\text{N}$

可知，轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”

$$F_1 = F_{a1} + F_{d2} = 700.75 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{d2} = 700.75 \text{ N}$$

查得  $X_1=1, Y_1=0, X_2=1, Y_2=0$

根据工况，查得载荷系数  $f_d=1$

计算  $P_1$ :

$$P_1 = f_d(X_1 F_{N1} + Y_1 F_1) = 1 \times (1 \times 1795.70 + 0 \times 700.75) = 1795.70 \text{ N} \quad (8-5)$$

计算  $P_2$ :

$$P_2 = f_d(X_2 F_{N2} + Y_2 F_2) = 1 \times (1 \times 700.75 + 0 \times 700.75) = 1030.52 \text{ N} \quad (8-6)$$

只需验算载荷最大的轴承。

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left( \frac{f_t C_r}{P_r} \right)^3 = 7881.18 \quad (8-7)$$

轴承具有足够寿命。其他轴承的校核也按照上述的计算方法。

## 8.2 花键的校核

本设计只校核 2 轴花键，根据轴径选择花键规格为  $n=8, d=32, D=36, B=6$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T_2}{\Psi n(D-d)(D+d)L} = \frac{8 \times 156620}{0.8 \times 8 \times (36-32)(36+32) \times 76} = 9.47 \quad (8-8)$$

式中

$T_2$ -为花键传递扭矩 156620Nmm

$\Psi$ -载荷分配不均匀系数，取  $0.7 \sim 0.8$ ，本设计取 0.8

$L$ -花键工作长度，此处为 b 组从动轮组的长度为 76

材料为高碳钢花键的许用挤压应力  $[\sigma_p]=120\text{MPa}$

## 8.3 平键的校核

输出轴与 c 组从动轮组键连接校核

选用 A 型键，查表得  $b \times h=20\text{mm} \times 12\text{mm}$  (GB/T1096-2003)，键长 60mm。

键的工作长度  $l=L-b=40\text{mm}$

键材料为高碳钢，键连接的许用挤压应力  $[\sigma_p]=180\text{MPa}$ 。

键连接工作面的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T_4}{hl d} = \frac{4 \times 403830}{12 \times 40 \times 63} = 53.42 \text{ Mpa} \quad (8-9)$$

式中  $d$ -主轴平键段的直径为 63mm。

---

## 第 9 章 其他设计说明

### 9.1 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 0.1~0.3mm 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。

### 9.2 组装设计说明

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 RC50~55。其他部分处理后，调整硬度为 HB220~250。

### 9.3 经济型分析

本设计的小型机床进行自我设计，目的是为了在不减少功能的要求前提下，简化结构、提高加工精度和效率、降低成本等，市面上的机床价格在 8~12 万元，本设计的机床简化了进给系统，减小了整个机床的尺寸，总体比万能机床成本降低约 25~35%。

---

## 第 10 章 结 论

车床主轴箱设计的结构及部分计算，到这里基本结束了，由于笔者水平有限，加之时间仓促，仅对分级变速主传动系统主要部分进行设计和校核，定有许多地方处理不够妥当，有些部分甚至可能存在错误，望老师多提宝贵意见。

经过这次设计，使我对机械系统设计这门课当中许多原理公式有了进一步的了解，并且对设计工作有了更深入的认识。在设计过程中，得到老师的精心指导和帮助，在此表示衷心的感谢。



---

## 参考文献

- 【1】 候珍秀.《机械系统设计》.哈尔滨工业大学出版社，修订版；
- 【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 《机械设计设计》 科学出版社

---

## 致 谢

在设计成过程中，感谢很多人的帮助和指点，首先我要感谢我的母校的辛勤培育，感谢院系各位老师四年来的谆谆教诲，感谢他们默默的栽培我。

本次设计是在我的导师 XX 教授的亲切关怀和悉心指导下完成的。他严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我。从课题的选择到项目的最终完成，老师都始终给予我细心的指导和不懈的支持，在此，谨向教师表示衷心的感谢和崇高的敬意！。

此外，在毕业设计过程中，也得到了其他老师和同学的帮助，设计任务一直在很好的氛围中进行，在这里，也向他们表示真诚的感谢！

再次向设计中所有提供过帮助的人表示感谢！