

沈阳化工大学科亚学院

本科毕业论文

题目： 机床主轴箱结构设计 3

专业： 机械设计制造及其自动化

班级： 1101 班

学生姓名： 程学博

指导教师： 赵艳春

论文提交日期： 2015 年 6 月 1 日

论文答辩日期： 2015 年 6 月 5 日

毕业设计（论文）任务书

机械设计制造及其自动化专业 1101 班 学生：程学博

毕业设计（论文）题目：

机床主轴箱结构设计 3

毕业设计（论文）内容：1. 设计说明书一份

2. AutoCAD 软件绘图一套（包括

装备图、零件图

3. 文献综述（不少于 3000 字）

毕业设计（论文）专题部分：

机床主轴箱结构

起止时间： 2015 年 3 月 6 日至 2015 年 6 月 5 日

指导教师： 赵艳春 签字 2015 年 3 月 6 日

摘要

车床是众多车床中应用最广泛的一种，约占车床类总数的65%，因其主轴以水平方式放置故称为卧式车床。普通车床的主轴箱又称床头箱，它的主要任务是将主电机传来的旋转运动经过一系列的变速机构使主轴得到所需的正反两种转向的不同转速，同时主轴箱分出部分动力将运动传给进给箱。主轴箱中等主轴是车床的关键零件。

本文对机床床头箱进行了设计，主轴箱是机床的动力源将动力和运动传递给机床主轴的基本环节，其机构复杂而巧妙，要实现其全部功能在软件中的模拟仿真工作量非常大。这次设计的效果没有预计的完美，有一些硬件方面的原因，在模拟仿真的时候，由于计算机的配置不能达到所要求，致使运行速度非常慢，不但时间上拖了下来，而且所模拟的效果很不理想。我接受的设计任务是对车床的主轴箱进行设计。主轴箱的结构繁多，考虑到实际硬件设备的承受能力，在进行三维造型的时候在不影响模拟仿真的情况下，省去了很多细部结构。

关键词： 轴； 齿轮； 主轴； 变速

Abstract

Common lathe is one of the the most widely used, accounting for 65% of the total number of lathes , because of the spindle horizontally placed so called horizontal lathe. Main spindle: also known as the headstock, its main task is coming from the main motor rotation speed through a series of institutions required for the spindle to be turned to different positive and negative speed, while spindle box allocate part of the power the campaign to pass into the box. Lathe headstock spindle is the key to the middle part.

CA6140-type feed box: also known as the cutting box, feed tank equipped with a variable speed feed motion in the body, it can adjust the speed to change mechanism, obtain the required feed rate or screw pitch, the light bar or screw through the spread of sports knife frame for cutting. Screw and light bars: to connect the feed box and the crates and deliver the motion and driving force to slide crate ,to make crate to get the vertical linear slide motion.

Keywords: Haft; Gear; Spindle box; Variable speed

目 录

引言.....	1
第一章 传动方案和传动系统图的拟定.....	2
第二章 主要设计零件的计算和验算.....	4
2.1 主轴箱的箱体.....	4
2.2 传动系统的 I 轴及轴上零件设计.....	5
2.2.1 普通 V 带传动的计算.....	5
2.2.2 多片式摩擦离合器的计算.....	7
2.2.3 齿轮的验算.....	8
2.2.4 传动轴的验算.....	10
2.2.5 轴承疲劳强度校核.....	11
第三章 传动系统的 II 轴及轴上零件设计.....	12
3.1 齿轮的验算.....	13
3.2 传动轴的验算.....	15
3.3 轴组件的刚度验算.....	17
第四章 传动系统的 III 轴及轴上零件设计.....	19
4.1 齿轮的验算.....	19
4.2 传动轴的验算.....	21
4.3 轴组件的刚度验算.....	22
第五章 传动系统的 IV 轴及轴上零件设计.....	24

5.1 齿轮的验算.....	25
5.2 传动轴的验算.....	27
5.3 轴组件的刚度验算.....	28
第六章 传动系统的V轴及轴上零件设计.....	30
6.1 齿轮的验算.....	30
6.2 轴组件的刚度验算.....	32
结论.....	34
参考文献.....	35
致谢.....	36

引言

金属切削机床是通过切削金属毛坯部件加工成机器零件的机器，它是制作很多机器的机器，所以它又被叫做为“工作母机”或“工具机”，也可以叫做为机床。

在新中国建成以后不久，机床行业建设成立了。在半封建，半殖民的旧中国的时期，基本上就没有机床制造业。一直到解放后不久，全国只有及其十分少数地几个机械修配厂可以用来生产简单的结构少量机床。1949年机床年产量仅仅只有1500多台床子。在解放后的几十年时间里头，中国的机床工业能够获得高速的发展。眼前，中国是布局十分合理，完美的机床工业体系。但是，仍然我国的机床工业与世界先进的生产技术水平还是有非常较大的差距。所以，我国的机床工具行业面临着光荣而艰巨的任务使命，必须不断地去学习发展，并且引入国外的先进科学技术生产技术，大力发扬科研，研发，尽快的去迎接世界先进步伐与水平。

所研究的车床是比较广泛常见的一种机床，占约65%的总车床设备，它因为自身特征主轴水平方式放置所以被叫为卧式车床。普通车床的主轴箱又称作为床头箱，它的主要任务是旋转运动，需要经过一系列的正和负两个导引不同速度的主轴传动机构，和主轴箱和的功率将运动的一部分分离被转移到进料箱。

本次毕业设计是针对机床主轴箱进行了几个月的设计，它的结构是及其复杂又是十分的精妙，要实现其全部功能在使用的过程中仿真工作量是非常大的。这次设计的效果即使没有达到向预计的那样十分的美好，有一些部分的原因是出现在硬件的部分，在模拟仿真过程当中，由于计算机的配置仍然无法达到所需的预期的要求，其结果是，会致使在运行的过程当中速度非常地慢，不但在时间上拖下来了，而且所需要模拟的效果也很不理想了。我接受的毕业设计任务课题题目是针对机床的主轴箱结构进行设计。因为主轴箱繁多而且复杂的结构设计，因此我们需要考虑到实际硬件设备不能忽视。

机床可以是各种转弯，并可以加工公制，英寸，模量和牙。

由主轴滚动轴承和三个支持多；进料系统是采取两轴滑动齿轮共同机制；垂直和水平进给是通过与交叉操作手柄，并伴随着快速马达。该机床具有刚性好，功率大，操作方便等特点。

第一章传动方案和传动系统图的拟定

(1) 确定极限转速

根据已知主轴的基本设计要求得知最低的转速 n_{\min} 为 10r/min, 最高转速得知 n_{\max} 为 1400r/min, 转速调整范围在 $R_n = n_{\max}/n_{\min} = 140$ 里面。

(2) 确定公比

选定主轴转速数列的公比为 $\varphi = 1.26$

(3) 求出主轴转速级数 Z

$$Z = \lg R_n / \lg \varphi + 1 = \lg 140 / \lg 1.12 + 1 = 24 \quad (1-1)$$

一般金属切削机床, 如无特殊性能要求, 是 Y 系列自我封闭自扇冷式三相异步电动机。Y 系列电动机具有高效、节能、起动转矩大、噪声小、振动小、运行安全可靠特别特征的。根据机床的基本设计而选择 Y160M-4, 它的转速为 1500r/min。

(4) 确定结构式(选用分支传动)

$$24 = 2_1 \times 3_2 \times [1 + (2 \times 2 - 1)]$$

(5) 确定转速数列, 查《机械装备设计》标准数列可以得出:

10, 12.5, 16, 25, 31.5, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500。高速级 6 级: 450, 560, 710, 900, 1120, 1400

(6) 需要绘制转速图

① 选定电动机

② 分配总降

考虑该序列是否可以增加超过所述驱动一对, 从而使序列符合标准或减少齿轮和径向和轴向尺寸的数量, 并降低了总下降率传输率。然后, 发送到该系列的传动比的总减速比的最小变速比是按照“先慢和紧急”减少的原则. 图 1, 转速图。

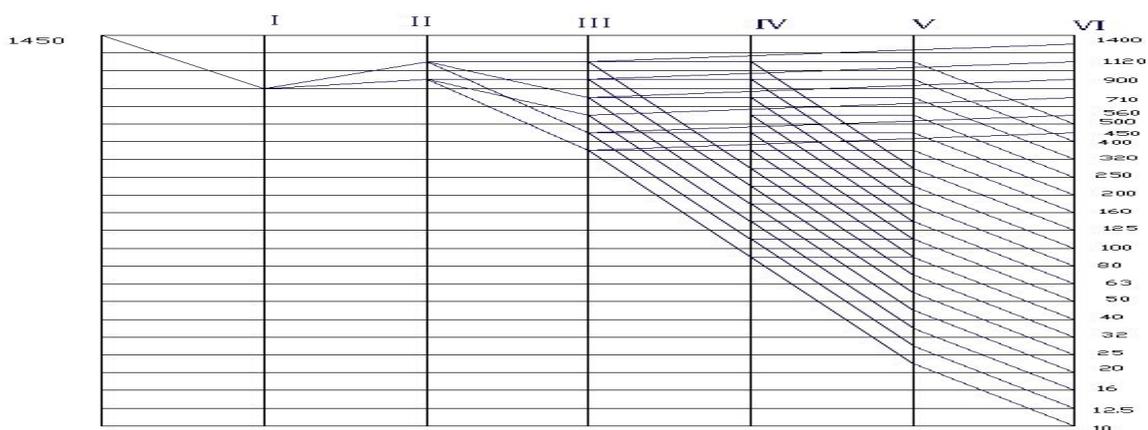


图 1 转速图

③ 确定传动轴的轴数

$$\text{传动轴数} = \text{变速组数} + \text{定比传动副数} + 1 = 6$$

④ 绘制转速图

根据传动轴数和主轴转速级数格距 $lg \phi$ 画出网格，用于绘制图表。在速度图表，从电机速度的总减速比的主轴的最小速度，在一个系列 U 之间双轴传输的 $(K, K + 1)$ 分钟。根据画的每个齿轮组传动比射线分布结构分布的比率，以确定传输对的传动比。

在床上安装框，不同类型的机床中，主轴齿轮箱安装的位置也不同。有两种固定和移动。该车床主轴箱是一个固定的齿轮箱，并且是固定的底平面的两个小垂直平面和突起，和螺钉和板的箱的底面被固定。

框的颜色是根据机床的整体设计决定的，与实际使用的机床被认为人们的心理和海关的颜色。

驱动链的驱动链表示实现工具的垂直或水平运动。当卧式车床的切削螺杆，馈送传输链路是接触的传动链内.. 的主轴线的移动量每个刀架应等于螺钉的引线。当切削圆筒和端面，所述进给传动链是外部连接的链，这些喂入也移动每个刀架的量。因此，在进料链，主轴和转塔作为驱动链末端的分析。

第二章主要设计零件的计算和验算

2.1 主轴箱的箱体

主轴，传动机构，具有控制机构和润滑系统等的特点。除了主轴箱应确保运动参数以外，也应具有高传输效率的特点，它也具有足够的强度和较强的刚性，低噪声，振动小，易操作，具有良好的工艺性和维护方便，成本比较低，防尘，防渗漏，外形及其美观的特点。

箱体的材料，以灰铸铁 HT150 介质强度和 HT200 是最广泛，对于最低壁箱 HT20-40 设计材料的选择。根据外形尺寸（长*宽*高）铸造厚，按选择的表 2-1。

表 2-1 外轮廓尺寸

长×宽×高 (mm^3)	壁厚 (mm)
< 500 × 500 × 300	8-12
> 500 × 500 × 300-800 × 500 × 500	10-15
> 800 × 800 × 500	12-20

由于箱体可以影响扭转刚度降低 10% 的轴承孔 - 20%，由于弯曲刚度下降更多，以及补开口削弱刚度，常用凸和加强肋，和与根据所述结构需要适当地增加壁厚。如介质车床前支撑壁通常需要大约 25mm 的支承壁后左右 22 毫米，轴承凸台孔应满足安装和调整轴承的需求。

的框在主轴箱支承和定位的作用。CA6140 15 轴，轴定位的主轴线取决于盒安装空位置，以确保，因此，在空间上的位置的安装的盒是非常重要的。在该设计中，轴安装孔的位置主要取决于根据身体轴线安装位置被确定考虑齿轮和相互干扰的问题，每一个齿轮的中心距，而位置改变系数之间的啮合，并且参照相关的信息如下：

$$\text{中心距}(a)=1/2 (d_1+d_2) + y_m \quad (\text{式中 } y \text{ 是中心距变动系数})$$

$$\text{中心距 I - II} = (56+38) / 2 \times 2.25 = 105.75\text{mm}$$

$$\text{中心距 I - VII} = (50+34) / 2 \times 2.25 = 94.5\text{mm}$$

$$\text{中心距 II - VII} = (30+34) / 2 \times 2.25 = 72\text{mm}$$

$$\text{中心距 II - III} = (39+41) / 2 \times 2.25 = 90\text{mm}$$

$$\text{中心距 III - IV} = (50+50) / 2 \times 2.5 = 125\text{mm}$$

$$\text{中心距 V - VIII} = (44+44) / 2 \times 2 = 88\text{mm}$$

$$\text{中心距 V - VI} = (26+58) / 2 \times 4 = 168\text{mm}$$

$$\text{中心距 VIII - IX} = (58+26) / 2 \times 2 = 84\text{mm}$$

$$\text{中心距 IX - VI} = (58+58) / 2 \times 2 = 116\text{mm}$$

$$\text{中心距 IX - X} = (33+33) / 2 \times 2 = 66\text{mm}$$

$$\text{中心距 IX - XI} = (25+33) / 2 \times 2 = 58\text{mm}$$

在床上安装框，不同类型的机床中，主轴齿轮箱安装的位置也不同。有两种固定和移动。该车床主轴箱是一个固定的齿轮箱，并且是固定的底平面的两个小垂直平面和突起，和螺钉和板的箱的底面被固定。该主轴箱是一个一种类型的浇注成型，留下一个结构，和盒的相应调整的安装底部。

框的颜色是根据机床的整体设计决定的，与实际使用的机床被认为人们的心理和海关的颜色。

润滑油通道的设置空间被保留和螺纹孔和油槽安装，与箱体部件图表的具体式表示具体。

2.2 传动系统的 I 轴及轴上零件设计

2.2.1 普通 V 带传动的计算

普通 V 带的选择应满足其最大功率不打滑地传递，疲劳强度应该承受一定的使用寿命的特点。设计功率：

$$P_d = K_A \cdot P \quad (\text{kW}) \quad (2-1)$$

故小带轮基准直径 d_{d1} 为 130mm；

带速 v ：

$$v = \pi d_{d1} n_1 / (60 \times 1000) \approx 9.86\text{m/s} \leq [v] ; \quad (2-2)$$

大带轮基准直径 d_{d2} 为 230 mm;

初选中心距 $a_0 = 1000\text{mm}$, a_0 由机床总体布局确定。 a_0 过小, 增加带弯曲次数;
 a_0 过大, 易引起振动。

带基准长度:

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{n}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 2722.5\text{mm} \quad (2-3)$$

取 $L_{d0} = 2800\text{mm}$;

带挠曲次数 $\mu = 1000\text{mm}/L_{d0} = 7.04 \leq 40\text{ s}^{-1}$;

实际中心距 $a = A + \sqrt{A^2 + B}$

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8} = 108.7$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8} = 1250$$

故 $a = 108.7 + \sqrt{108.7^2 + 1250} = 223\text{mm}$

小带轮包角 $\alpha_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1} \frac{d_{d2} - d_{d1}}{2a} \approx 154.09^\circ \geq 120^\circ$

单根 V 带的基本额定功率 P_1 , 取 2.28kW;

单根 V 带的基本额定功率增量

$$\Delta P_1 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_u}\right) \quad (2-4)$$

K_b —— 弯曲影响系数, 取 1.03×10^{-3}

K_u —— 传动比系数查表, 取 1.12

故 $\Delta P_1 = 0.16$;

带的根数 $z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L}$

K_α —— 包角修正系数, 取 0.93;

K_L ——带长修正系数，取 1.01；

$$\text{故 } z = \frac{12.1}{(2.28_1 + 0.16) \times 0.93 \times 1.01} \approx 3.89 \quad \text{圆整 } z \text{ 取 } 4;$$

单根带初拉力：

$$F_0 = 500 \times \frac{P_d}{vz} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \quad (2-5)$$

q ——带每米长质量，取 0.10；

故 $F_0 = 58.23\text{N}$ 带对轴压力：

$$Q = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 58.23 \times 4 \times \sin \frac{154.09^\circ}{2} \approx 453.98\text{N} \quad (2-6)$$

2.2.2 多片式摩擦离合器的计算

多盘式摩擦离合器的设计，首先根据确定的机床离合器尺寸的结构中，如轴装，比花键轴 2~6 毫米外摩擦片直径 D ，直径为 D 的内摩擦，直接会导致到离合器在径向和轴向的尺寸不同，也会导致其主轴箱内部结构的布局变化，所以应该是一个合理的选择。

摩擦片对数可按下式计算

$$Z \geq 2MnK / \pi f D_0^2 b [p]$$

式中 Mn ——摩擦离合器所传递的扭矩 ($\text{N}\cdot\text{mm}$)；

$$Mn = 955 \times 10^4 N_d \eta / n_j = 955 \times 10^4 \times 11 \times 0.98 / 800 = 1.28 \times 10^5 \text{ (N}\cdot\text{mm)}$$

$$D_0 = (D+d) / 2 = 67\text{mm}; \quad (2-7)$$

b ——内外摩擦片的接触宽度 (mm)；

$$b = (D-d) / 2 = 23\text{mm};$$

$[p]$ ——摩擦片的许用压强 (N/mm^2)；

$$[p] = [p_0^t] K_v K_m K_z = 1.1 \times 1.00 \times 1.00 \times 0.76 = 0.836 \quad (2-8)$$

$[p_0^t]$ ——基本许用压强 (MPa) 取 1.1；

K_v ——速度修正系数；

$$v_p = \pi D_0^2 n / 6 \times 10^4 = 2.5 \text{ (m/s)} \quad (2-9)$$

根据平均圆周速度 v_p ，取 1.00；

K_m ——接合次数修正系数，取 1.00；

K_z ——摩擦结合面数修正系数，取 0.76。

$$\text{所以 } Z \geq 2MnK / \pi f D_0^2 b [p] = 2 \times 1.28 \times 10^5 \times 1.4 / (3.14 \times 0.08 \times 67^2 \times 23 \times 0.836) = 11$$

可根据空载功率损耗 P_k 确定卧式车床反向离合器所传递的扭矩，得到：

$$P_k = 0.4 N_d = 0.4 \times 11 = 4.4$$

最后确定摩擦离合器的轴向压紧力 Q ，可按下式计算：

$$Q = [p'_0] \pi D_0^2 b K_v (N) = 1.1 \times 3.14 \times 67^2 \times 23 \times 1.00 = 3.57 \times 10^5$$

2.2.3 齿轮的验算

要检查齿轮的强度，我们应该选择相同的模承担牙齿的最大数量，接触应力和弯曲应力测试。应力计算的高速传动齿轮齿的接触应力，与低速驱动齿轮齿的计算。在坚硬的表面，软齿齿轮渗碳，弯曲应力，必须检查。

接触应力的验算公式为：

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{Zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_s N}{u B n_j}} \text{ (MPa)} \leq [\sigma_j] \quad (2-10)$$

弯曲应力的验算公式为：

$$\sigma_w = \frac{2081 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_s N}{Z m^2 B Y n_j} \text{ (MPa)} \leq [\sigma_w] \quad (2-11)$$

式中 N —齿轮传递功率 (KW)， $N = N_d \cdot \eta$ ；

$$K_T = m \sqrt{\frac{60 n_1 T}{C_o}}$$

T —齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h)，对于中型机床的齿轮取

$T_s = 15000 \sim 20000 \text{h}$ ，同一变速组内的齿轮总工作时间可近似地认为 $T = T_s / P$ ， P

为变速组的传动副数；

n_1 —齿轮的最低转速 (r/min) ;

C_o —基准循环次数; (以下均参见《机床设计指导》)

M—疲劳曲线指数;

K_n —速度转化系数;

K_N —功率利用系数;

K_o —材料强化系数;

K_S —的极限值 $K_{S_{\max}}$, $K_{S_{\min}}$ 当 $\geq K_S K_{S_{\max}}$ 时, 则取 $K_S = K_{S_{\max}}$; 当 $K_S < K_{S_{\min}}$ 时,

取 $K_S = K_{S_{\min}}$;

K_1 —工作情况系数, 中等冲击的主运动, 取=1.2~1.6; K_1

K_2 —动载荷系数;

K_3 —齿向载荷分布系数;

Y—标准齿轮齿形系数, $[\sigma_j]$ —许用接触应力 (MPa) ;

$[\sigma_w]$ —许用弯曲应力 (MPa) ;

如果检查结果不合格或者, 可以改变材料或热处理方法的选择, 如果还不满意, 我们必须采取调整齿宽或重新选择齿数和模量等措施。

I 轴上的齿轮采用整淬的方式进行热处理

传至 I 轴时的最大转速为:

$$n_1 = n_d \times \frac{130}{230} = 820r / \min \quad (2-12)$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times 0.98 \times 0.96 = 0.511$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.625\text{kw}$$

$$n_j = n_3 = 820r / \min$$

最少的齿轮在离合器两齿轮中齿数为 50×2.25 , 且齿宽应该为 $B=12\text{mm}$

$$u=1.05 \sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{50 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1.05+1) \times 1.2 \times 1.3 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.625}{1.05 \times 12 \times 820}} = 1018.15\text{MP} \leq [\sigma_j]=1$$

250MP

符合强度要求。

验算 56×2.25 的齿轮：

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{56 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1.05+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.625}{1.05 \times 12 \times 820}} = 910 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{MP}$$

符合强度要求。

2.2.4 传动轴的验算

为驱动轴，除重负载轴，一般不需要进行强度，只检查的刚性。

轴的抗弯断面惯性矩 (mm^4)

① 花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + bN(D-d)(D+d)^2}{64} (\text{mm}^4)$$

$$\frac{\pi \times 32.2^4 + 6 \times 8 \times (38 - 32.2) \times (38 + 32.2)^2}{64} \approx 7.42 \times 10^4 \text{mm}^4$$

式中 d —花键轴的小径 (mm)；

i —花轴的大径 (mm)；

b 、 N —花键轴键宽，键数；

在传动轴的弯曲载荷的计算一般是由危险的部份的最大转矩得

$$\text{到: } M_{\text{扭}} = 955 \times 10^4 \frac{N}{n_j} (\text{N} \cdot \text{mm}) = 955 \times 10^4 \times \frac{5.625}{820} \approx 6.55 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

式中 N —该轴传递的最大功率 (kw)；

n_j —该轴的计算转速 (r/min)。

传动轴的弯曲力矩具有输入转矩齿轮的圆周力和输出转矩齿轮，径向力，齿轮的圆周力。

$$P_t = \frac{2M_{\text{扭}}}{D} = \frac{2 \times 6.55 \times 10^4}{56} \approx 2.34 \times 10^3 \text{N} \quad (2-13)$$

式中 D —齿轮节圆直径 (mm)， $D=mZ$ 。

齿轮的径向力 P_r ： $P_r = P_t \tan(\alpha + \rho) / \cos \beta (N)$

式中: α —为齿轮的啮合角; $\alpha=20^\circ$;

ρ —齿面摩擦角; $\rho \approx 5.72^\circ$;

β —齿轮的螺旋角; $\beta=0$ 。

故 $P_r \approx 0.5P_t = 1.17 \times 10^3 \text{ N}$

花键轴键侧挤压应力的验算

花键键侧工作表面的挤压应力为:

$$\sigma_{jy} = \frac{8M_{n\max}}{(D^2 - d^2)lNK} \leq [\sigma_{jy}], (\text{MPa})$$

式中 $M_{n\max}$ —花键传递的最大转矩 (N mm);

D 、 d —花键轴的大径和小径 (mm);

l —花键工作长度;

N —花键键数;

K —载荷分布不均匀系数, $K=0.7 \sim 0.8$;

$$\sigma_{jy} = \frac{8 \times 6.55 \times 10^4}{(38^2 - 32.2^2) \times 85 \times 6 \times 0.7} \approx 3.6 \text{ MPa} \leq [\sigma_{jy}] = 20 (\text{MPa})$$

故此花键轴校核合格。

2.2.5 轴承疲劳强度校核

机床传动轴用滚动轴承, 因疲劳破坏而失效的原因, 需要进行疲劳验算。其额定寿命 L_h 的计算公式为:

$$L_h = 500 \left(\frac{C_j}{f_f K_N KIP} \right)^{\epsilon} \geq [T](h)$$

或按计算负荷 C_j 的计算公式进行计算:

$$C_j = \frac{f_h}{f_n} f_f K_N K_n KIP \leq [C](N)$$

式中 L_n —额定寿命 (h);

C_j —计算动载荷;

T —工作期限 (h), 对一般机床取10000—15000小时。

C—滚动轴承的额定负载 (N), 根据《轴承手册》或《机床设计手册》查取, 单位用 (kgf) 应换算成 (N)。

f_n —速度系数, $f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{100}{3n_i}}$ n_i 为滚动轴承的计算转速 (r/mm)

f_F —工作情况系数, 对轻度冲击和振动的机床 (车床、铣床、钻床、磨床等多数机床), $f_F = 1.1 \sim 1.3$;

K_N —功率利用系数, K_n —速度转化系数, K_l —齿轮轮换工作系数, 查《机床设计手册》;

P—当量动载荷, 按《机床设计手册》。

$$L_{n1} = 24863h \geq [T]$$

$$L_{n3} = 19852h \geq [T] \quad \text{故轴承校核合格。}$$

$$L_{n2} = 32003h \geq [T]$$

第三章传动系统的 II 轴及轴上零件设计

3.1 齿轮的验算

要检查齿轮的强度，我们应该选择相同的模承担牙齿的最大数量，接触应力和弯曲应力测试。应力计算的高速传动齿轮齿的接触应力，与低速驱动齿轮齿的计算。对硬齿面、软齿芯渗碳淬火的齿轮，一定要验算齿根弯曲应力。

接触应力的验算公式为：

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{Zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_s N}{u B n_j}} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_j] \quad (3-1)$$

弯曲应力的验算公式为：

$$\sigma_w = \frac{2081 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_s N}{Zm^2 B Y n_j} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_w]$$

式中 N-齿轮传递功率 (KW)， $N = N_d \cdot \eta$ ；

N_d -电动机额定功率 (KW)；

η -从电动机到所计算的齿轮的机械效率； n_j -齿轮计算转速 (r/min)；

m-初算的齿轮模数 (mm)； B-齿宽 (mm)； Z-小齿轮齿数；

u-大齿轮与小齿轮齿数之比， $u \geq 1$ ，“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合；

K_s -寿命系数：

$K_s = K_T K_n K_N K_Q$ K_T -工作期限系数：

$$K_T = m \sqrt{\frac{60 n_1 T}{C_o}}$$

T-齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h)，对于中型机床的齿轮取 $T_s = 15000 \sim 20000$ h，同一变速组内的齿轮总工作时间可近似地认为 $T = T_s / P$ ，P 为变速组的传动副数。

n_1 -齿轮的最低转速 (r/min)；

C_o -基准循环次数；（以下均参见《机床设计指导》）

m —疲劳曲线指数；

K_n —速度转化系数； K_N —功率利用系数；

K_Q —材料强化系数；

K_S —的极限值 $K_{S_{\max}}$ ， $K_{S_{\min}}$ ，当 $K_S \geq K_{S_{\max}}$ 时，则取 $K_S = K_{S_{\max}}$ ；当 $K_S < K_{S_{\min}}$ 时，

取 $K_S = K_{S_{\min}}$ ；

K_1 —工作情况系数；中等冲击的主运动，取 $K_1 = 1.2 \sim 1.6$ ；

K_2 —动载荷系数； K_3 —齿向载荷分布系数；

Y —标准齿轮齿形系数；

$[\sigma_j]$ —许用接触应力 (MPa)； $[\sigma_w]$ —许用弯曲应力 (MPa)。

如果检查结果不合格或者，可以改变材料或热处理方法的选择，如果还不满意，我们必须采取调整齿宽或重新选择齿数和模量等措施。

II 轴上的双联滑移齿轮采用整淬的方式进行热处理。

传至 II 轴时的最大转速为：

$$n_3 = 1450 \times \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} = 1207.78 r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times 0.98 \times 0.99^6 = 0.769$$

$$m = 2.25$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.77 \text{kw}$$

$$n_j = n_3 = 1207.78 r / \min$$

① 最少的齿轮在双联滑移齿轮中齿数为 38×2.25 ，并且齿宽需为 $B = 14 \text{mm}$

$u = 1.05$ 。

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{38 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1.05 + 1) \times 1.2 \times 1.3 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.42}{1.05 \times 14 \times 1207.78}} = 1195.82 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{MP}$$

故双联滑移齿轮符合标准。

② 验算 39×2.25 的齿轮：39×2.25 齿轮采用整淬。

$$n_j = n_3 = 1207.78r / \min \quad \eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times 0.98 \times 0.99^7 = 0.761$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.71\text{kW} \quad B = 14\text{mm} \quad u = 1$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{39 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.71}{1 \times 14 \times 1207.78}} = 1027.94\text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250\text{MP}$$

故此齿轮合格。

③ 验算 22×2.25 的齿轮：22×2.25 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1207.78r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times 0.98 \times 0.99^7 \times 0.97^2 = 0.680 \quad N = N_d \cdot \eta = 5.1\text{kW} \quad B = 14\text{mm}$$

u=4

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{22 \times 2.25} \sqrt{\frac{(4+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{4 \times 14 \times 1207.78}} = 927.49\text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250\text{MP}$$

故此齿轮合格。

④ 验算 30×2.25 齿轮：30×2.25 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1207.78r / \min \quad \eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times 0.98 \times 0.99^7 = 0.680$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.1\text{kW} \quad B = 14\text{mm} \quad u = 1$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{30 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{1 \times 14 \times 1207.78}} = 1131.24\text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250\text{MP}$$

故此齿轮合格。

3.2 传动轴的验算

为驱动轴，除重负载轴，一般不需要进行强度，只检查的刚性。

轴的抗弯断面惯性矩 (mm^4)

花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + bN(D-d)(D+d)^2}{64} (\text{mm}^4) \quad (3-2)$$

式中 d —花键轴的小径 (mm) ;

i —花轴的大径 (mm) ;

b 、 N —花键轴键宽, 键数;

在传动轴的弯曲载荷的计算一般是由危险的部份的最大转矩得到:

$$M_{\text{扭}} = 955 \times 10^4 \frac{N}{n_j} (\text{N} \cdot \text{mm}) = 955 \times 10^4 \times \frac{5.42}{1148.86} = 4.51 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

式中 N —该轴传递的最大功率 (kw) ;

n_j —该轴的计算转速 (r/min) 。

传动轴的弯曲力矩具有输入转矩齿轮的圆周力和输出转矩齿轮, 径向力, 齿轮的圆周力:

$$P_t: P_t = \frac{2M_{\text{扭}}}{D} (\text{N}) = \frac{2 \times 4.51 \times 10^4}{50} = 1.804 \times 10^3 \text{ N}$$

式中 D —齿轮节圆直径 (mm) , $D=mZ$ 。

齿轮的径向力 P_r :

$$P_r = P_t \tan(\alpha + \rho) / \cos \beta (\text{N}) = 902 \text{ N}$$

式中 α —为齿轮的啮合角;

ρ —齿面摩擦角;

β —齿轮的螺旋角;

$$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}} \text{ mm} = 27.86 \text{ mm}$$

符合校验条件

花键轴键侧挤压应力的验算

花键键侧工作表面的挤压应力为:

$$\sigma_{jy} = \frac{8M_{n\max}}{(D^2 - d^2)lNK} \leq [\sigma_{jy}], (\text{MPa}) \quad (3-3)$$

式中 $M_{n\max}$ —花键传递的最大转矩 (N mm) ;

D、d—花键轴的大径和小径（mm）；

L—花键工作长度；

N—花键键数；

K—载荷分布不均匀系数， $K=0.7\sim 0.8$ ；

$$\sigma_{jy} = \frac{8 \times 4.51 \times 10^4}{(36^2 - 32^2) \times 116 \times 8 \times 0.7} = 2.04 \text{MPa} \leq [\sigma_{jy}] = 20 \text{MPa}$$

故此花键轴校核合格。

3.3 轴组件的刚度验算

两支撑主轴组件的合理跨距

主轴组件跨度上的结构的刚度，在主要成分中的草图影响，可以在合理的范围 L 计算，以修改草案，当跨度远远大于 L 大于当考虑使用三个支承结构。

在该系统的主轴组件的灵活性方程的“机械设计”，在主轴端部 C 位教科书夹在主轴和轴承两相灵活性的叠加

其极值方程为：

$$L_0^3 - \frac{6EI_0}{C_B C} - \frac{6EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right) = 0$$

式中 L_0 —合理跨距；

C —主轴悬伸梁；

C_A 、 C_B —后、前支撑轴承刚度；

该一元三次方程求解可得为一实根：

$$L_0 = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)} \text{ (mm)}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)^2}} \text{ (mm)}$$

$$\text{并且 } \frac{L_0}{C} = \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)$$

滚动轴承机床主要引起疲劳破坏，因此它应该被检查。其额定寿命公式为：

$$L_h = 500 \left(\frac{C f_n}{f_F K_N K_I P} \right)^\varepsilon \geq [T](h)$$

或按计算负荷 C_j 的计算公式进行计算:

$$C_j = \frac{f_h}{f_n} f_F K_N K_n K_I P \leq [C](N)$$

式中 L_n —额定寿命 (h);

C_j —计算动载荷;

T —工作期限 (h), 对一般机床取 10000—15000 小时。

C —滚动轴承的额定负载 (N), 单位用 (kgf) 应换算成 (N);

f_n —速度系数, $f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{100}{3n_i}}$ n_i 为滚动轴承的计算转速 (r/mm);

f_n —寿命系数, $f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{L_n}{500}}$ L_n 等于轴承的工作期限;

ε —寿命系数, 对球轴承 $\varepsilon=3$, 对滚子轴承 $\varepsilon=\frac{10}{3}$;

f_F —工作情况系数, 对轻度冲击和振动的机床 (车床、铣床、钻床、磨床等多数机床), $f_F=1.1\sim 1.3$;

K_N —功率利用系数, K_n —速度转化系数, K_I —齿轮轮换工作系数, 查《机床设计手册》;

P —当量动载荷, 按《机床设计手册》。

$$L_{n1} = 24863h \geq [T] \quad L_{n2} = 32003h \geq [T] \quad L_{n3} = 19852h \geq [T]$$

故轴承校核合格。

第四章传动系统的III轴及轴上零件设计

4.1 齿轮的验算

要检查齿轮的强度，我们应该选择相同的模承担牙齿的最大数量，接触应力和弯曲应力测试。应力计算的高速传动齿轮齿的接触应力，与低速驱动齿轮齿的计算。

在坚硬的表面，软核牙齿渗碳淬火齿轮，齿根弯曲应力，必须进行检查。

接触应力的验算公式为

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{Zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_S N}{u B n_j}} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_j] \quad (4-1)$$

弯曲应力的验算公式为

$$\sigma_w = \frac{2081 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_S N}{Z m^2 B Y n_j} (\text{MPa}) \leq [\sigma_w] \quad (4-2)$$

式中 N-齿轮传递功率 (KW)， $N = N_d \cdot \eta$ ； N_d -电动机额定功率 (KW)；

η -从电动机到所计算的齿轮的机械效率； n_j -齿轮计算转速 (r/min)；

m-初算的齿轮模数 (mm)；B-齿宽 (mm) Z-小齿轮齿数；

u-大齿轮与小齿轮齿数之比， $u \geq 1$ ，“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合；

K_S -寿命系数： $K_S = K_T K_n K_N K_Q$ K_T -工作期限系数：

$$K_T = m \sqrt{\frac{60 n_1 T}{C_o}}$$

T-齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h)，对于中型机床的齿轮取 $T_s = 15000 \sim 20000 \text{h}$ ，同一变速组内的齿轮总工作时间可近似地认为 $T = T_s / P$ ，P 为变速组的传动副数；

n_1 -齿轮的最低转速 (r/min)；

C_o -基准循环次数；(以下均参见《机床设计指导》)

m —疲劳曲线指数

K_n —速度转化系数 K_N —功率利用系数, K_Q —材料强化系数, K_S —的极限值 $K_{S\min}$ $K_{S\max}$, 当 $K_S \geq K_{S\max}$ 时, 则取 $K_S = K_{S\max}$; 当 $K_S < K_{S\min}$ 时, 取 $K_S = K_{S\min}$;

K_1 —工作情况系数, 中等冲击的主运动, 取 $K_1 = 1.2 \sim 1.6$; K_2 —动载荷系数,
 K_3 —齿向载荷分布系数, Y —标准齿轮齿形系数, $[\sigma_j]$ —许用接触应力 (MPa), $[\sigma_w]$ —许用弯曲应力 (MPa),

如果检查结果不合格或者, 可以改变材料或热处理方法的选择, 如果还不满意, 我们必须采取调整齿宽或重新选择齿数和模量等措施。

三轴上的三联滑移齿轮采用整淬的方式进行热处理

传至三轴时的最大转速为:

$$n_3 = 1450 \times \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} = 1148.86 r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times 0.98 \times 0.99^7 = 0.723$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.42 \text{kw} \quad n_j = n_3 = 1148.86 r / \min$$

最少的齿轮在三联滑移齿轮中齿数为 41×2.25 , 且齿宽 $B = 12 \text{mm}$, $u = 1.05$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{41 \times 2.25} \sqrt{\frac{(1.05 + 1) \times 1.2 \times 1.3 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.42}{1.05 \times 20 \times 1148.86}} = 1189 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{MP}$$

故三联滑移齿轮符合标准

① 验算 50×2.5 的齿轮:

50×2.5 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1148.86 r / \min \quad \eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times 0.98 \times 0.99^7 \times 0.97^2 = 0.680$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.1 \text{kw} \quad B = 15 \text{mm} \quad u = 1$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{50 \times 2.5} \sqrt{\frac{(1 + 1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{1 \times 15 \times 1148.86}} = 910 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{MP}$$

故此齿轮合格

② 验算 63×3 的齿轮:

63×3 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1148.86r / \min \quad \eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times 0.98 \times 0.99^7 \times 0.97^2 = 0.680$$

$$N = N_d \bullet \eta = 5.1\text{kw} \quad B = 10\text{mm} \quad u = 4$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{63 \times 3} \sqrt{\frac{(4+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{4 \times 10 \times 1148.86}} = 558\text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250\text{MP}$$

故此齿轮合格。

③ 验算 44×2 齿轮：

44×2 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1148.86r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times 0.98 \times 0.99^7 \times 0.97^2 = 0.680 \quad N = N_d \bullet \eta = 5.1\text{kw} \quad B = 10\text{mm}$$

u=1

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{44 \times 2} \sqrt{\frac{(1+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{1 \times 15 \times 1148.86}} = 1239\text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250\text{MP}$$

故此齿轮合格。

4.2 传动轴的验算

为驱动轴，除重负载轴，一般不需要进行强度，只检查的刚性。

传动轴的抗弯断面惯性矩 (mm^4)

花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + bN(D-d)(D+d)^2}{64} (mm^4) =$$

$$\frac{\pi \times 32^4 + 6 \times 8 \times (36-32) \times (36+32)^2}{64} = 6.534 \times 10^4 mm^4$$

式中 d—花键轴的小径 (mm)； i—花轴的大径 (mm)； b、N—花键轴键宽，键数；

在传动轴的弯曲载荷的计算一般是由危险的部份的最大转矩得：

$$M_{\text{扭}} = 955 \times 10^4 \frac{N}{n_j} (N \bullet mm) = 955 \times 10^4 \times \frac{5.42}{1148.86} = 4.51 \times 10^4 N \bullet mm \quad (4-3)$$

式中 N —该轴传递的最大功率 (kw) ; n_j —该轴的计算转速 (r/min 传动轴的弯曲力矩具有输入转矩齿轮的圆周力和输出转矩齿轮, 径向力, 齿轮的圆周力)。

$$P_i: P_i = \frac{2M_{\text{轴}}(N)}{D} = \frac{2 \times 4.51 \times 10^4}{50} = 1.804 \times 10^3 \text{ N}$$

式中 D —齿轮节圆直径 (mm), $D=mZ$ 。

齿轮的径向力 P_r :

$$P_r = P_i \tan(\alpha + \rho) / \cos \beta (N) = 902 \text{ N}$$

式中 α —为齿轮的啮合角;

ρ —齿面摩擦角; β —齿轮的螺旋角;

$$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}} \text{ mm} = 27.86 \text{ mm} \quad (4-4)$$

符合校验条件

花键轴键侧挤压应力的验算 花键键侧工作表面的挤压应力为:

$$\sigma_{jy} = \frac{8M_{n\max}}{(D^2 - d^2)lNK} \leq [\sigma_{jy}], (\text{MPa})$$

式中 $M_{n\max}$ —花键传递的最大转矩 ($N \text{ mm}$) ;

D 、 d —花键轴的大径和小径 (mm) ; L —花键工作长度;

N —花键键数; K —载荷分布不均匀系数, $K=0.7 \sim 0.8$;

$$\sigma_{jy} = \frac{8 \times 4.51 \times 10^4}{(36^2 - 32^2) \times 116 \times 8 \times 0.7} = 2.04 \text{ MPa} \leq [\sigma_{jy}] = 20 (\text{MPa})$$

故此三轴花键轴校核合格。

4.3 轴组件的刚度验算

两支撑主轴组件的合理跨距

主轴组件跨度对刚度较大, 在主要部件的设计草图, 可以在合理的范围 L . 为了计算, 修改草案中, 当跨度远远大于 L . 大于当考虑使用三个支承结构。

《机床设计》的教科书中的主轴组件柔度方程系在主轴端部 C 点家在时主轴和轴承两相柔度的迭加, 其极值方程为:

$$L_o^3 - \frac{6EI_o}{C_B C} - \frac{6EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right) = 0$$

式中 L_o —合理跨距；

C —主轴悬伸梁； C_A 、 C_B —后、前支撑轴承刚度；

该一元三次方程求解可得为一实根：

$$L_o = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)} (mm)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)^2}} (mm)$$

$$\text{并且 } \frac{L_o}{C} = \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)$$

机床传动轴用滚动轴承，主要是因疲劳破坏而失效，故应进行疲劳验算。其额定寿命

$$L_n = 500 \left(\frac{C_j}{f_F K_N KIP} \right)^\varepsilon \geq [T](h)$$

或按计算负荷 C_j 的计算公式进行计算：

$$C_j = \frac{f_h}{f_n} f_F K_N K_n KIP \leq [C](N)$$

式中 L_n —额定寿命 (h)；

C_j —计算动载荷；

T —工作期限 (h)，对一般机床取10000—15000小时。

C —滚动轴承的额定负载 (N)，单位用 (kgf) 应换算成 (N)；

$$f_n \text{—速度系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{100}{3n_i}} \quad n_i \text{为滚动轴承的计算转速 (r/mm)}$$

$$f_n \text{—寿命系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{L_n}{500}} \quad L_n \text{等于轴承的工作期限;}$$

$$\varepsilon \text{—寿命系数, 对球轴承 } \varepsilon=3, \text{ 对滚子轴承 } \varepsilon=\frac{10}{3};$$

f_F —工作情况系数，对轻度冲击和振动的机床（车床、铣床、钻床、磨床

等多数机床）， $f_F = 1.1 \sim 1.3$ ；

K_N —功率利用系数， K_n —速度转化系数， K_f —齿轮轮换工作系数，查《机床设计手册》；

P —当量动载荷，按《机床设计手册》。

$$L_{n1} = 24863h \geq [T] \quad L_{n2} = 32003h \geq [T] \quad L_{n3} = 19852h \geq [T] \quad \text{故轴承校核合格}$$

第五章传动系统的IV轴及轴上零件设计

5.1 齿轮的验算

要检查齿轮的强度，我们应该选择相同的模承担牙齿的最大数量，接触应力和弯曲应力测试。应力计算的高速传动齿轮齿的接触应力，与低速驱动齿轮齿的计算。

在坚硬的表面，软核牙齿渗碳淬火齿轮，齿根弯曲应力，必须进行检查。

接触应力的验算公式为：

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{Zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_s N}{u B n_j}} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_j] \quad (5-1)$$

弯曲应力的验算公式为：

$$\sigma_w = \frac{2081 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_s N}{Z m^2 B Y n_j} (\text{MPa}) \leq [\sigma_w] \quad (5-2)$$

式中 N-齿轮传递功率 (KW)， $N = N_d \cdot \eta$ ；

N_d -电动机额定功率 (KW)； η -从电动机到所计算的齿轮的机械效率；

n_j -齿轮计算转速 (r/min)； m -初算的齿轮模数 (mm)；

B-齿宽 (mm) Z-小齿轮齿数；

u-大齿轮与小齿轮齿数之比， $u \geq 1$ ，“+”号用于外啮合，“-”号用于内啮合；

$$K_s = K_T K_n K_N K_Q \quad (5-3)$$

K_T -工作期限系数：

$$K_T = m \sqrt{\frac{60 n_1 T}{C_o}} \quad (5-4)$$

T-齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h)，对于中型机床的齿轮取

$T_s = 15000 \sim 20000\text{h}$ ， $T = T_s / P$ ，P 为变速组的传动副数；

n_1 -齿轮的最低转速 (r/min)；

C_o —基准循环次数，（以下均参见《机床设计指导》）

m —疲劳曲线指数，

K_n —速度转化系数， K_N —功率利用系数， K_Q —材料强化系数

K_S —的极限值 $K_{S_{max}}$ ， $K_{S_{min}}$ ，当 $K_S \geq K_{S_{max}}$ 时，则取 $K_S = K_{S_{max}}$ ；当 $K_S < K_{S_{min}}$ 时，

取 $K_S = K_{S_{min}}$ 。

K_1 —工作情况系数，中等冲击的主运动，取 $K_1 = 1.2 \sim 1.6$ ；

K_2 —动载荷系数；

K_3 —齿向载荷分布系数；

Y —标准齿轮齿形系数；

$[\sigma_j]$ —许用接触应力（MPa），

$[\sigma_w]$ —许用弯曲应力（MPa），

如果检查结果不合格或者，可以改变材料或热处理方法的选择，如果还不满意，我们必须采取调整齿宽或重新选择齿数和模量等措施。

IX轴上的直齿齿轮采用整淬的方式进行热处理

传至IX轴时的最大转速为：

$$n_3 = 1450 \times \frac{130}{230} \times \frac{51}{43} \times \frac{22}{58} \times \frac{20}{80} \times \frac{20}{80} \times \frac{26}{58} \times \frac{58}{58} = 1400 r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{51}{43} \times \frac{22}{58} \times \frac{20}{80} \times \frac{20}{80} \times \frac{26}{58} \times \frac{58}{58} \times 0.98 \times 0.99^7 = 0.723$$

$$N = N_d \quad \eta = 5.42 \text{kw}$$

$$n_j = n_3 = 1400 r / \min$$

齿轮的模数与齿数为 33×2 ，且齿宽为 $B = 20 \text{mm}$

$u = 1.05$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{33 \times 2} \sqrt{\frac{(1.05 + 1) \times 1.2 \times 1.3 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.42}{1.05 \times 20 \times 10}} = 1201 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{MP}$$

故齿轮符合标准 验算 58×2 的齿轮：

58×2 齿轮采用整淬

$$n_j = n_3 = 1400 \text{ r/min}$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{51}{43} \times \frac{22}{58} \times \frac{20}{80} \times \frac{20}{80} \times \frac{26}{58} \times \frac{58}{58} \times 0.98 \times 0.99^7 \times 0.97^2 = 0.680$$

$$N = N_d \times \eta = 5.1 \text{ kW} \quad B = 20 \text{ mm} \quad u = 1$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{58 \times 2} \sqrt{\frac{(1+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{1 \times 15 \times 10}} = 1135 \text{ MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{ MP}$$

故此齿轮合格。

5.2 传动轴的验算

为驱动轴，除重负载轴，一般不需要进行强度，只检查的刚性。

轴的抗弯断面惯性矩 (mm^4)

花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + bN(D-d)(D+d)^2}{64} (\text{mm}^4) =$$

$$\frac{\pi \times 26^4 + 6 \times 6 \times (32-26)(32+26)^2}{64} = 3.377 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

式中 d —花键轴的小径 (mm) ;

D —花轴的大径 (mm) ;

b 、 N —花键轴键宽，键数；

在传动轴的弯曲载荷的计算一般是由危险的部份的最大转矩得到：

$$M_{\text{扭}} = 955 \times 10^4 \frac{N}{n_j} (\text{N} \cdot \text{mm}) = 955 \times 10^4 \times \frac{5.42}{10} = 5.18 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

式中 N —该轴传递的最大功率 (kW) ;

n_j —该轴的计算转速 (r/min) 。

$$\text{轮的圆周力 } P_t: P_t = \frac{2M_{\text{扭}}}{D} (\text{N}) = \frac{2 \times 5.18 \times 10^6}{32} = 2.35 \times 10^5 \text{ N}$$

式中 D —齿轮节圆直径 (mm) , $D = mZ$ 。

齿轮的径向力 P_r :

$$P_r = P_t \tan(\alpha + \rho) / \cos \beta (N) = 1003 N$$

式中 α —为齿轮的啮合角;

ρ —齿面摩擦角;

β —齿轮的螺旋角;

$$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}} mm = 22.32 mm$$

符合校验条件

花键轴键侧挤压应力的验算

花键键侧工作表面的挤压应力为:

$$\sigma_{jy} = \frac{8M_{n\max}}{(D^2 - d^2)lNK} \leq [\sigma_{jy}], (MPa)$$

式中 $M_{n\max}$ —花键传递的最大转矩 ($N \cdot mm$) ;

D、d—花键轴的大径和小径 (mm) ;

L—花键工作长度;

N—花键键数;

K—载荷分布不均匀系数, $K=0.7 \sim 0.8$;

$$\sigma_{jy} = \frac{8 \times 5.18 \times 10^6}{(32^2 - 26^2) \times 116 \times 8 \times 0.7} = 14.6 MPa \leq [\sigma_{jy}] = 20 (MPa)$$

故此花键轴校核合格。

5.3 轴组件的刚度验算

合理跨越两个支承轴总成

的主轴组件跨度上的结构的刚度, 在主要成分中的草图影响, 可以在合理的范围 L. 计算, 以修改草案, 当跨度远远大于 L. 大于当考虑使用三个支承结构。

教科书中的主轴组件柔度方程系在主轴端部 C 点家在时主轴和轴承两相柔度的

迭加，其极值方程为：

$$L_o^3 - \frac{6EI_o}{C_B C} - \frac{6EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right) = 0$$

式中 L_o —合理跨距；

C —主轴悬伸梁；

C_A 、 C_B —后、前支撑轴承刚度

$$L_o = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)} (mm)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)^2}} (mm)$$

$$\text{并且 } \frac{L_o}{C} = \left(1 + \frac{C_B}{C_A}\right)$$

机床传动轴用滚动轴承，主要是因疲劳破坏而失效，故应进行疲劳验算。其额定寿命 L_h 的计算公式为：

$$L_h = 500 \left(\frac{C f_n}{f_f K_N KIP} \right)^\varepsilon \geq [T] (h)$$

或按计算负荷 C_j 的计算公式进行计算：

$$C_j = \frac{f_h}{f_n} f_f K_N K_n KIP \leq [C] (N)$$

式中 L_n —额定寿命 (h)；

C_j —计算动载荷；

T —工作期限 (h)，对一般机床取10000—15000小时。

C —滚动轴承的额定负载 (N)，根据《轴承手册》或《机床设计手册》查取，单位用 (kgf) 应换算成 (N)；

$$f_n \text{—速度系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{100}{3n_i}} \quad n_i \text{为滚动轴承的计算转速 (r/mm)}$$

$$f_n \text{—寿命系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{L_n}{500}} \quad L_n \text{等于轴承的工作期限;}$$

$$L_{n1} = 26125h \geq [T]$$

第六章传动系统的V轴及轴上零件设计

6.1 齿轮的验算

要检查齿轮的强度，我们应该选择相同的模承担牙齿的最大数量，接触应力和弯曲应力测试。应力计算的高速传动齿轮齿的接触应力，与低速驱动齿轮齿的计算。

在坚硬的表面，软齿齿轮渗碳，弯曲应力，必须进行检查。

接触应力的验算公式为

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{Zm} \sqrt{\frac{(u \pm 1) K_1 K_2 K_3 K_s K_\beta N}{u B n_j}} \quad (\text{MPa}) \leq [\sigma_j] \quad (6-1)$$

弯曲应力的验算公式为：

$$\sigma_w = \frac{2081 \times 10^5 K_1 K_2 K_3 K_s N}{Zm^2 B Y n_j} (\text{MPa}) \leq [\sigma_w] \quad (6-2)$$

$K_s = K_T K_n K_N K_Q$ K_T -工作期限系数：

$$K_T = m \sqrt{\frac{60 n_1 T}{C_o}} \quad (6-3)$$

T -齿轮在机床工作期限 (T_s) 内的总工作时间 (h)，对于中型机床的齿轮取

$T_s = 15000 \sim 20000\text{h}$ ，同一变速组内的齿轮总工作时间可近似地认为 $T = T_s / P$ ， P

为变速组的传动副数；

n_1 -齿轮的最低转速 (r/min)；

C_o -基准循环次数；（以下均参见《机床设计指导》）

m -疲劳曲线指数；

K_n -速度转化系数；

K_N -功率利用系数；

K_Q -材料强化系数；

K_S —的极限值 $K_{S_{\max}}$, $K_{S_{\min}}$ 当 $K_S \geq K_{S_{\max}}$ 时, 则取 $K_S = K_{S_{\max}}$; 当 $K_S < K_{S_{\min}}$ 时, 取 $K_S = K_{S_{\min}}$;

K_1 —工作情况系数, 中等冲击的主运动, 取 $K_1 = 1.2 \sim 1.6$;

K_2 —动载荷系数;

K_3 —齿向载荷分布系数;

Y —标准齿轮齿形系数;

$[\sigma_j]$ —许用接触应力 (MPa) ; $[\sigma_w]$ —许用弯曲应力 (MPa) ;

如果检查结果不合格或者, 可以改变材料或热处理方法的选择, 如果还不满意, 我们必须采取调整齿宽或重新选择齿数和模量等措施。

轴上的斜齿轮采用调质处理的方式进行热处理

传至五轴时的最大转速为:

$$n_3 = 1450 \times \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times \frac{50}{50} \times \frac{51}{50} = 1148.86 r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times \frac{50}{50} \times \frac{51}{50} \times 0.98 \times 0.99^9 = 0.723$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.42 \text{kw} \quad n_j = n_3 = 1148.86 r / \min$$

①斜齿轮为 26×4 , 且齿宽为 $B = 35 \text{mm}$, $u = 1.05$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{26 \times 4} \sqrt{\frac{(1.05 + 1) \times 1.2 \times 1.3 \times 1.04 \times 3.72 \times 1.53 \times 5.42}{1.05 \times 20 \times 1148.86}} = 1304 \text{MP} \leq [\sigma_j] = 1560 \text{MP}$$

故斜齿轮符合标准

②验算 80×2.5 的齿轮: 80×2.5 齿轮采用调质热处理

$$n_j = n_3 = 1148.86 r / \min$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times \frac{50}{50} \times \frac{20}{80} \times 0.98 \times 0.99^9 \times 0.97^2 = 0.184$$

$$N = N_d \cdot \eta = 211.39 \text{kw} \quad B = 26 \text{mm} \quad u = 1$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{50 \times 2.5} \sqrt{\frac{(1+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 211.39}{1 \times 15 \times 1148.86}} = 560 \text{ MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{ MP}$$

故此齿轮合格。

③ 验算 50×2.5 的齿轮：

50×2.5 齿轮采用调质热处理

$$n_j = n_3 = 1148.86 \text{ r/min}$$

$$\eta = \frac{130}{230} \times \frac{56}{38} \times \frac{39}{41} \times \frac{50}{50} \times \frac{20}{80} 0.98 \times 0.99^9 \times 0.97^2 = 0.680$$

$$N = N_d \cdot \eta = 5.1 \text{ kW} \quad B = 10 \text{ mm} \quad u = 4$$

$$\sigma_j = \frac{2081 \times 10^3}{80 \times 2.5} \sqrt{\frac{(4+1) \times 1.2 \times 1 \times 1.04 \times 3.72 \times 5.1}{4 \times 10 \times 1148.86}} = 558 \text{ MP} \leq [\sigma_j] = 1250 \text{ MP}$$

故此齿轮合格。

6.2 轴组件的刚度验算

两支撑主轴组件的合理跨距

主要部件的设计草图，主轴组装要求的大跨度可以在合理的范围 L 在计算中，使正确的草图，当跨度远比 L 三个支撑结构更大应该被使用。

在该系统中的主轴端部的 C 主轴组件灵活性方程的“机械设计”，在主轴和轴承两相的灵活性，极值方程：

$$L_o^3 - \frac{6EI l_o}{C_B C} - \frac{6EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right) = 0 \quad \text{式中 } L_o \text{ — 合理跨距；} \quad (6-4)$$

C — 主轴悬伸梁 C_A 、 C_B — 后、前支撑轴承刚度

$$L_o = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B} \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)} \text{ (mm)}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{12EI}{C_B \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)^2}} \text{ (mm)}$$

$$\text{并且 } \frac{L_o}{C} = \left(1 + \frac{C_B}{C_A} \right)$$

机床传动轴用滚动轴承，主要是因疲劳破坏而失效，故应进行疲劳验算。其额定寿命 L_h 的计算公式为：

$$L_h = 500 \left(\frac{C_j f_n}{f_F K_N K_I P} \right)^\varepsilon \geq [T](h)$$

或按计算负荷 C_j 的计算公式进行计算：

$$C_j = \frac{f_h}{f_n} f_F K_N K_n K_I P \leq [C](N)$$

式中 L_n —额定寿命 (h)；

C_j —计算动载荷；

T —工作期限 (h)，对一般机床取10000—15000小时。

C —滚动轴承的额定负载 (N)，根据《轴承手册》或《机床设计手册》查取，单位用 (kgf) 应换算成 (N)；

$$f_n \text{—速度系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{100}{3n_i}} \quad n_i \text{ 为滚动轴承的计算转速 (r/mm)}$$

$$f_n \text{—寿命系数, } f_n = \varepsilon \sqrt{\frac{L_n}{500}} \quad L_n \text{ 等于轴承的工作期限;}$$

$$\varepsilon \text{—寿命系数, 对球轴承 } \varepsilon = 3, \text{ 对滚子轴承 } \varepsilon = \frac{10}{3};$$

f_F —工作情况系数，对轻度冲击和振动的机床（车床、铣床、钻床、磨床等多数机床）， $f_F = 1.1 \sim 1.3$ ；

K_N —功率利用系数； K_n —速度转化系数， K_I —齿轮轮换工作系数，查《机床设计手册》；

P —当量动载荷，按《机床设计手册》。

$$L_{n1} = 24863h \geq [T] \quad L_{n2} = 32003h \geq [T] \quad L_{n3} = 19852h \geq [T] \quad \text{故轴承校核合格。}$$

结 论

本次毕业设计的题目是机床主轴箱结构设计 3, 针对机床进行设计, 经历了几个月的毕业设计, 转眼间毕业设计即将结束, 刚开始对自己所选的题目有些茫然, 即使平时很认真学习, 但所涉及计算内容还是稀里糊涂, 感觉课上内容只是基础, 应用到了实践的确是一个不小的挑战, 理论应该与实践结合起来。

这次对于我的设计, 回想起来在设计上下了不少的功夫, 重要在于设计的计算与公式的运用, 上网收了不少的文件, 查阅了大量的文献来帮助设计的进行, 再加上老师仔细的指导, 最终顺利的完成了这次毕业设计论文. 通过本次设计, 学到了很多知识, 懂得学以致用, 理论与实践相结合, 在解决问题上能力得到了提高, 也体会到了以前上课所学的知识早已经忘记, 需要不断的加强与巩固, 这次设计. 从中学到了很多书本以外的知识, 还学到了利用绘图软件 AUTOCAD 进行简单的绘图, 以及其他软件的电子设备的使用方式。

这次经过几个月的设计, 使自己更加充实, 更加享受大学校园的快乐, 使得自己顺利的毕业, 走向社会。

参考文献

- [1] 任殿阁, 张佩勤. 机床设计指导 (第三版) [J]. 北京: 北京工业出版社, 2002: 76-80
- [2] 刘朝儒, 彭福萌. 机械制图 (第四版) [J]. 北京: 高等教育出版社, 2006. 12
- [3] 杨德武, 鄢利群. 机械设计基础[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 2006: 191-220
- [4] 成大先. 机械设计手册 (第三版). 第 1 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 76-80
- [5] 成大先. 机械设计手册 (第三版). 第 2 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 430-436
- [6] 成大先. 机械设计手册 (第三版). 第 3 卷[M]. 北京: 北京工业出版社, 2002: 32-40
- [7] 成大先. 机械设计手册 (第三版). 第 4 卷[M]. 北京: 北京工业出版社, 2002: 256-187
- [8] 刘杰, 赵春雨, 宋伟刚等. 机电一体化技术基础与产品设计[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003: 46-61
- [9] 张玉, 刘平. 几何量公差与测量技术 (第 3 版) [M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2006: 17-97
- [10] 濮良贵, 纪名刚. 机械零件[M]. 北京: 高等教育出版社, 1995: 47-97
- [11] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 34-57
- [12] 张桂芳, 滑动轴承[M]. 北京高等教育出版社, 1985: 78-98
- [13] 邱宣怀. 机械设计[J]. 高等教育出版社. 1995: 47-97
- [14] 吴宗泽, 罗圣国. 机械设计课程设计手册[J]. 高等教育出版社. 1982: 76-80
- [15] 曹桃, 高学满. 金属切削机床挂图[J]. 上海交通大学出版社. 1984: 430-436

致 谢

时间过的飞快,转眼间半年的时间过去了,紧张的毕业设计即将结束.在这半年的时间里,在赵老师的亲自指导参与下,我的毕业设计题目终于的按时完成了.在此非常感谢老师的指导与帮助,在设计期间,抽出宝贵的时间为我们讲解与指导,不断的发现我们设计过程中出现的问题并给予纠正,不断地我们进行修改提供宝贵的意见,使的我们的设计过程非常的愉快,最终完成了毕业设计.再次对赵老师致以诚挚和衷心的感谢!

我毕业设计的如期完成,除了赵艳春老师以外,整个设计小组的同学在设计过程中给我的帮助也是非常重要的,在我迷茫的时候能够给予帮助,在自己遇见问题不会的时候,能够主动上前细心的为我提供帮助,在此对他们真诚的说一声:谢谢你们!

最后祝所有老师和同学们身体健康,工作顺利,心想事成,天天开心!

毕业设计(论文)答辩记录

专业班级:机械设计制造及其自动化 1101 班 学 号: 311202236 姓名: 程学博

答辩内容记录:

记录人:

沈阳化工大学科亚学院

本科生毕业设计成绩考核评价表

毕业设计名称	机床主轴箱结构设计 3				
专业	机械设计制造及其自动化	班级	1101 班	姓名	程学博
评价人	权重	评价点			得分
指导教师	10	图纸完备、整洁，设计说明书的撰写质量			
	5	分析、计算、论证的综合能力			
	5	能综合运用所学知识和专业知识，独立工作能力强			
	5	毕业实习表现、进度表书写情况			
评阅人	10	设计的有重大改进或独特见解，有一定应用价值			
	5	设计的难度和工作量，结合本专业情况			
	5	计算、图纸、公式、符号、单位是否符合工程设计规范			
	5	说明书的条理性、语言、书写、图表水平			
答辩小组	10	设计规格符合要求及答辩规范程度			
	10	答辩挂图准备情况			
	10	答辩中思维敏捷，知识面宽厚程度			
	10	回答问题的正确性，有无错误			
	10	是否有创新意识，设计是否有新意			
教师、评阅人和答辩小组按以上各条的相应评价点给出得分，合计总分数。 在总成绩分数中，90-100 分为优秀，80-89 分为良好，70-79 为中等，60-69 为及格，不足 60 分为不及格，列入本表右侧成绩栏中。 注意：有严重抄袭现象的学生成绩应定为不及格，有抄袭现象但不严重的学生成绩应降档处理。指导教师、评阅人及答辩小组对此应切实注意，如有不可解决的分歧，可交于院系答辩委员会裁定。				合计分数	
				成绩	

答辩小组：_____

年 月 日

沈阳化工大学科亚学院

毕业设计（论文）答辩成绩评定

沈阳化工大学科亚学院毕业设计（论文）答辩委员会于 2015 年 6 月 5 日审查了 机械设计制造及其自动化 专业 程学博 的毕业设计（论文）。

设计（论文）题目： 机床主轴箱结构设计 3

设计（论文）专题部分： 机床主轴箱设计

设计（论文）共 36 页，设计图纸 3 张

指导教师： 赵艳春

评阅人： 于玲

毕业设计（论文）答辩委员会意见：

成绩： _____

学院答辩委员会

主任委员（签章）

年 月 日

沈阳化工大学科亚学院

毕业设计（论文）答辩成绩评定

沈阳化工大学科亚学院毕业设计（论文）答辩委员会于 2015 年 6 月 5 日审查了 机械设计制造及其自动化 专业 程学博 的毕业设计（论文）。

设计（论文）题目： 机床主轴箱结构设计 3

设计（论文）专题部分： 机床主轴箱设计

设计（论文）共 36 页，设计图纸 3 张

指导教师： 赵艳春

评阅人： 于玲

毕业设计（论文）答辩委员会意见：

成绩： _____

学院答辩委员会

主任委员（签章）

年 月 日

