CA6140 车床主轴箱的设计

1 绪论

1.1 课题简介

1.1.1 金属切削机床国内外研究状况

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，所以又称“工作母机”或“工作机”，习惯上称“机床”[1]。

金属切削机床是人类在改造自然的长期生产实践中，不断改进生产工具的基础上产生很发展起来的。最原始的机床是依靠双手的往复运动在工件上钻孔。最初的加工对象是木料。而后发展到加工其他材料，出现了依靠人力使工件往复回转的原始车床。当加工对象由木料逐步过渡到金属时，车圆、钻孔等都要求增大动力，于是就逐渐出现了水力、风力和畜力等驱动的机床。18 世纪末，蒸汽机的出现，提供了新型巨大的能源，使生产技术发生了革命性的变化。20 世纪以来，齿轮变速箱的出现，使机床结构发生了根本性的变化。近些年来，随着电子技术、计算机技术、信息技术以及激光技术等的发展并应用于机床领域，使机床的发展进入了一个新时代。自动化、精密化、高效化和多样化成为这一时代机床发展的特征，用以满足社会生产多种多样、越来越高的要求，推动社会生产力的发展[2,3]。

不断提高劳动生产率和自动化程度是机床发展的基本方向。近年来，数控机床已成为机床发展的主流。数控机床无需人工操作，而是靠数控程序完成加工循环。因此，调整方便，适应灵活多变的产品，使得中小批生产自动化成为可能。数控机床不仅实现了柔性自动化，而且提高了生产率，降低了废品率，它已由中小批生产进入了大批量的生产领域。当然，改型方便，易实现产品的更新换代，也是数控机床进入大量生产领域的重要原因[4]。

1.1.2 国内机床工业与国外的差距

我国机床工业已取得了很大的成就，但与世界先进生产水平相比，还有较大的差距。主要表现在：大部分高精度和超精密机床的性能还不能满足要求，精度保持性也较差，特别是高效自动化和数控化机床的产量、技术水平和质量等方面都明显落后。我国数控机床基本上是中等规格的车床、铣床和加工中心等。精密、大型、重型或小型数控机床，还远不能满足需要。至于航空、冶金、造船等工业部门所需要的多种类

型的特种数控机床基本还是空白的[5,6]。

在技术水平和性能方面差距也很明显，国外已做到 15-19 轴联动，分辨率达 0.01 微米，而我国目前只能做到 5-6 轴联动，分辨率为 1 微米。国内产品的质量与可靠性也不够稳定，特别是先进数控系统的开发和研制还需要作进一步努力。我国机床工业必须不断扩大技术队伍和提高人员的技术素质，学习和引进国外的先进科学技术，大力开展科学研究，以便早日赶上世界先进水平[7,8]。

1.2 CA6140 机床的说明

CA6140 机床可进行各种车削工作，并可加工公制、英制、模数和径节螺纹。

主轴三支撑均采用滚动轴承；进给系统用双轴滑移共用齿轮机构；纵向与横向进给由十字手柄操纵，并附有快速电机。该机床刚性好、功率大、操作方便。

主要技术参数如下：

工件最大回转直径：

在床面上……400 毫米

在床鞍上……210 毫米

工件最大长度（四种规格）……750、1000、1500、2000 毫米

主轴孔径…… 48 毫米

主轴前端孔锥度 …… 400 毫米

主轴转速范围：

正传（24 级）…… 10～1400 转/分

反传（12 级）…… 14～1580 转/分

加工螺纹范围：

公制（44 种）……1～192 毫米

英制（20 种）…… 2～24 牙/英寸

模数（39 种）…… 0.25～48 毫米

径节（37 种）…… 1～96 径节

进给量范围：

纵向（64 种）……
- 细化 0.028~0.054 毫米/转
- 正常 0.08~1.59 毫米/转
- 加大 1.71~6.33 毫米/转

横向（64 种）……
- 细化 0.014~0.027 毫米/转
- 正常 0.04~0.79 毫米/转
- 加大 0.86~3.16 毫米/转

刀架快速移动速度：

纵向……4 米/分

横向……4 米/分
主电机：
功率……7.5 千瓦
转速……1450 转/分
快速电机：
功率……370 瓦
转速……2600 转/分
冷却泵：
功率……90 瓦
流量……25 升/分
工件最大长度为 1000 毫米的机床：
外形尺寸（长×宽×高）……2668×1000×1190 毫米
重量约……2000 公斤

1.3 CA6140 主轴箱

1.3.1 主轴箱的功用

主轴箱的功用是支承主轴和传动其旋转，并使其实现起动、停止和换向等功能[9,10]。

1.3.2 主轴箱组成及特点

（1）卸荷带轮装置　带轮传动中产生的拉力，通过轴承、法兰盘传给主轴箱，这种结构称为卸荷带轮装置。

（2）摩擦离合器　主轴箱内的双向机械多片式摩擦离合器，它具有左、右两组由若干内、外摩擦片交叠组成的摩擦片组。

（3）制动器及操纵机构　制动装置的功用是在车床停机过程中，克服主轴箱内各运动件的旋转惯性，使主轴迅速停止转动，以缩短辅助时间。

（4）主轴部件　主轴是车床的关键部分，在工作时承受很大的切削抗力。工件的精度和表面粗糙度，在很大程度上决定于主轴部件的刚度和回转精度。

（5）主轴变速操纵机构　该机构主要用来控制箱内一根轴上的双联滑移齿轮和另一根轴上的三联滑移齿轮。

（6）主轴箱中各传动件的润滑　主轴箱的润滑是由专门的润滑系统提供的。CA6140 型车床主轴箱润滑的特点是箱体外循环。油液将主轴箱中摩擦所产生的热量带至箱体外的油箱中，冷却后再流入箱体，因此就可以减少主轴箱的热变形，以提高机床的加工精度[11-15]。

1.4 选题依据

通过近四年的学习，本人对机械方面的知识有了不少的了解。于是在毕业设计时是选择了 CA6140 车床主轴箱的设计这个课题，该设计既有机床结构方面内容，又有机床设计方面内容，有利于将大学所学的知识进行综合运用。虽然本人未曾系统的学习机床设计方面的课程，但相信通过该毕业设计能够拓宽知识面，增加自己的查阅科研文献资料的能力，以及动手实践的能力，所以选择此课题。

本课题由南京理工大学曹春平讲师拟定。

1.5 本设计的意义和应用价值

CA6140 车床是金属切削机床的一个典型代表，广泛的应用于金属切削加工领域。该机床刚性好、功率大、操作方便。研制 CA6140 机床主轴箱的结构及并进行设计，一方面可以加深对机床结构设计、机床传动系统设计的了解和掌握，将自己大学四年所学的知识进行全面的整合和优化，另一方面还可以提高自己的实际动手能力，调研能力以及工程制图能力。所以，我认为选择该课题意义匪浅。

1.6 研究内容及方法

1.6.1 研究内容

根据任务书给定的设计参数确定传动方案、传动系统图，确定各传动齿轮的参数，传动比等，同时要考虑到传动效率等问题。另还要对主要零件进行计算、研究，对主轴刚度、强度等进行计算和验算。

1.6.2 研究方法

（1）确定传动方案和传动系统图

根据 CA6140 车床主轴箱结构及任务书给定的设计参数，确定主轴箱的结构、转速图，最终确定系统的传动结构、传动系统图。

（2）进行主轴箱内各结构计算及校核

完成主轴箱箱体、各传动轴轴上零件计算及校核。

2　传动方案及传动系统图的拟定

（1）确定极限转速

已知主轴最低转速 $n_{min}=10\,\text{mm/s}$，最高转速 $n_{\max}=1400\,\text{mm/s}$，转速调整范围为

$$R_n=n_{\max}/n_{\min}=14 \tag{2.1}$$

（2）确定公比

选定主轴转速数列的公比为 $\phi=1.26$

（3）求出主轴转速级数 Z

$$Z=\lg R_n/\lg\phi+1=\lg 14/\lg 1.12+1=24 \tag{2.2}$$

（4）确定结构网或结构式

$$24=2\times3\times2\times2$$

（5）绘制转速图

2.1　电动机的选择

一般车床若无特殊要求，多采用 Y 系列封闭式三相异步电动机，根据原则条件选择 Y-132M-4 型 Y 系列笼式三相异步电动机。再结合讲师所给 CA6140 车床主轴箱的设计任务书可选择电动机参数如下：

功率：　7.5　Kw　　满载转速：　1450　r/min

2.2　传动路线及转速图的拟定

（1）分配总降速传动比

总降速传动比为 $U_n=n_{\min}/n_d=10/1450\approx6.67\times10^{-3}$，$n_{\min}$ 为主轴最低转速，考虑是否需要增加定比传动副，以使转速数列符合标准或有利于减少齿轮和径向与轴向尺寸，并分担总降速传动比。然后，将总降速传动比按“先缓后急”的递减原则分配给串联的各变速组中的最小传动比。

（2）确定传动轴的轴数

传动轴数＝变速组数+定比传动副数+1=6　　（2.3）

（3）绘制转速图

先按传动轴数及主轴转速级数格距 lgΦ 画出网格，用以绘制转速图。在转速图上，先分配从电动机转速到主轴最低转速的总降速比，在串联的双轴传动间画上 $U(k\to k+1)\min$。再按结构式的级比分配规律画上各变速组的传动比射线，从而确定

了各传动副的传动比。本设计转速的公比近为φ=1.25，查机械设计手册的公比推荐值，最后取φ=1.26，于是拟订出转速图如图 2.1 所示。

（4）确定系统传动方案图

主轴箱系统传动方案图如图 2.2 所示。

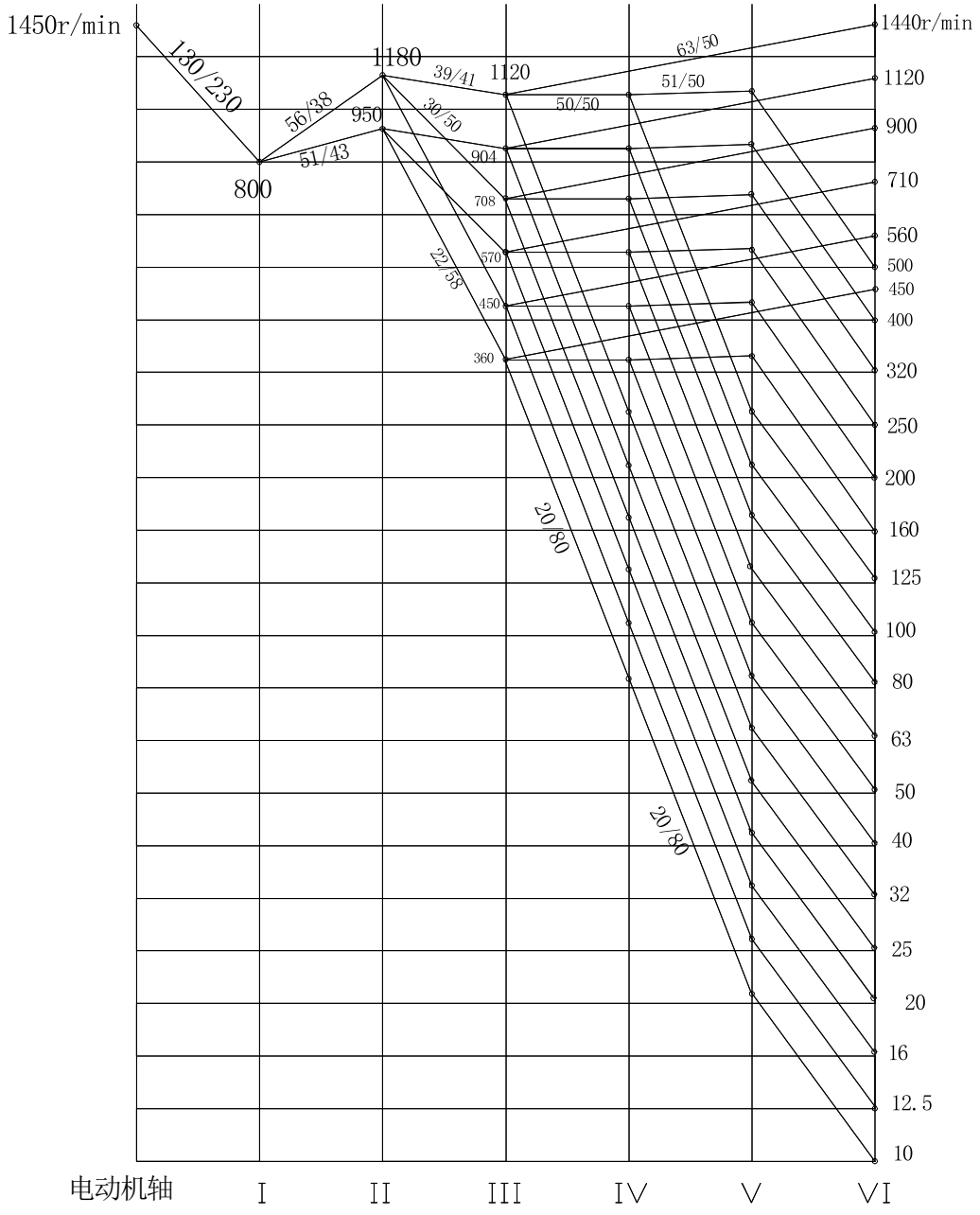


图 2.1　CA6140 转速图

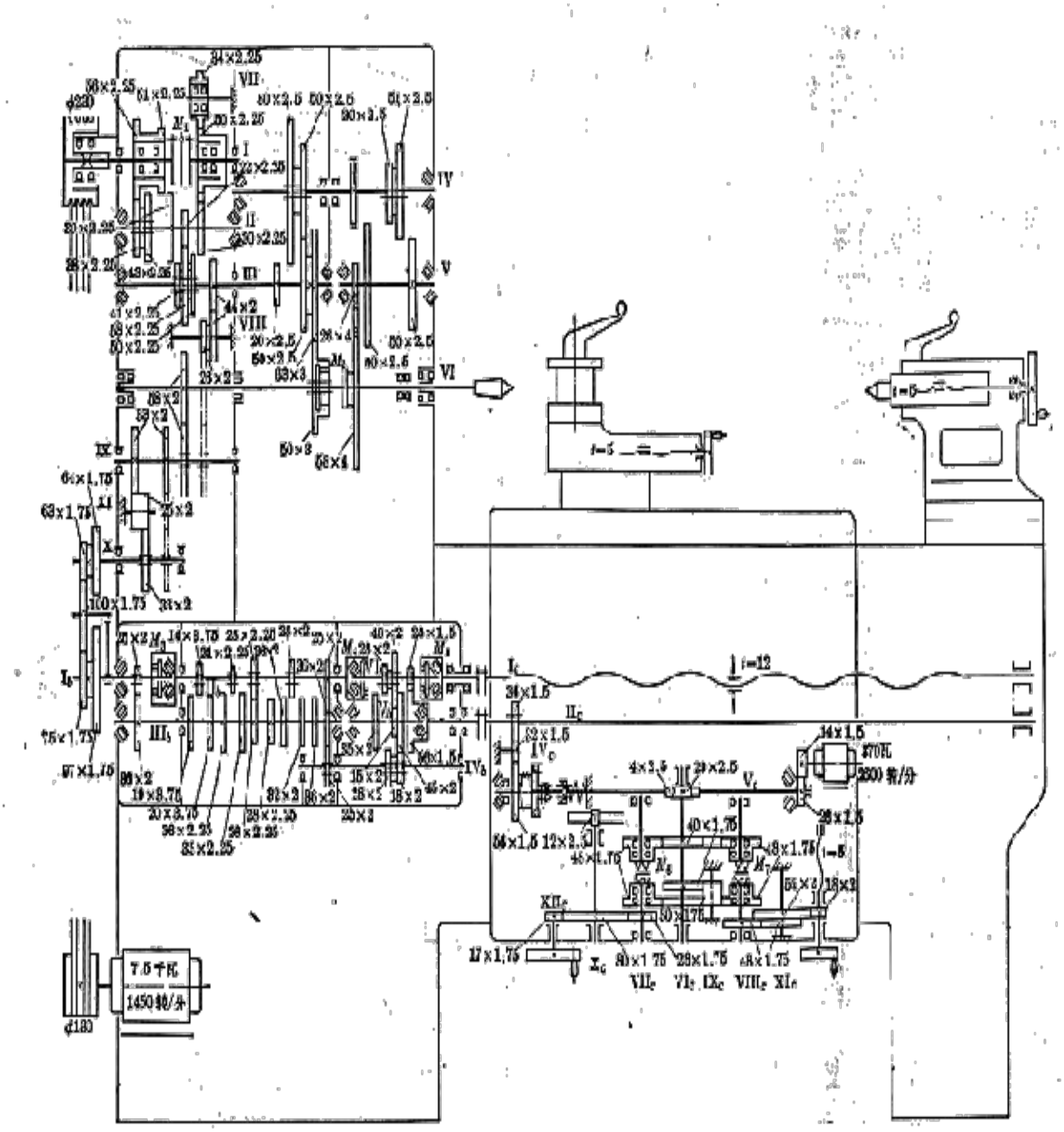


图 2.2　主轴箱传动系统图

（5）传动路线的拟定

（a） 主传动系统传动路线

运动由电动机经 V 带传至主轴箱中的轴 I，轴 I 上装有双向多片式摩擦离合器 M_1，它的作用是使主轴正传、反转或停止。当压紧 M_1 左部摩擦片时，轴 I 的运动经 M_1 及相应的齿轮副传给轴 II，这时主轴正转。当压紧 M_1 右部摩擦片时，轴 I 的运动经 M_1 及相应的齿轮副传给轴 VII，再传到轴 II，这时由于增加了一次外啮合，而使主轴反转。当 M_1 处于中间位置时，主轴停止。轴 II 运动通过齿轮传至轴 III。

再由轴 III 不同的齿轮副传至主轴 VI。主轴传动系统结构表达式如下：

$$\text{电动机}-\frac{\phi 130}{\phi 230}-I-\left\{\begin{array}{l}\overrightarrow{M_1}-\left\{\begin{array}{l}\frac{56}{38}\\ \frac{51}{43}\end{array}\right\}-\\ \overrightarrow{M_1}-\frac{50}{34}-VII-\frac{34}{30}\end{array}\right\}-II-\left\{\begin{array}{l}\frac{39}{41}\\ \frac{22}{58}\\ \frac{30}{50}\end{array}\right\}-III-\left\{\begin{array}{l}-\left\{\begin{array}{l}\frac{20}{80}\\ \frac{50}{50}\end{array}\right\}-IV-\left\{\begin{array}{l}\frac{20}{80}\\ \frac{51}{50}\end{array}\right\}-V-\frac{26}{58}-\overrightarrow{M_2}\\ -\frac{63}{50}-\overrightarrow{M_2}-\end{array}\right\}-VI(\text{主轴})$$

W_d=7.5kw

n=1450r/min

根据以上的确定，可以初步定出的传动系统图，如图 2.3 所示。

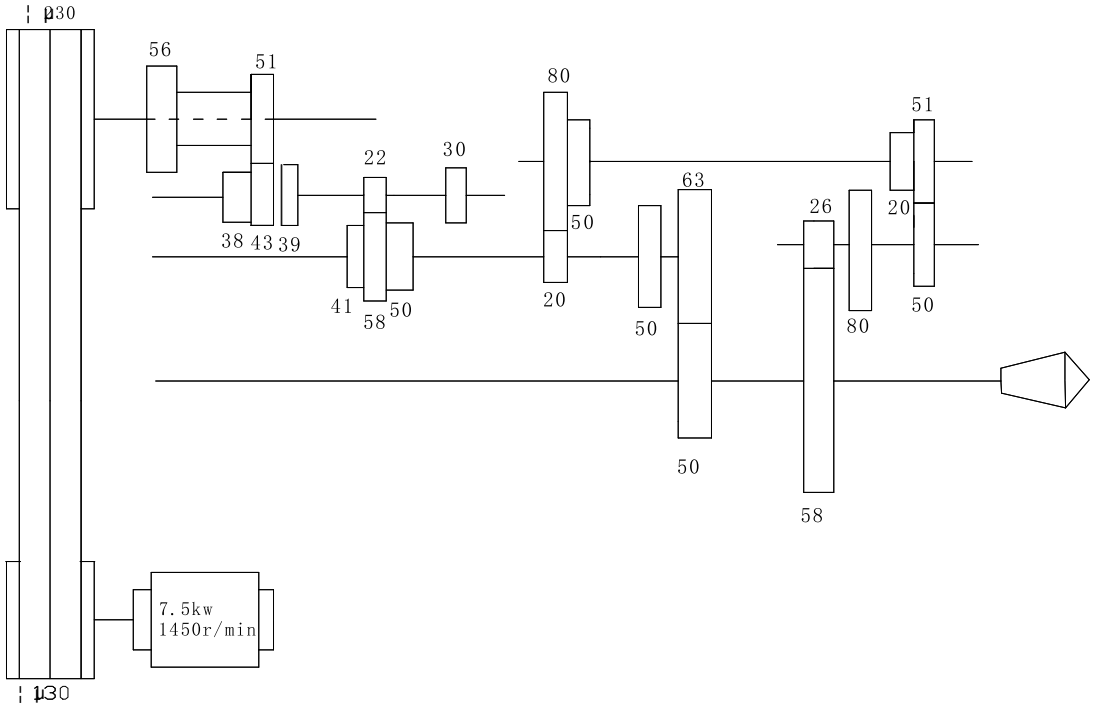


图 2.3　CA6140 车床主传动系统图

（b）车削米制螺纹时传动链的传动路线

$$主轴-VI-\frac{58}{58}-IX-\left\{\begin{matrix}\frac{33}{33}(右螺纹)\\ \frac{33}{25}-XI-\frac{25}{33}(左螺纹)\end{matrix}\right\}-X-\frac{63}{100}\times\frac{100}{75}-XIII-\frac{25}{36}-XIV-\left\{\begin{matrix}\frac{19}{14}\\ \frac{20}{14}\\ \frac{36}{21}\\ \frac{33}{21}\\ \frac{26}{28}\\ \frac{28}{28}\\ \frac{36}{28}\\ \frac{32}{28}\end{matrix}\right\}-$$

$$-XV-\frac{25}{36}\times\frac{36}{25}-XVI-\left\{\begin{matrix}\frac{28}{35}\times\frac{35}{28}\\ \frac{18}{45}\times\frac{35}{28}\\ \frac{28}{35}\times\frac{15}{48}\\ \frac{18}{45}\times\frac{15}{48}\end{matrix}\right\}-XVIII-M_s-丝杠XIX-刀架$$

（c）加工螺纹时的传动路线表达式可归纳如下：

$$主轴VI-\left\{\begin{matrix}\frac{58}{58}(正常螺纹)\\ \frac{58}{26}-V-\frac{80}{20}-IV-\left\{\begin{matrix}\frac{50}{50}\\ \frac{80}{20}\end{matrix}\right\}-IV-\frac{44}{44}-VIII-\frac{26}{58}\end{matrix}\right\}-IX-\left\{\begin{matrix}\frac{33}{33}(右螺纹)\\ \frac{33}{25}-XI-\frac{25}{33}(左螺纹)\end{matrix}\right\}-$$

$$-X-\left\{\begin{matrix}\left\{\begin{matrix}\frac{63}{100}-XII-\frac{100}{75}\\ (米、英制螺纹)\\ \frac{64}{100}-XII-\frac{100}{97}\\ (模数、径节螺纹)\end{matrix}\right\}-XIII-\left\{\begin{matrix}\frac{25}{36}-XIV-i_{基}-XV-\frac{25}{36}-\frac{36}{25}\\ (公制及模数螺纹)\\ M_3合-XV-\frac{1}{i_{基}}-XIV-\frac{36}{25}\\ (英制及径节螺纹)\end{matrix}\right\}-XVI-i_{倍}\\ \frac{ac}{bd}-XIII-M_3合-XV-M_4合\end{matrix}\right\}-$$

$$-XVIII-M_5合-XIX$$

3　主轴箱主要零件的设计及校核

3.1　主轴箱箱体尺寸的确定

箱体材料以中等强度的灰铸铁 HT150 及 HT200 为最广泛,本设计选用材料为 HT20-40.箱体铸造时的最小壁厚根据其外形轮廓尺寸(长×宽×高),按表 3.1 选取。

表 3.1　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

由于箱体轴承孔的影响将使扭转刚度下降 10%-20%，弯曲刚度下降更多，为弥补开口削弱的刚度，常用凸台和加强筋；并根据结构需要适当增加壁厚。如中型车床的前支承壁一般取 25mm 左右，后支承壁取 22mm 左右，轴承孔处的凸台应满足安装调整轴承的需求。

箱体在主轴箱中起支承和定位的作用。CA6140 主轴箱中共有 15 根轴，轴的定位要靠箱体上安装空的位置来保证，因此，箱体上安装空的位置的确定很重要。本设计中各轴安装孔的位置的确定主要考虑了齿轮之间的啮合及相互干涉的问题，根据各对配合齿轮的中心距及变位系数，并参考有关资料，箱体上轴安装空的位置确定如下：

$$\text{中心距}(a)=\left(\frac{d_1+d_2}{2}\right)+ym \quad \text{（其中 y 是中心距变动系数）} \tag{3.1}$$

$$\text{中心距 Ⅰ-Ⅱ}=\left(\frac{56+38}{2}\right)\times 2.25=105.75\,(\text{mm}) \tag{3.2}$$

$$\text{中心距 Ⅰ-Ⅶ}=\left(\frac{50+34}{2}\right)\times 2.25=94.5\,(\text{mm}) \tag{3.3}$$

$$\text{中心距 Ⅱ-Ⅶ}=\left(\frac{30+34}{2}\right)\times 2.25=72\,(\text{mm}) \tag{3.4}$$

$$\text{中心距 Ⅱ-Ⅲ}=\left(\frac{39+41}{2}\right)\times 2.25=90\,(\text{mm}) \tag{3.5}$$

$$\text{中心距Ⅲ-Ⅳ}=\left(\frac{50+50}{2}\right)\times 2.5=125\,(\text{mm}) \tag{3.6}$$

$$\text{中心距 Ⅴ-Ⅷ}=\left(\frac{44+44}{2}\right)\times 2=88\text{（mm）} \tag{3.7}$$

$$\text{中心距 Ⅴ-Ⅵ}=\left(\frac{26+54}{2}\right)\times 4=168\text{（mm）} \tag{3.8}$$

$$\text{中心距 Ⅷ-Ⅸ}=\left(\frac{58+26}{2}\right)\times 2=82\text{（mm）} \tag{3.9}$$

$$\text{中心距 Ⅸ-Ⅵ}=\left(\frac{58+58}{2}\right)\times 2=116\text{（mm）} \tag{3.10}$$

$$\text{中心距 Ⅸ-Ⅹ}=\left(\frac{33+33}{2}\right)\times 2=66\text{（mm）} \tag{3.11}$$

$$\text{中心距 Ⅸ-Ⅺ}=\left(\frac{25+33}{2}\right)\times 2=58\text{（mm）} \tag{3.12}$$

综合考虑其它因素后，将箱体上各轴安装空的位置确定如图 3.1 所示

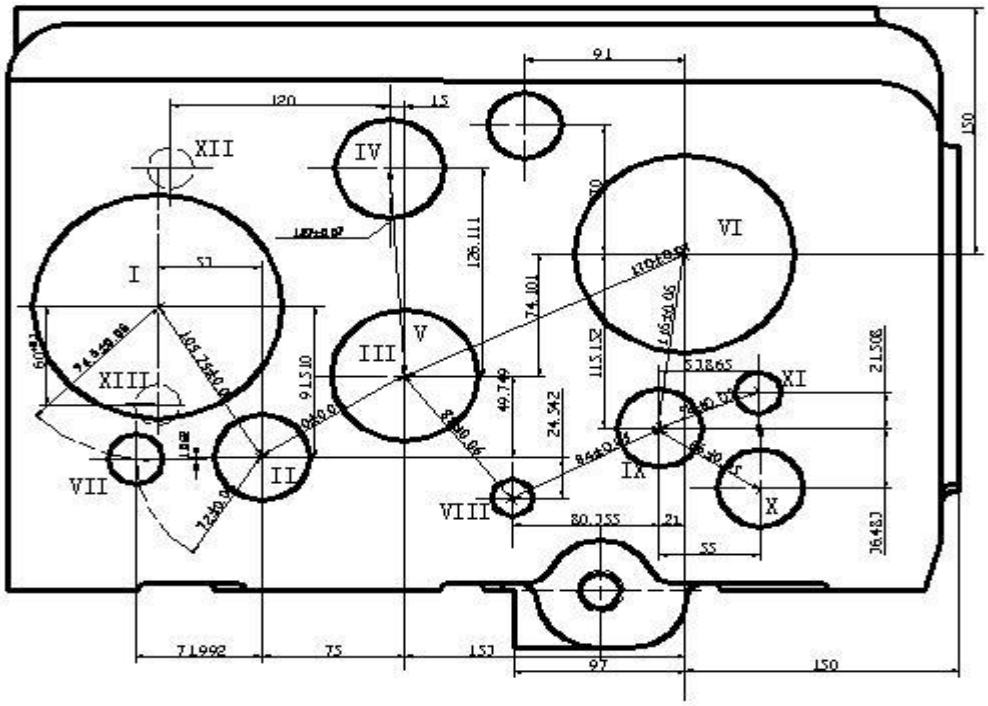


图 3.1　主轴箱箱体各轴安装位置示意图

3.2　传动轴Ⅰ各主要零件的设计

3.2.1　轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得：　$d=(100\sim 120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$（3.13），查《实

用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96 ， 取 $d \geq 105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得： $i_0 = i_{V带} = \frac{230}{130}$

$\therefore$ 转速：$n_1 = \frac{n_d}{i_0} = \frac{1450}{230/130} = 819.565\,(\text{r/min})$

效率：$\eta_{01} = \eta_{V带} = 0.96$

功率：$P_1 = P_d \bullet \eta_{01} = 7.5 \times 0.96 = 7.2\,(\text{kw})$

$\therefore d_1 \geq 105 \times \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 105 \times \sqrt[3]{\frac{7.2}{819.565}} = 21.67\,(\text{mm})$ 取 $d_{1_{\min}} \geq 22$ mm

3.2.2 V 带轮的设计

（1）计算 V 带功率 p_{ca} $p_{ca} = k_A \times P$ （3.14）

查《机械设计》表 8—7 得 k_A=1.1 P=7.5 kw

所以 $p_{ca} = k_A \times P$=7.5 × 1.1 = 8.25 (kw)

（2）选择 V 带的类型

根据计算功率 p_{ca} 及小带轮转速 $n_1 = 1450$ r/miin，由《机械设计》图 8—11，选取普通 V 带带型：A 型 （112～140mm）

（3）确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 V

（a）初选小带轮的基准直径 d_{d1}

根据 V 带的带型，参考《机械设计》表 8—6、8—8 定小带轮的的基准直径 d_{d1}，应使 $d_{d1} \geqslant (d_d)_{\min}$ ，取 d_{d1}=132mm， 适当整圆成 d_{d1}=130(mm)

（b）验算带速 V

$$V = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 130 \times 1450}{60 \times 1000} = 10.0166 \qquad (3.15)$$

取 V =10m/s

(c)计算大带轮的基准直径

由转速图中，带轮传动比得 $i = \frac{23}{13}$,再根据表 8—8 适当整圆 得

$d_{d2} = i \bullet d_{d1} = \frac{23}{13} \times 132 = 233.54$ 进行适当整圆得 d_{d2}=230(mm)

（4）确定中心距 a ，并选择Ⅴ带的基准长度 L_d

（a）根据带传动的总体尺寸的限制条件或中心距的要求，结合《机械设计》中式（8—20）初定中心距 a_0 $0.7(d_{d1}+d_{d2})\le a_0\le 2(d_{d1}+d_{d2})$

即 $0.7\times 360\le a_0\le 2\times 360$ 取 a_0 =450(㎜)

（b)计算相应的带长 L_{d0}

$$L_{d0}\approx 2a_0+\frac{\pi}{2}(d_{d1}+d_{d2})+\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0} \qquad (3.16)$$

$$=900+\frac{\pi}{2}\times 360+\frac{100^2}{4\times 450}=1470.756\approx 1471\,(\text{mm})$$

带的基准长度 L_d 根据 L_{d0} 由《机械设计》表 8—2 选取 L_d =1600 (㎜)

（c)计算中心距 a 及其变动范围

传动的实际中心距近似为 $a\approx a_0+\frac{L_d-L_{d0}}{2}$ (3.17)

$$=450+\frac{1600-1471}{2}=514.5\,(\text{mm})$$

考虑到带轮的制造误差，带长误差，带的弹性，以及因带的松弛而产生的补充张紧的需要，给出中心距的变化范围：

$$a_{\min}=a-0.015L_d=514.5-0.015\times 1600=490.5\,(\text{mm})$$

$$a_{\max}=a+0.03L_d=514.5+0.03\times 1600=562.5\,(\text{mm})$$

（5）验算小带轮包角 α_1

由于小带轮的包角 α_1 要小于大带轮上的包角 α_2 ，且小带轮上的摩擦力相应的小于大带轮上的总摩擦力，因此打滑只可能发生在小带轮上，为提高带传动的工作能力，应使：

$$\alpha_1\approx 180^0-(d_{d2}-d_{d1})\frac{57.3^0}{a}\ge 90^0 \qquad (3.18)$$

$$=180^0-100\times\frac{57.3^0}{514.5}=169^0\ge 90^0$$

(6)确定带的根数Z　　$Z=\frac{P_{ca}}{P_r}=\frac{K_A\bullet P}{(P_0+\Delta P_0)K_\alpha\bullet K_L}$　　（3.19）

查《机械设计》表8—7得K_A=1.1，查表8—4a 得P_0=1.94，查表8—4b得ΔP_0=0.15，查表8—5得K_α=0.98，查表8—2得K_L=0.99

$\therefore\ Z=\frac{7.5\times1.1}{(1.94+0.15)\times0.98\times0.99}=4.067$　取Z=5（根）

（7）确定初拉力F_0

由《机械设计》式8—6得单根V带所需最小初拉力为：

$$(F_0)_{\min}=500\times\frac{(2.5-K_\alpha)\bullet P_{ca}}{K_\alpha-Z\bullet V}+QV^2 \qquad (3.20)$$

$$=500\times\frac{(2.5-0.98)\bullet1.1\times7.5}{0.98-5\bullet10}+0.1\times10^2=137.595\ (\mathrm{N})$$

(8)计算带传动的压轴力F_P

由《机械设计》得：$F_P=2ZF_0\sin\frac{\alpha_1}{2}=2\times5\times(F_0)_{\min}\times\sin\frac{169}{2}=1373.2386\ (\mathrm{N})$　（3.21）

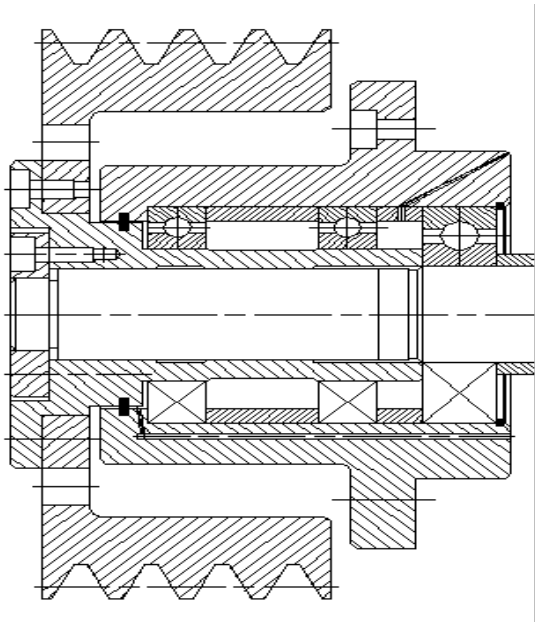


图3.2　V带轮的结构示意图

3.2.3　多片式摩擦离合器的计算

设计多片式摩擦离合器时，首先根据机床结构确定离合器的尺寸，如为轴装式时，外摩擦片的内径d应比花键轴大2—6，内摩擦片的外径D的确定，直接影响离合器的径向和轴向尺寸，甚至影响主轴箱内部结构布局，故应合理选择。摩擦片对数可按下

式计算：

$$Z \geq \frac{2TK}{\pi f D_0 b[P]} \tag{3.22}$$

式中　T——摩擦离合器所传递的扭矩（$N \bullet mm$）

N_d——电动机的额定功率（kw）

$$T = 955\times10^4 N_d\eta / n_j = 955\times10^4\times7.5\times0.98/819.565 = 8.56\times10^4\,(\text{Nmm}) \tag{3.23}$$

n_j——安装离合器的传动轴的计算转速（r/min）

η——从电动机到离合器轴的传动效率

K——安全系数，一般取 1.31.5

f——摩擦片间的摩擦系数，由摩擦片为淬火钢，查《机床设计指导》表 2-15，取 f=0.08

D_m——摩擦片的平均直径（mm）

$$D_m = (D+d)/2 = (81+39)/2 = 60\,\text{mm} \tag{3.24}$$

b——内外摩擦片的接触宽度（mm）

$$b = (D-d)/2 = (81-39)/2 = 23\,\text{mm} \tag{3.25}$$

$[P]$——摩擦片的许用压强（N/mm^2）

$[P_0]$——基本许用压强，查《机床设计指导》表 2-15，取 1.1

K_1——速度修正系数

$$[p] = [p_0]K_1K_3K_2 = 1.1\times1.00\times1.00\times0.76 = 0.836 \tag{3.26}$$

$$v_p = \pi D_0^2 n/6\times10^4 = 2.5\,(\text{m/s}) \tag{3.27}$$

根据平均圆周速度v_p取

K_1=1.00

K_3——P1004 表 3.14-23 取 1.00

K_2——P1004 表 3.14-22 取 0.76

所以

$$Z \geq 2MnK / \pi fD_0^2 b[p] = 2 \times 8.56 \times 10^4 \times 1.4 / (3.14 \times 0.08 \times 60^2 \times 21 \times 0.836) = 15.097 \quad (3.28)$$

取 $Z = 16$

卧式车床反向离合器所传递的扭矩可按空载功率损耗 P_k 确定，一般取 $P_k = 0.4 \times 7.5 = 3(kw)$，最后确定摩擦离合器的轴向压紧力 Q，可按下式计算：

$$Q = [P_0]\pi D_0^2 b K_{(N)} = 1.1 \times 3.14 \times 60^2 \times 21 \times 1 = 2.61 \times 10^5 \quad (3.29)$$

式中各符号意义同前述。

摩擦片的厚度一般取 1、1.5、1.75、2（mm），内外层分离时的最大间隙为 0.2—0.4（mm），摩擦片的材料应具有较高的耐磨性、摩擦系数大、耐高温、抗胶合性好等特点，常用 10 或 15 钢，表面渗碳 0.3—0.5（mm），淬火硬度达 HRC52—62。

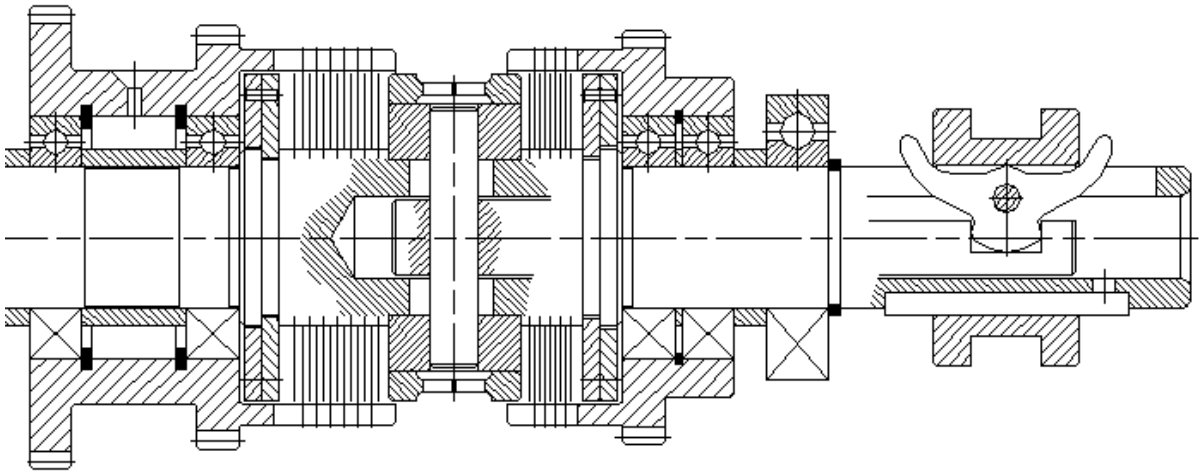


图 3.3　多片式摩擦离合器的示意图

3.2.4　轴 I 上的一对齿轮的计算

（1）由于 CA6140 金属切削机床主轴箱里的轴 I 转速不是很高，运作时比较平稳，所以初选轴 I 与轴 II 相啮合的一对齿轮中，小齿轮的齿数为 $Z_1 = 24$，齿轮精度为 7 级，则与其相啮合的大齿轮齿数为 $Z_2 = Z_1 \times i = 24 \times \frac{51}{43} = 28.47$　取 $Z_2 = 29$

（a）试选载荷系数 $K_t = 1.3$

（b）计算所传递的扭矩 T_1　由《机械设计》得 $T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times P}{n}$（3.30），且由以上计算可知：　$n = 825.217$ r/min，$P = 7.2$ kw

$$\therefore \quad T_1 = \frac{95.5\times10^5\times P}{n} = \frac{95.5\times10^5\times7.2}{825.217} = 0.8332\times10^5\ (\text{Nmm})$$

（c）查《机械设计》表 10-7，取得齿宽系数 ϕ_d = 1

（d）查《机械设计》表 10-6，得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8MP_a^{\frac{1}{2}}$

（e）查《机械设计》图 10-21d，得 $\sigma_{\lim 1} = 600MPa$ ， $\sigma_{\lim 2} = 500MPa$

（f）计算应力循环次数，参考《机械设计》式 10-13 得：

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60\times960\times1\times\left(2\times8\times300\times15\right) = 4.147\times10^9 \qquad (3.31)$$

$$N_2 = \frac{N_1}{3.2} = \frac{4.147\times10^9}{3.2} = 1.296\times10^9 \qquad (3.32)$$

（g）查《机械设计》图 10-19，取 $K_{HN1} = 0.9$ ， $K_{HN2} = 0.95$

（h）计算接触疲劳许用应力，取失效概率为 1%，安全系数 S=1，由《机械设计》式 10-12 得：

$$\left[\sigma_H\right]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{\lim1}}{S} = \frac{0.9\times600}{1} = 540\ \text{MPa} \qquad (3.33)$$

$$\left[\sigma_H\right]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{\lim2}}{S} = \frac{0.95\times500}{1} = 475\ \text{MPa} \qquad (3.34)$$

(2)计算小齿轮分度圆直径 d_{1t}，由《机械设计》得

$$d_{1t} = 2.32\times\sqrt[3]{\frac{K_tT_1}{\phi_d}\bullet\frac{u+1}{u}\bullet\left(\frac{Z_E}{\left[\sigma_H\right]}\right)^2}\ , \qquad (3.35)$$

代入 $\left[\sigma_H\right]$ 中较小的值

$$\therefore \quad d_{1t} = 2.32\times\sqrt[3]{\frac{1.3\times0.8332\times10^5}{1}\times\frac{\frac{51}{43}+1}{\frac{51}{43}}\times\left(\frac{189.8}{475}\right)^2} = 73.5597\ (\text{mm}) \qquad (3.36)$$

(a)计算圆周速度 V：

由《机械设计》得： $V = \frac{\pi d_{1t}n_1}{60\times1000}$ （3.37）

代入已计算的数据得

$$V = \frac{3.14\times73.5597\times825.217}{60\times1000} = 3.1768\ (\text{m/s})$$

(b）计算齿宽 b ：

由《机械设计》得：$b=\phi_d \bullet d_{1t}=1\times 73.5597=73.5597\,(\text{mm})$ （3.38）

(c)计算齿宽与齿高之比$\frac{b}{h}$：

由《机械设计》得：模数$M_t=\frac{d_{1t}}{Z_1}=\frac{73.5597}{24}=3.065$ （3.39）

齿高$h=2.25M_t=2.25\times 3.065=6.869\,(\text{mm})$

$$\therefore \quad \frac{b}{h}=\frac{73.5597}{6.896}=10.67$$

(d) 计算载荷系数：

根据$V=3.1768m/s$，齿轮精度为 7 级，由《机械设计》图 10-8 得 动载系数$K_v=1.05$，又直齿轮 $K_{H\alpha}=K_{F\alpha}=1$，由《机械设计》表 10-2 得 使用系数$K_A=1.25$，由《机械设计》表 10-4，用插值法得 7 级精度的小齿轮相对支承非对称布置时，$K_{H\beta}=1.424$，由$\frac{b}{h}$=10.67，及$K_{H\beta}=1.1835$ 查《机械设计》图 10-13 得$K_{F\beta}=1.31$

故载荷系数$K=K_A\bullet K_v\bullet K_{H\alpha}\bullet K_{H\beta}=1.25\times 1.05\times 1\times 1.424=1.869$

(e) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径：

由《机械设计》式 10-10a 得：$d_1=d_{1t}\bullet\sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}$ （3.40），代入已有数据得：

$$d_1=73.5597\times\sqrt[3]{\frac{1.869}{1.3}}=83.0224\,(\text{mm})$$

(f) 计算模数 m ：

$$m=\frac{d_1}{Z_1}=\frac{83.0224}{24}=3.459 \qquad (3.41)$$

(3) 按齿根弯曲强度设计：

由《机械设计》式 10-5 得，弯曲强度设计公式为 $m\geq\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^{\,2}}\left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)}$ （3.42）

(a) 由《机械设计》图 10-20c 查得

弯曲强度极限$\sigma_{FE1}=500MPa$，$\sigma_{FE2}=420MPa$

(b)由《机械设计》图 10-18,取弯曲疲劳寿命系数$K_{FN1}=0.85$，$K_{FN2}=0.88$

(c)计算弯曲疲劳许用应力： 取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$，由《机械设计》式

10-12 得：

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85\times 500}{1.4} = 303.57\ (\text{MPa}) \qquad (3.43)$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88\times 420}{1.4} = 264\ (\text{MPa}) \qquad (3.44)$$

（d） 计算载荷系数：

$$K = K_A \bullet K_v \bullet K_{F\alpha} \bullet K_{F\beta} = 1.25\times 1.05\times 1\times 1.31 = 1.719 \qquad (3.45)$$

（e） 查取齿形系数：

由《机械设计》表 10-5 得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.65$，$Y_{Fa2} = 2.53$

（f） 查应力校正系数：

由《机械设计》表 10-5 得应力校正系数 $Y_{Sa1} = 1.58$，$Y_{Sa2} = 1.62$

（g） 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$，并加以比较：

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65\times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.53\times 1.62}{264} = 0.014525$$

∴ 比较得大齿轮的数据大

（h） 设计计算:

由弯曲强度设计公式为 $m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2}\left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)}$（3.46），代入数据得：

$m \geq \sqrt[3]{\frac{2\times 1.719\times 0.8332\times 10^5}{1\times 24^2}\times 0.0145} = 1.932$，整圆成 $m \geq 2$，查《实用机床设计手册》可知，m 得取值从 0.75 开始，每隔 0.25 都有值可选，本人选择 $m = 2$ 为轴 I 与轴 II 相啮合的那对齿轮的模数。

则此时按 $m = 2$，大、小齿轮的齿数分别为：

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{83.0224}{2} = 41.5 \text{，整圆成 } Z_1 = 43$$

$$Z_2 = i\times Z_1 = \frac{51}{43}\times 43 = 51$$

(4) 几何尺寸的计算：

(a) 分度圆直径 $d_1 = m\times Z_1 = 2\times 43 = 86\ (\text{mm})$ （3.47）

$$d_2 = m \times Z_2 = 2 \times 51 = 102\ (\text{mm})$$

(b) 中心距 $$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{86 + 102}{2} = 94\ (\text{mm})$$ （3.48）

(c)齿轮宽度 $$b_1 = \phi_d \times d_1 = 1 \times 86 = 86\ (\text{mm})$$ （3.49）

$$b_2 = \phi_d \times d_2 = 1 \times 102 = 102\ (\text{mm})$$

3.2.5 齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足： $$\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$$， $$F_t = \frac{2T}{d}$$ （3.50）

(1) 对轴 I 上齿数为 51 的齿轮进行校核

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 0.8332 \times 10^5}{102}$$

$$\therefore \quad \frac{KF_t}{bm} = \frac{1.869 \times 2 \times 0.8332 \times 10^5}{102 \times 102 \times 2} = 14.968$$

又由计算齿轮时的数据得： $$\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}} = \frac{264}{2.316 \times 1.703} = 66.935$$

比较得： $$\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$$ 故该齿轮符合要求。

同理校核轴 I 上齿数为 56，模数为 2 的齿轮经行校核，该齿轮符合要求。综上该齿轮副符合要求。

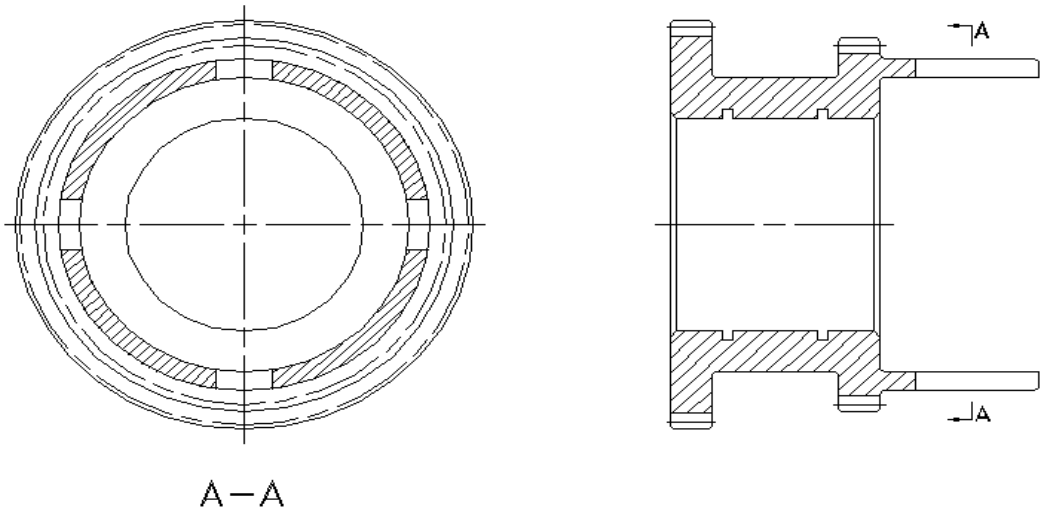


图 3.4 齿轮副示意图

3.2.6 轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（mm^4）

花键轴 $I=\dfrac{\pi d^4+b\times N(D-d)(D+d)^2}{64}$ （3.51）

$$=\frac{\pi\times32.2^4+6\times8\times(38-32.2)\times(38+32.2)^2}{64}\approx7.42\times10^4 mm^4$$

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；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭}=955\times10^4\frac{P_1}{n_1}(\mathrm{N\bullet mm})=955\times10^4\times\frac{7.2}{819.565}\approx8.39\times10^4\ (\mathrm{Nmm}) \qquad (3.52)$$

式中 P_1—该轴传递的最大功率（kw）；

n_1—该轴的计算最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力

$$P_t=\frac{2M_{扭}}{D}=\frac{2\times8.39\times10^4}{56}\approx2.996\times10^3\mathrm{N} \qquad (3.53)$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm）,D=mZ。

齿轮的径向力 P_r：

$$P_r=P_t\bullet tg(\alpha+\rho)/\cos\beta(N) \qquad (3.52)$$

式中 α—为齿轮的啮合角，α =20°；

ρ—齿面摩擦角，$\rho\approx5.72°$；

β—齿轮的螺旋角；β =0

∴ $P_r\approx0.5P_t=1.498\times10^3(\mathrm{N})$ （3.53）

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：

$$\sigma_{jy}=\frac{8M_{n\max}}{(D^2-d^2)lNK}\le\left[\sigma_{jy}\right],(\mathrm{MPa}) \qquad (3.54)$$

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

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=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy}=\frac{8\times8.39\times10^{4}}{(38^{2}-32.2^{2})\times85\times6\times0.7}\approx4.62MPa\le\left[\sigma_{jy}\right]=20\,(\text{MPa})$$

故此花键轴校核合格

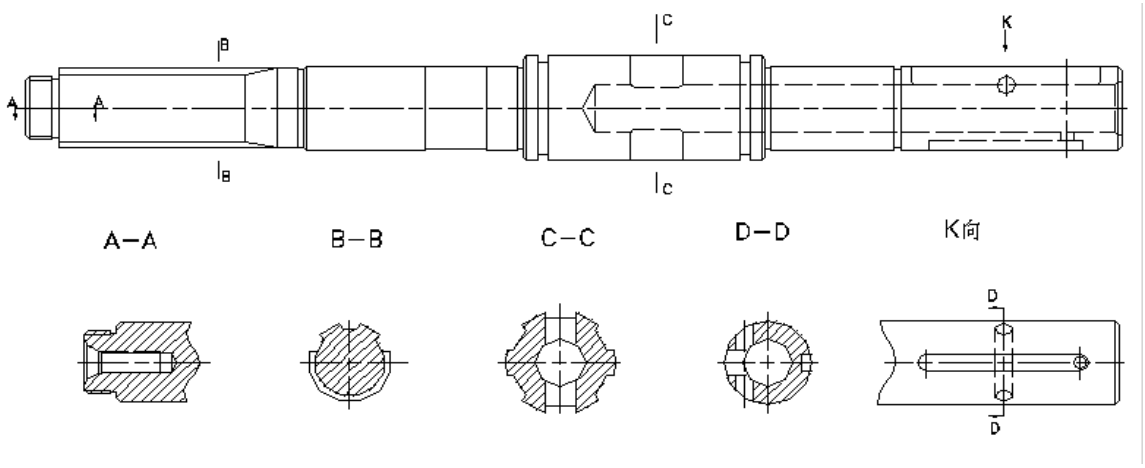


图 3.5　花键轴示意图

3.2.7　轴承的选择

根据轴承中摩擦性质的不同，可把轴承分为滑动摩擦轴承（简称滑动轴承）和滚动摩擦轴承（简称滚动轴承）两大类。滚动轴承由于摩擦系数小，起动阻力小，而且它已标准化，选用、润滑、维护都很方便，因此在一般机器中应用较广。

滚动轴承是现代机器中广泛应用的部件之一，它是依靠主要元件间的滚动接触来支承转动零件的。滚动轴承绝大多数已经标准化，并由专业工厂大量生产制造及供应各种常用规格的轴承。滚动轴承具有摩擦阻力小，功率消耗少，起动容易等优点。

滚动轴承由：内圈、外圈、滚动体、保持架等四部分组成，内圈用来和轴颈装配，外圈用来和轴承座孔装配。通常是内圈随轴颈回转，外圈固定，但也可用于外圈回转而内圈不动，或是内、外圈同时回转的场合。当内、外圈相对转动时，滚动体即在内、外圈的滚道间滚动。轴承内、外圈上的滚道有限制滚动体沿轴向位移的作用。

选择轴承类型时应考虑以下的因素：

（1）轴承所受的载荷

轴承所受载荷的大小、方向和性质，是选择轴承类型的主要依据。对于纯轴向载荷，一般用推力轴承。较小的纯轴向载荷可选用推力球轴承；较大的纯轴向载荷可选用推力球轴承。对于纯径向载荷，一般选用深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。

当轴承在承受径向载荷的同时，还有不打的轴向载荷时，可选用深沟球轴承或接触角不大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承；当轴向载荷较大的时，可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承，或选用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构，分别承担径向和轴向载荷。

（2）轴承的转速

工作转速对轴承也有一定的要求，球轴承与滚子轴承相比较，有较高的极限转速，故在高速时应优先选用球轴承。高速时宜选用相同内径而外径较小的轴承。外径较大的轴承，宜用于低速重载的场合。

（3）轴承的调心性能

轴的中心线与轴承座的中心线不重合时，或因轴受力而弯曲或倾斜时，会造成轴承的内、外圈轴线发生偏斜。滚子轴承对轴承的倾斜最为敏感，这类轴承在偏斜状态下的承载能力可能低于球轴承。

（4）轴承的安装和拆卸

轴承在长轴上安装时，为便于装拆，可用内圈孔为 1：12 的圆锥孔的轴承，用以安装在紧定衬套上。

总上所述，本人选择的轴承型号如下：

轴Ⅰ　　从左至右分别为深沟球轴承　61808(2 对)　　61807（6 对）

3.2.8　轴承的校核

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\geq[T](h)$　$[T]$为工作期限（h）,对于一般机床$[T]$取值为 15000—20000 小时。

式中 L_{10h} —额定寿命，C —额定负载，P —当量动载荷，ε –寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon=3$，对于滚子轴承 $\varepsilon=\dfrac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得 $C=\dfrac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}P\Rightarrow P=\dfrac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$　　（3.55）

式中 f_n —速度因数，　f_T —温度因数，　f_h —寿命因数，　f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$，　f_d —冲击载荷因数

将 $P=\frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$ 代入 L_{10h} 中得：$L_{10h}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}\right)^{\varepsilon}$

轴Ⅰ上的深沟球轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times 819.565}\left(\frac{3.68\times 2\times 1.5}{0.344\times 1}\right)^3=6.72\times 10^5\ (\text{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$ $\therefore$ 故该轴承符合要求。

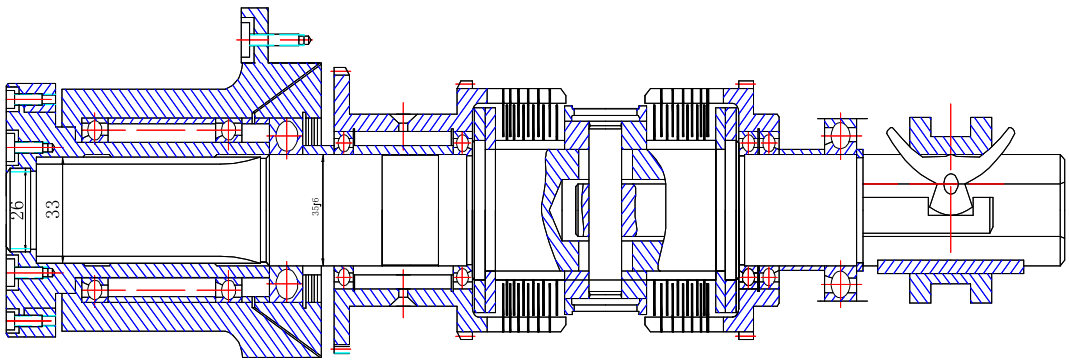


图 3.6 轴Ⅰ装配示意图

3.3 传动轴Ⅱ各主要零件的设计

3.3.1 轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得：$d=(100\sim 120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$，查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96 ， 取 $d\geq 105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得：$i_{12}=\frac{38}{56}$

$\therefore$ 转速：$n_2=\frac{n_1}{i_{12}}=\frac{819.565}{38/56}=1207.78\ (\text{r/min})$

$$n_2'=\frac{n_1}{i_{12}'}=\frac{819.565}{43/51}=969.670\ (\text{r/min})$$

效率：$\eta_{12}=\eta_1^2\bullet\eta_2$　查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：

角接触球轴承效率η_1=0.96　，直齿圆柱齿轮效率η_2=0.98

功率：$P_2=P_1\bullet\eta_{12}=7.2\times0.99^2\times0.98=6.9156$（kw）

由轴径确定的公式可知：转速越小轴径越大，所以只要满足转速小的地方的轴径要求，整个轴都可以满足要求。

$$\therefore d_2\geq105\times\sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}}=105\times\sqrt[3]{\frac{6.9156}{969.670}}=20.365\,(\text{mm})$$　取$d_{2_{\min}}\geq22$（mm）

3.3.2　齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足：$\dfrac{KF_t}{bm}<\dfrac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$，$F_t=\dfrac{2T}{d}$

对轴 II 上齿数为 43 的齿轮进行校核

$$F_t=\frac{2T}{d}=\frac{2\times6.75\times10^4}{86}$$

$$\therefore\quad\frac{KF_t}{bm}=\frac{1.869\times2\times0.675\times10^5}{86\times86\times2}=17.060$$

又由计算齿轮时的数据得：$\dfrac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}=\dfrac{303.57}{2.37\times1.682}=76.152$

比较得：$\dfrac{KF_t}{bm}<\dfrac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$　故该齿轮符合要求。

同理对轴 II 上齿数为 38 模数为 2，齿数为 39、22、30 模数为 2.5 的齿轮经行校核，齿轮都符合要求。

综上轴 II 上的三联滑移齿轮 38、43、39，符合要求，其余两齿轮也符合要求。

3.3.3　传动轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（mm^4）

花键轴

$$I=\frac{\pi d^4+b\bullet N(D-d)(D+d)^2}{64}$$

$$=\frac{\pi\times32^4+6\times8\times(36-32)\times(36+32)^2}{64}=6.534\times10^4 mm^4$$

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；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭}=955\times10^4\frac{P_2}{n_2}=955\times10^4\times\frac{6.9156}{969.670}=6.81\times10^4\,(\text{Nmm})$$

式中 N—该轴传递的最大功率（kw）；

n_j—该轴的最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力P_t：

$$P_t=\frac{2M_{扭}}{D}=\frac{2\times6.81\times10^4}{50}=2.724\times10^3\,(N)$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm）,D=mZ。齿轮的径向力P_r：

$$P_r=P_t\bullet tg(\alpha+\rho)/\cos\beta=902\,(N)$$

式中 α—为齿轮的啮合角；

ρ—齿面摩擦角；

β—齿轮的螺旋角；

$d\geq\sqrt{\frac{\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}}mm$=20mm，故校核符合要求。

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：

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

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

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=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy}=\frac{8\times6.81\times10^4}{(36^2-32^2)\times116\times8\times0.7}=3.08MPa\le\left[\sigma_{jy}\right]=20\ (\text{MPa})$$

故此花键轴校核合格

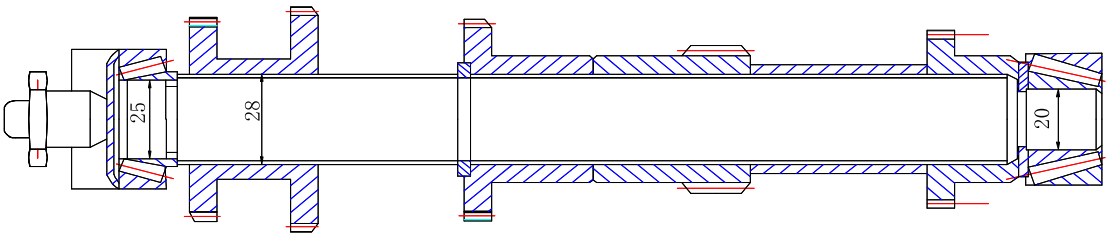


图 3.7　轴 II 装配示意图

3.3.4　轴承的校核

根据轴径等要求，轴 II 所选的轴承　从左至右分别为圆锥滚子轴承　30305（1 对）　30304（1 对）

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\ge[T](h)$　$[T]$为工作期限（h），对于一般机床$[T]$取值为 15000—20000 小时。

式中 L_{10h} —额定寿命，C —额定负载，P —当量动载荷，ε –寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon=3$，对于滚子轴承 $\varepsilon=\dfrac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得 $C=\dfrac{f_hf_mf_d}{f_nf_T}P\Rightarrow P=\dfrac{f_nf_T}{f_hf_mf_d}C$

式中 f_n —速度因数，　f_T —温度因数，　f_h —寿命因数，　f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$，　f_d —冲击载荷因数

将 $P=\dfrac{f_nf_T}{f_hf_mf_d}C$ 代入 L_{10h} 中得：$L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{f_hf_mf_d}{f_nf_T}\right)^{\varepsilon}$

轴 II 上的圆锥滚子轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1207.78}\left(\frac{3.48\times2\times1.5}{0.363\times1}\right)^{\frac{10}{3}}=9.95\times10^5\,(\mathrm{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$ $\therefore$所选轴承符合要求。

3.4 传动轴 III 各主要零件的设计

3.4.1 轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得： $d=(100\sim120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$，查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96 ， 取 $d\geq105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得：$i_{23_{\min}}=\frac{58}{22}$

$\therefore$ 转速：$n_3=\frac{n_2}{i_{23}}=\frac{969.670}{58/22}=367.806$（r/min）

效率：$\eta_{23}=\eta_3^2\bullet\eta_2$ 查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：圆锥滚子轴承效率η_3=0.98

功率：$P_3=P_2\bullet\eta_{23}=6.9156\times0.98^2\times0.98=6.5089$（kw）

$\therefore d_3\geq105\times\sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}}=105\times\sqrt[3]{\frac{6.5089}{367.806}}=27.367$（mm） 取 $d_{3_{\min}}\geq28$（mm）

3.4.2 齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足：$\frac{KF_t}{bm}<\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$， $F_t=\frac{2T}{d}$

对轴 III 上齿数为 63 的齿轮进行校核

$$F_t=\frac{2T}{d}=\frac{2\times5.41\times10^4}{126}$$

$$\therefore\quad\frac{KF_t}{bm}=\frac{6.892\times2\times0.541\times10^5}{1\times126\times126\times2}=23.49$$

又由计算齿轮时的数据得： $\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}=\frac{263.5}{2.268\times1.736}=66.925$

比较得：$\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$　　故该齿轮符合要求。

同理对轴 III 上齿数为 41、58、50 模数为 2.5，齿数为 20、50 模数为 2 的齿轮经行校核，齿轮都符合要求。

综上轴 III 上的三联滑移齿轮 41、58、50，符合要求，其余三个齿轮也符合要求。

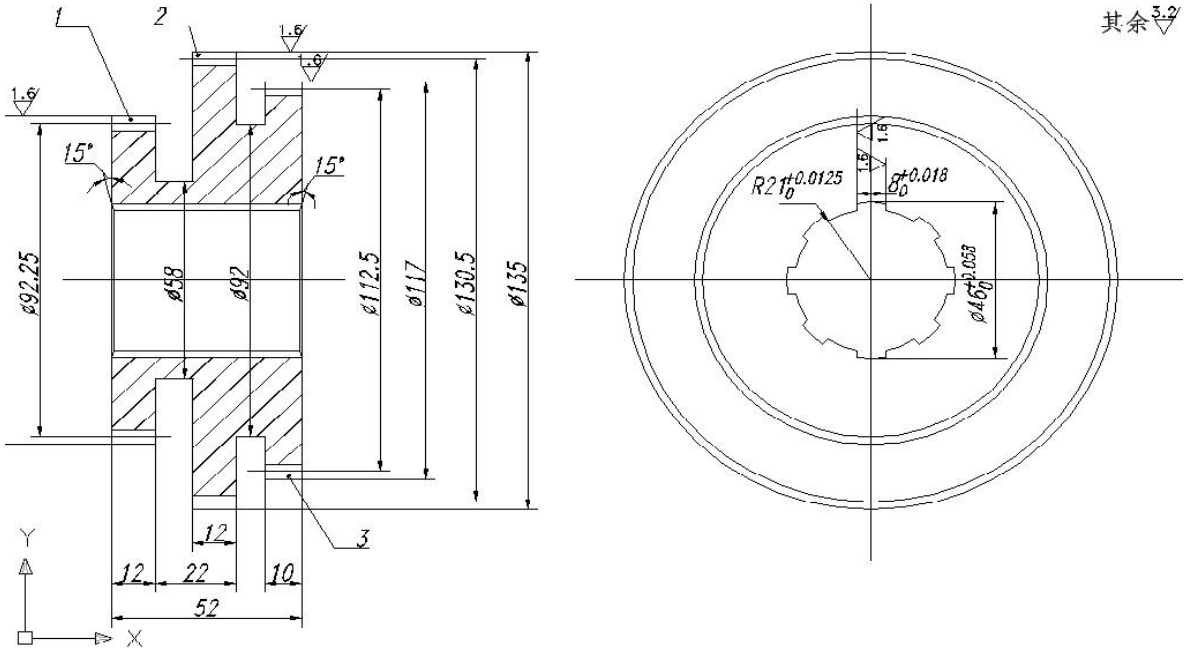


图 3.8　三联滑移齿轮图

3.4.3　传动轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（mm^4）

花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + b \bullet N(D-d)(D+d)^2}{64} = \frac{\pi \times 32^4 + 6 \times 8 \times (36-32) \times (36+32)^2}{64} = 6.534 \times 10^4 mm^4$$

式中 d—花键轴的小径（mm）；

D—花轴的大径（mm）；

b、N—花键轴键宽，键数；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭} = 955 \times 10^4 \frac{P_3}{n_3} = 955 \times 10^4 \times \frac{6.5089}{367.806} = 16.9 \times 10^4 \text{ (Nmm)}$$

式中 N—该轴传递的最大功率（kw）；

n_j—该轴的最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力P_t：

$$P_t = \frac{2M_{扭}}{\mathrm{D}} = \frac{2\times 16.9\times 10^4}{50} = 6.67\times 10^3\,(\mathrm{N})$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm）,D=mZ。

齿轮的径向力P_r： $P_r = P_t \bullet tg(\alpha+\rho)/\cos\beta = 902\,(\mathrm{N})$

式中 α—为齿轮的啮合角；

ρ—齿面摩擦角；

β—齿轮的螺旋角；

$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}}mm$=20mm，故校核符合要求。

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：

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

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

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=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy} = \frac{8\times 16.9\times 10^4}{(36^2-32^2)\times 116\times 8\times 0.7} = 7.65MPa \leq \left[\sigma_{jy}\right] = 20\ (\mathrm{MPa})$$

故此花键轴校核合格。

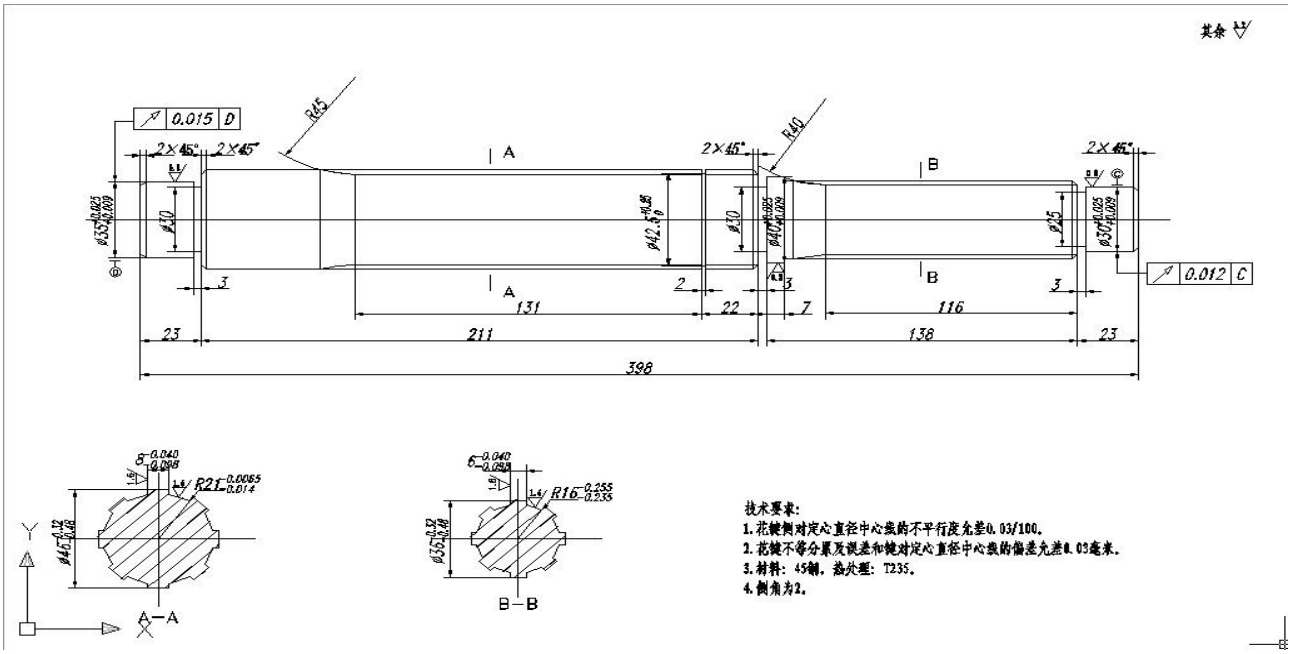


图 3.9　轴 III 花轴图

3.4.4　轴承的校核

根据轴径等要求，轴 III 所选轴承　从左至右分别为　30306（1 对）　61806（1 对）　30305（1 对）

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\geq[T](h)$　$[T]$为工作期限（h）,对于一般机床$[T]$取值为 15000—20000 小时。

式中 L_{10h} —额定寿命，C —额定负载，P —当量动载荷，ε –寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon=3$，对于滚子轴承 $\varepsilon=\dfrac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得 $C=\dfrac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}P\Rightarrow P=\dfrac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$

式中 f_n —速度因数，　f_T —温度因数，　f_h —寿命因数，　f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$，　f_d —冲击载荷因数

将 $P=\dfrac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$ 代入 L_{10h} 中得：$L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}\right)^{\varepsilon}$

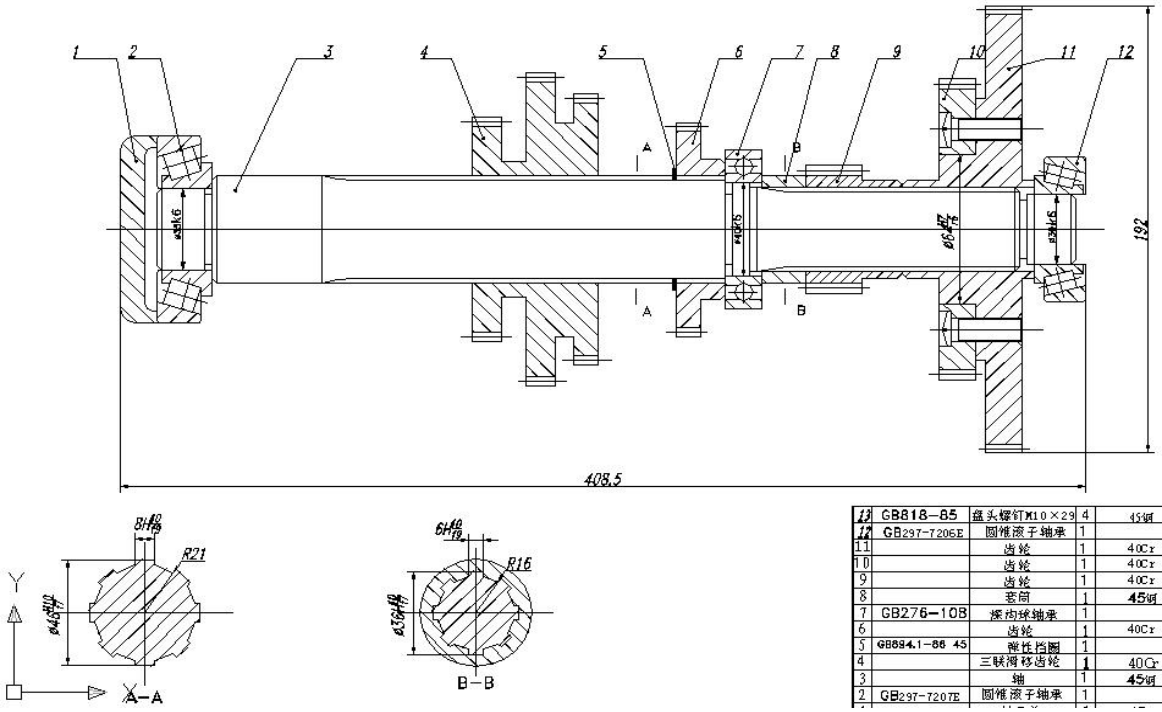
轴 III 上深沟球轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1148.863}\left(\frac{3.42\times2\times1.5}{0.417\times1}\right)^3=2.16\times10^5\ (\mathrm{h})$$

轴 III 上圆锥滚子轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1148.863}\left(\frac{3.02\times2\times1.5}{0.455\times1}\right)^{\frac{10}{3}}=3.07\times10^5\ (\mathrm{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$ $\therefore$轴 III 上的轴承校核符合要求。



13	GB818—85	盘头螺钉M10×29	4	45钢
12	GB297-7206E	圆锥滚子轴承	1	
11		齿轮	1	40Cr
10		齿轮	1	40Cr
9		齿轮	1	40Cr
8		套筒	1	45钢
7	GB276—108	深沟球轴承	1	
6		齿轮	1	40Cr
5	GB894.1—86 45	弹性挡圈	1	
4		三联滑移齿轮	1	40Cr
3		轴	1	45钢
2	GB297-7207E	圆锥滚子轴承	1	

图 3.10　轴 III 装配示意图

3.5　传动轴 IV 各主要零件的设计

3.5.1　轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得：　$d=(100\sim120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$，查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96　，　取 $d\geq105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得：$i_{34_{\min}}=\frac{80}{20}$

$\therefore$　转速：$n_4=\frac{n_3}{i_{34}}=\frac{367.806}{80/20}=91.952\ (\mathrm{r/min})$

效率：$\eta_{34}=\eta_3^{\,2}\bullet\eta_2\bullet\eta_1$

功率：$P_4 = P_3 \bullet \eta_{34} = 6.5089 \times 0.98^2 \times 0.98 \times 0.99 = 6.06\,(\text{kw})$

$$\therefore d_4 \geq 105 \times \sqrt[3]{\frac{P_4}{n_4}} = 105 \times \sqrt[3]{\frac{6.06}{91.952}} = 42.412\,(\text{mm}) \quad \text{取 } d_{4_{\min}} \geq 43\,(\text{mm})$$

3.5.2 齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足：$\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$，$F_t = \frac{2T}{d}$

对轴 IV 上齿数为 50 的齿轮进行校核

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 5.04 \times 10^4}{100}$$

$$\therefore \quad \frac{KF_t}{bm} = \frac{3.554 \times 2 \times 0.504 \times 10^5}{1 \times 100 \times 100 \times 2} = 17.91$$

又由计算齿轮时的数据得：$\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}} = \frac{243.56}{2.32 \times 1.70} = 61.75$

比较得：$\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$ 故该齿轮符合要求。

同理对轴 IV 上齿数为 80 模数为 2，齿数为 20、51 模数为 3 的齿轮经行校核，齿轮都符合要求。

综上轴 IV 上的双联滑移齿轮 80、50，和双联滑移齿轮 20、51 都符合要求。

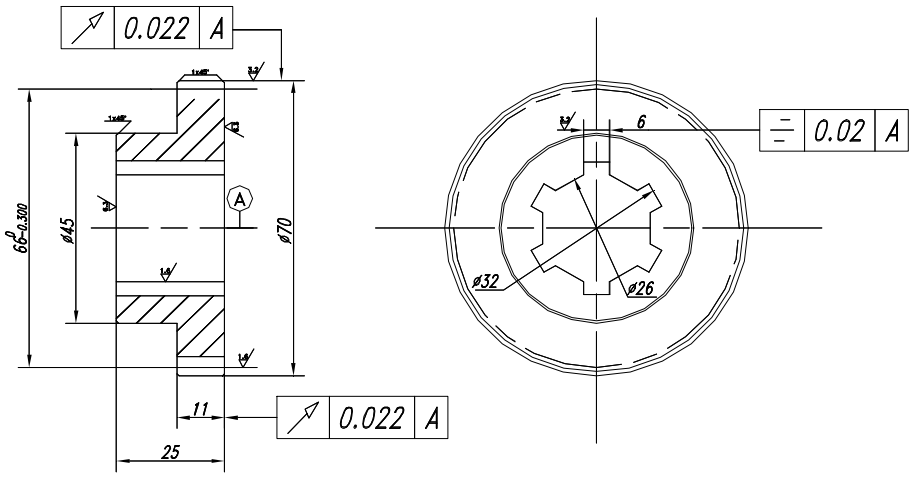


图 3.11 轴 IV 双联滑移齿轮 1

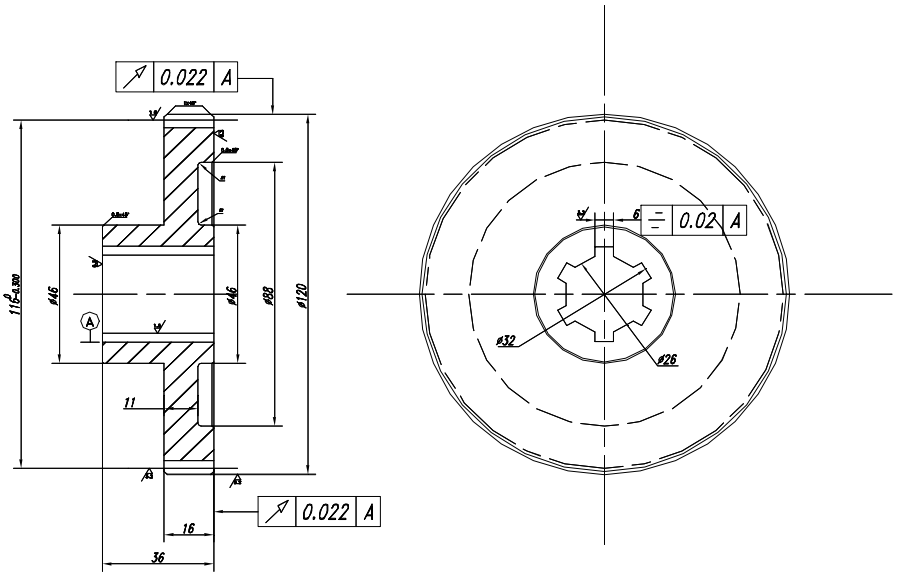


图 3.12　轴 IV 双联滑移齿轮 2

3.5.3　传动轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（ mm^4 ）

花键轴

$$I=\frac{\pi d^4+b\bullet N(D-d)(D+d)^2}{64}$$

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

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；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭}=955\times 10^4\times\frac{P_4}{\mathrm{n}_4}=955\times 10^4\times\frac{6.06}{91.952}=6.29\times 10^5\ （\mathrm{Nmm}）$$

式中 N—该轴传递的最大功率（kw）；

n_j—该轴的最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力 P_t：

$$P_t=\frac{2M_{扭}}{\mathrm{D}}(\mathrm{N})=\frac{2\times 6.29\times 10^5}{32}=3.93\times 10^4(\mathrm{N})$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm）,D=mZ。

齿轮的径向力P_r： $P_r = P_t \bullet tg(\alpha + \rho) / \cos\beta = 1003$ (N)

式中 α—为齿轮的啮合角；

ρ—齿面摩擦角；

β—齿轮的螺旋角；

$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}} mm$ =22.32mm，故校核符合要求。

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：

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

式中 $M_{n\max}$—花键传递的最大转矩（Nmm）；

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=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy} = \frac{8 \times 6.29 \times 10^5}{(32^2 - 26^2) \times 116 \times 8 \times 0.7} = 9.08MPa \leq \left[\sigma_{jy}\right] = 20 \text{ (MPa)}$$

故此花键轴校核合格。

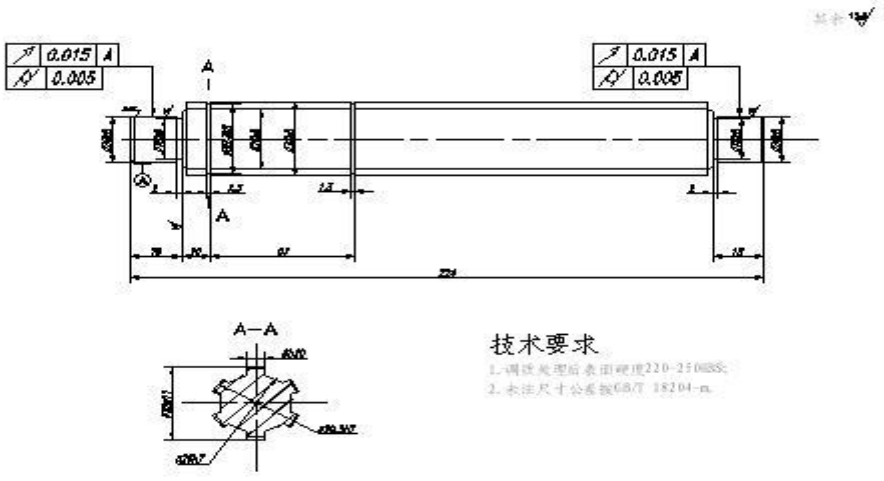


图 3.13 轴 IV 花轴图

3.5.4 轴承的校核

根据轴径等要求，轴 IV 所选轴承从左至右分别为 30307(1 对) $\begin{Bmatrix} 7008C/DB \\ 7208C/DB \end{Bmatrix}$

30308（1 对）

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\geq[T](h)$ $[T]$为工作期限（h）,对于一般机床$[T]$取值为15000—20000 小时。

式中 L_{10h} —额定寿命，C —额定负载，P —当量动载荷，ε –寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon=3$，对于滚子轴承 $\varepsilon=\frac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得 $C=\frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}P\Rightarrow P=\frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$

式中 f_n —速度因数， f_T —温度因数， f_h —寿命因数， f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$， f_d —冲击载荷因数

将 $P=\frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$ 代入 L_{10h} 中得：$L_{10h}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}\right)^{\varepsilon}$

轴 IV 上的角接触球轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1148.863}\left(\frac{3.53\times2\times1.5}{0.485\times1}\right)^3=1.51\times10^5\ (\text{h})$$

轴 IV 上的圆锥滚子轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1148.863}\left(\frac{3.11\times2\times1.5}{0.523\times1}\right)^{\frac{10}{3}}=2.13\times10^5\ (\text{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$ $\therefore$轴 IV 上的轴承校核符合要求。

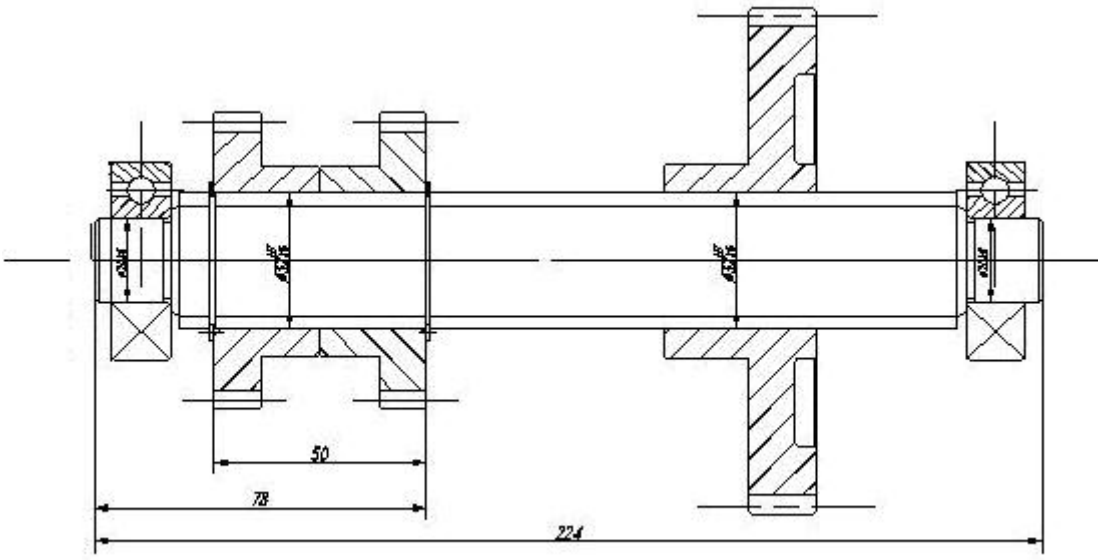


图 3.14　轴 IV 装配示意图

3.6　传动轴 V 各主要零件的设计

3.6.1　轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得：　$d=(100\sim120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$，查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96　，　取 $d\geq105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得：$i_{45_{\min}}=\frac{80}{20}$

∴　转速：$n_5=\frac{n_4}{i_{45}}=\frac{91.952}{80/20}=22.988\,(\mathrm{r/min})$

效率：$\eta_{45}=\eta_3^{\,2}\bullet\eta_2\bullet\eta_1^{\,2}$

功率：$P_5=P_4\bullet\eta_{45}=6.06\times0.98^2\times0.98\times0.99^2=5.5901$（kw）

$\therefore d_5\geq105\times\sqrt[3]{\frac{P_5}{n_5}}=105\times\sqrt[3]{\frac{5.5901}{22.988}}=65.538$（mm）　取 $d_{5_{\min}}\geq66$（mm）

3.6.2　齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足：　$\frac{KF_t}{bm}<\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$，　$F_t=\frac{2T}{d}$

对轴 V 上齿数为 50 的齿轮进行校核

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 4.56 \times 10^4}{150}$$

$$\therefore \quad \frac{KF_t}{bm} = \frac{5.483 \times 2 \times 0.456 \times 10^5}{1 \times 150 \times 150 \times 3} = 7.408$$

又由计算齿轮时的数据得：$\dfrac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}} = \dfrac{243.56}{2.32 \times 1.70} = 61.75$

比较得：$\dfrac{KF_t}{bm} < \dfrac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$　故该齿轮符合要求。

同理对轴Ⅴ上齿数为26模数为5.75，齿数为80模数为3的齿轮经行校核，齿轮都符合要求。

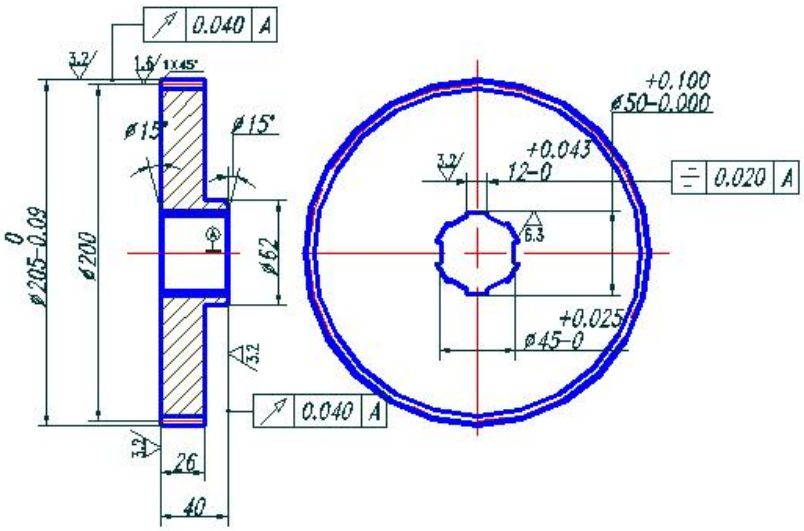


图 3.15　齿数为 80 的齿轮

3.6.3　传动轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（mm^4）

花键轴

$$I = \frac{\pi d^4 + b \bullet N(D-d)(D+d)^2}{64}$$

$$= \frac{\pi \times 35^4 + 152 \times 6 \times (45-35) \times (45+35)^2}{64} = 1.65 \times 10^6 mm^4$$

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；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭}=955\times10^4\times\frac{P_5}{n_5}=955\times10^4\times\frac{5.5901}{22.988}=2.32\times10^6\,(\text{Nmm})$$

式中 N—该轴传递的最大功率（kw）；

n_j—该轴的最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力 P_t：

$$P_t=\frac{2M_{扭}}{D}(\text{N})=\frac{2\times2.32\times10^6}{32}=1.45\times10^5\,(\text{N})$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm）,D=mZ。

齿轮的径向力 P_r： $P_r=P_t\bullet tg(\alpha+\rho)/\cos\beta=1450\,(\text{N})$

式中 α —为齿轮的啮合角；

ρ —齿面摩擦角；

β —齿轮的螺旋角；

$d\geq\sqrt{\frac{\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}}mm$ =31.43mm，故校核符合要求。

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：

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

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

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=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy}=\frac{8\times2.32\times10^6}{(45^2-35^2)\times152\times6\times0.7}=7.63MPa\leq\left[\sigma_{jy}\right]=20\,(\text{MPa})$$

故此花键轴校核合格。

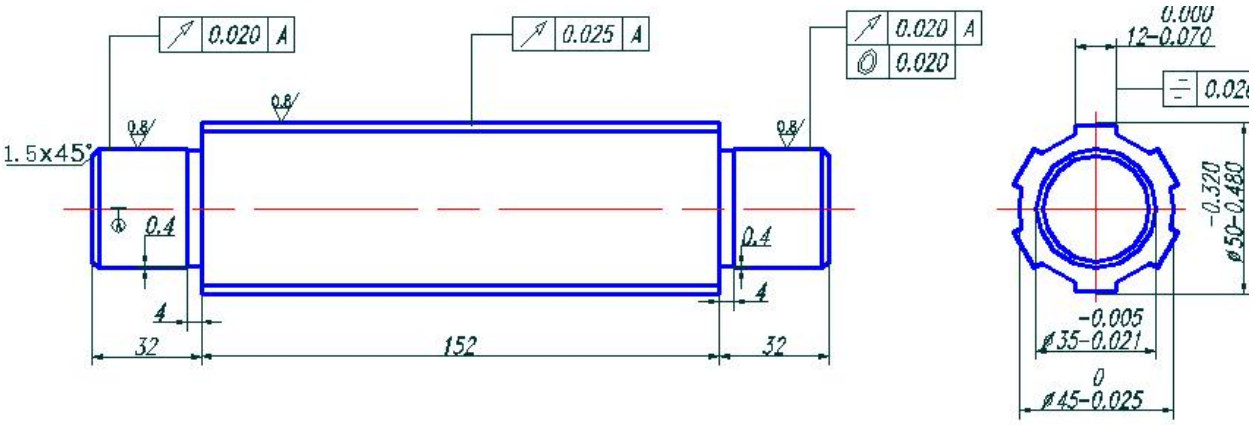


图 3.16　花键轴

3.6.4　轴承的校核

根据轴径等要求，轴 V 所选轴承　从左至右分别为　30312（2 对）

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon}\geq[T](h)$　$[T]$为工作期限（h），对于一般机床$[T]$取值为 15000—20000 小时。

式中 L_{10h} —额定寿命，C —额定负载，P —当量动载荷，ε –寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon=3$，对于滚子轴承 $\varepsilon=\frac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得 $C=\frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}P\Rightarrow P=\frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$

式中 f_n —速度因数，　f_T —温度因数，　f_h —寿命因数，　f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$，　f_d —冲击载荷因数

将 $P=\frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$ 代入 L_{10h} 中得：$L_{10h}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}\right)^{\varepsilon}$

轴 V 上的圆锥滚子轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times1171.840}\left(\frac{3.42\times2\times1.5}{0.796\times1}\right)^{\frac{10}{3}}=7.05\times10^4\,(\mathrm{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$　$\therefore$轴 V 上的轴承校核符合要求。

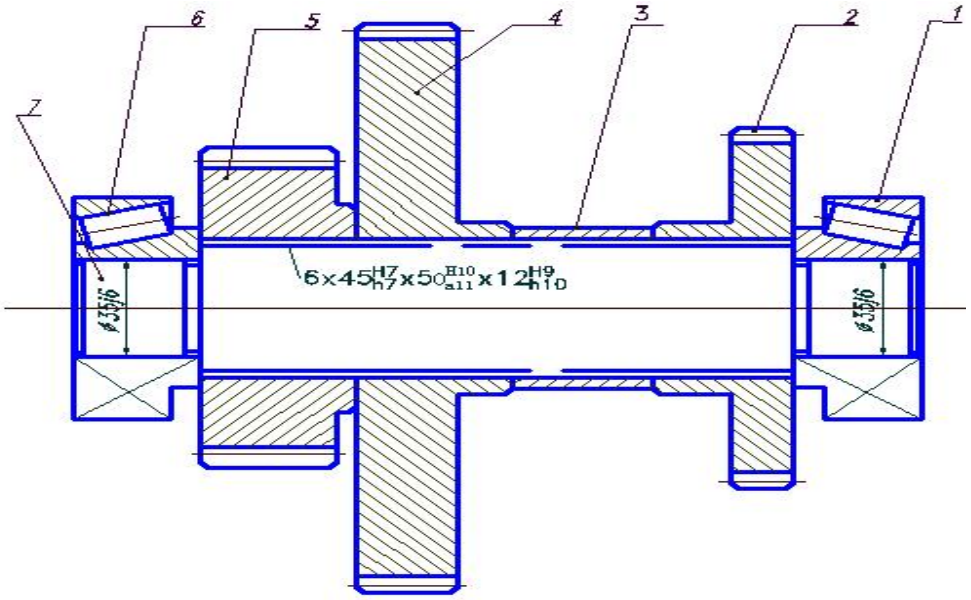


图 3.17　轴 V 示意图

3.7　传动轴 VI 各主要零件的设计

3.7.1　轴径的估算

参考《实用机床设计手册》表 3.10—2 得：　$d=(100\sim120)\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$，查《实用机床设计手册》表 1.1—10 得：$\eta_{V带}$=0.96　，　取 $d\geq105\sqrt[3]{\frac{P}{n_c}}$

由转速图可得：$i_{56_{\min}}=\frac{58}{26}$

$\therefore$　转速：$n_6=\frac{n_5}{i_{56}}=\frac{22.988}{58/26}=10.305\,(\mathrm{r/min})$

效率：$\eta_{56}=\eta_3^{\,2}\bullet\eta_2$

功率：$P_6=P_5\bullet\eta_{56}=5.5901\times0.98^2\times0.98=5.261\,\mathrm{kw}$

$\therefore d_6\geq105\times\sqrt[3]{\frac{P_6}{n_6}}=105\times\sqrt[3]{\frac{5.261}{10.305}}=81.99\,(\mathrm{mm})$　取 $d_{6_{\min}}\geq82\,(\mathrm{mm})$

3.7.2　主轴上一对齿轮的计算

（1）由于 CA6140 金属切削机床主轴箱里的主轴转速不是很高，运作时比较平稳，所以初选主轴与轴 V 相啮合的一对齿轮中，小齿轮的齿数为 $Z_1=24$，齿轮精度为 7 级，

则与其相啮合的大齿轮齿数为$Z_2 = Z_1 \times i = 24 \times \frac{58}{26} = 53.54$　取$Z_2 = 54$

（a）试选载荷系数$K_t = 1.3$

（b）计算所传递的扭矩T_1　由《机械设计》得$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times P}{n}$，且由以上计算可知：

$n = 10.401\,\text{r/min}$　$P = 5.261\,\text{kw}$

$$\therefore \quad T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times P}{n} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 5.261}{10.401} = 4.8305 \times 10^6\ (\text{Nmm})$$

（c）查《机械设计》表 10-7，取得齿宽系数$\phi_d = 0.4$

（d）查《机械设计》表 10-6，得材料的弹性影响系数$Z_E = 189.8 MP_a^{\frac{1}{2}}$

（e）查《机械设计》图 10-21d，得$\sigma_{\lim 1} = 600MPa$ ， $\sigma_{\lim 2} = 500MPa$

（f）计算应力循环次数，参考《机械设计》式 10-13 得：

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 4.147 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{3.2} = \frac{4.147 \times 10^9}{3.2} = 1.296 \times 10^9$$

（g）查《机械设计》图 10-19，取$K_{HN1} = 0.9$， $K_{HN2} = 0.95$

（h）计算接触疲劳许用应力，取失效概率为 1%，安全系数 S=1，由《机械设计》式 10-12 得：

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{\lim 1}}{S} = \frac{0.9 \times 600}{1} = 540\ (\text{MPa})$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{\lim 2}}{S} = \frac{0.95 \times 500}{1} = 475\ (\text{MPa})$$

（2）计算小齿轮分度圆直径d_{1t}，由《机械设计》得$d_{1t} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \bullet \frac{u+1}{u} \bullet \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$，

代入$[\sigma_H]$中较小的值

$$\therefore \quad d_{1t} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 4.8305 \times 10^6}{0.4} \times \frac{\frac{58}{26}+1}{\frac{58}{26}} \times \left(\frac{189.8}{475}\right)^2} = 356.559\ (\text{mm})$$

（a）计算圆周速度 V：

由《机械设计》得： $V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000}$，代入已计算的数据得

$$V = \frac{3.14 \times 356.559 \times 10.401}{60 \times 1000} = 0.194 \text{ (r/min)}$$

（b）计算齿宽 b ：

由《机械设计》得：$b = \phi_d \bullet d_{1t} = 0.4 \times 356.599 = 142.692 \text{ (mm)}$

（c）计算齿宽与齿高之比$\frac{b}{h}$：

由《机械设计》得：模数 $M_t = \frac{d_{1t}}{Z_1} = \frac{356.559}{24} = 14.857$

齿高 $h = 2.25 M_t = 2.25 \times 14.587 = 33.427 \text{ (mm)}$

$\therefore \quad \frac{b}{h} = \frac{356.559}{33.427} = 10.67$

（d）计算载荷系数：

根据 $V = 0.194 m/s$，齿轮精度为 7 级，由《机械设计》图 10-8 得 动载系数 $K_v = 0.064$，又直齿轮 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$，由《机械设计》表 10-2 得 使用系数 $K_A = 1.25$，由《机械设计》表 10-4，用插值法得 7 级精度的小齿轮相对支承非对称布置时，$K_{H\beta} = 1.1835$，由 $\frac{b}{h} = 10.67$，及 $K_{H\beta} = 1.1835$ 查《机械设计》图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.165$

故载荷系数 $K = K_A \bullet K_v \bullet K_{H\alpha} \bullet K_{H\beta} = 1.25 \times 0.064 \times 1 \times 1.1835 = 0.09468$

（e）按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径：

由《机械设计》式 10-10a 得：$d_1 = d_{1t} \bullet \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}$，代入已有数据得：

$$d_1 = 356.559 \times \sqrt[3]{\frac{0.09468}{1.3}} = 148.903 \text{ (mm)}$$

（f）计算模数 m ：

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{148.903}{24} = 6.204$$

（3）按齿根弯曲强度设计：

由《机械设计》式 10-5 得，弯曲强度设计公式为 $m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$

（a） 由《机械设计》图 10-20c 查得

弯曲强度极限$\sigma_{FE1}=500MPa$， $\sigma_{FE2}=300MPa$

（b）由《机械设计》图 10-18,取弯曲疲劳寿命系数$K_{FN1}=0.85$， $K_{FN2}=0.86$

（c）计算弯曲疲劳许用应力： 取弯曲疲劳安全系数 $S=1.8$，由《机械设计》式 10-12 得：

$$[\sigma_F]_1=\frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S}=\frac{0.85\times500}{1.8}=236.111\ (\text{MPa})$$

$$[\sigma_F]_2=\frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S}=\frac{0.86\times300}{1.8}=143.33\ (\text{MPa})$$

（d） 计算载荷系数：

$$K=K_A\bullet K_v\bullet K_{F\alpha}\bullet K_{F\beta}=1.25\times0.064\times1\times1.165=0.0932$$

（e） 查取齿形系数：

由《机械设计》表 10-5 得齿形系数 $Y_{Fa1}=2.65$， $Y_{Fa2}=2.304$

（f） 查应力校正系数：

由《机械设计》表 10-5 得应力校正系数 $Y_{Sa1}=1.58$， $Y_{Sa2}=1.72$

（g） 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$，并加以比较：

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1}=\frac{2.65\times1.58}{236.111}=0.0177$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2}=\frac{2.304\times1.72}{143.33}=0.028$$

∴ 比较得大齿轮的数据大

（h）设计计算:

由弯曲强度设计公式为 $m\geq\sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2}\left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)}$，代入数据得：

$m\geq\sqrt[3]{\frac{2\times0.0932\times4.8305\times10^6}{0.4\times24^2}\times0.028}=4.79$，整圆成 $m\geq5$，查《实用机床设计手册》可知，m 得取值从 0.75 开始，每隔 0.25 都有值可选，本人选择$m=5.75$为主轴与轴 V 相啮合的那对齿轮的模数。

则此时按$m=5.75$,大、小齿轮的齿数分别为：

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{148.903}{5.75} = 25.896 \text{ ，整圆成 } Z_1 = 26$$

$$Z_2 = i \times Z_1 = \frac{58}{26} \times 26 = 58$$

（4）几何尺寸的计算：

（a）分度圆直径 $d_1 = m \times Z_1 = 5.75 \times 26 = 149.5\,(\text{mm})$

$$d_2 = m \times Z_2 = 5.75 \times 58 = 333.5\,(\text{mm})$$

（b）中心距 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{149.5 + 333.5}{2} = 241.5\,(\text{mm})$

（c）齿轮宽度 $b_1 = \phi_d \times d_1 = 0.4 \times 149.5 = 59.8\ (\text{mm})$

$$b_2 = \phi_d \times d_2 = 0.4 \times 333.5 = 133.4\ (\text{mm})$$

3.7.3 齿轮的校核

由《机械设计》得校核齿轮即满足： $\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$， $F_t = \frac{2T}{d}$

对轴 VI 上齿数为 50 的齿轮进行校核

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 3.47 \times 10^5}{100}$$

$$\therefore \quad \frac{KF_t}{bm} = \frac{4.479 \times 2 \times 0.347 \times 10^5}{1 \times 100 \times 100 \times 2} = 15.54$$

又由计算齿轮时的数据得： $\frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}} = \frac{243.56}{2.32 \times 1.70} = 61.75$

比较得： $\frac{KF_t}{bm} < \frac{[\sigma_F]}{Y_{Fa}Y_{Sa}}$ 故该齿轮符合要求。

同理对轴 VI 上齿数为 58 模数为 5.75，齿轮符合要求。

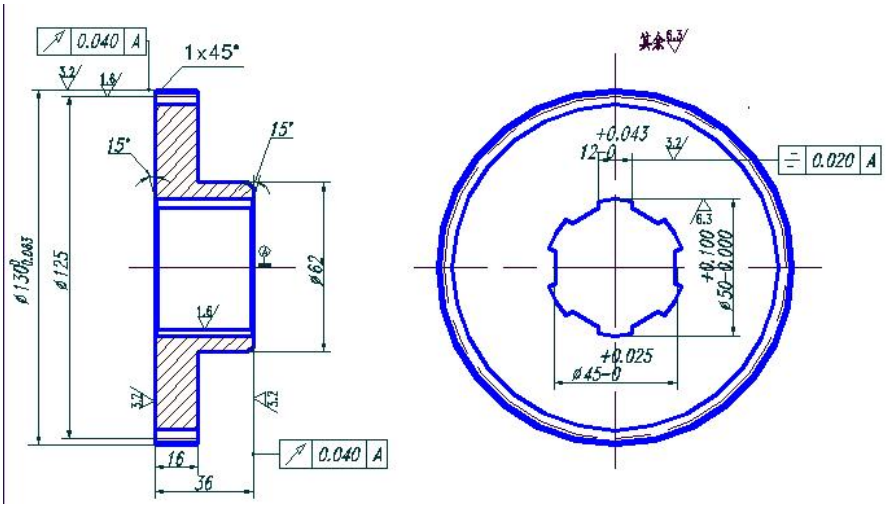


图 3.18　齿数为 50 的齿轮示意图

3.7.4　传动轴的校核

对于传动轴，除重载轴外，一般无须进行强度校核，只进行刚度验算。

轴的抗弯断面惯性矩（mm^4）

花键轴

$$I=\frac{\pi d^4+b\bullet N(D-d)(D+d)^2}{64}$$

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

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；

传动轴上弯曲载荷的计算，一般由危险断面上的最大扭矩求得：

$$M_{扭}=955\times 10^4\times\frac{P_6}{n_6}=955\times 10^4\times\frac{5.261}{10.305}=4.87\times 10^6\ (\text{Nmm})$$

式中 N—该轴传递的最大功率（kw）；

n_j—该轴的最小转速（r/min）。

传动轴上的弯矩载荷有输入扭矩齿轮和输出扭矩齿轮的圆周力、径向力，齿轮的圆周力 P_t：

$$P_t=\frac{2M_{扭}}{D}(\text{N})=\frac{2\times 4.87\times 10^6}{64}=1.52\times 10^5\ (\text{N})$$

式中 D—齿轮节圆直径（mm），D=mZ。

齿轮的径向力P_r： $P_r = P_t \bullet tg(\alpha+\rho)/\cos\beta(N) = 650$ (N)

式中 α—为齿轮的啮合角；

ρ—齿面摩擦角；

β—齿轮的螺旋角；

$d \geq \sqrt{\frac{\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}}{0.1[\delta]}} mm$ =35.17(㎜)，故校核符合要求。

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：

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

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

D、d—花键轴的大径和小径（㎜）；

L—花键工作长度；

N—花键键数；

K—载荷分布不均匀系数，K=0.7～0.8；

$$\sigma_{jy} = \frac{8\times 4.87\times 10^6}{(32^2-26^2)\times 116\times 8\times 0.7} = 17.23MPa \leq \left[\sigma_{jy}\right] = 20\ (\text{MPa})$$

故此花键轴校核合格。

3.7.5 轴承的校核

根据轴径等要求，轴 VI 所选轴承从左至右分别为双列圆柱滚子轴承 NN3015K（1 对）、圆柱滚子轴承 NU218（1 个）、推力球轴承 51120/P5(1 对)、双列圆柱滚子轴承 NN3012（1 对）。

查《机械设计手册》得滚动轴承的校核，即要满足条件：滚动轴承的额定寿命 $L_{10h} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \geq [T](h)$ $[T]$为工作期限（h）,对于一般机床$[T]$取值为 15000—20000 小时。

式中L_{10h}—额定寿命，C—额定负载，P—当量动载荷，ε–寿命系数，对于球轴承 $\varepsilon = 3$，对于滚子轴承$\varepsilon = \frac{10}{3}$。

由《机械设计手册》得$C = \frac{f_h f_m f_d}{f_n f_T} P \Rightarrow P = \frac{f_n f_T}{f_h f_m f_d} C$

式中 f_n —速度因数， f_T —温度因数， f_h —寿命因数， f_m —力矩载荷因数，力矩载荷较小时 $f_m=1.5$，力矩载荷较大时 $f_m=2$， f_d —冲击载荷因数

将 $P=\dfrac{f_n f_T}{f_h f_m f_d}C$ 代入 L_{10h} 中得： $L_{10h}=\dfrac{10^6}{60n}\left(\dfrac{f_h f_m f_d}{f_n f_T}\right)^{\varepsilon}$

轴 VI 上的圆柱滚子轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times 1447.567}\left(\frac{3.58\times 2\times 1.5}{0.98\times 1}\right)^{\frac{10}{3}}=3.33\times 10^4\ (\mathrm{h})$$

轴 VI 上的推力球轴承的校核：

$$L_{10h}=\frac{10^6}{60\times 1447.567}\left(\frac{4.12\times 2\times 1.5}{0.965\times 1}\right)^{3}=2.56\times 10^4\ (\mathrm{h})$$

$\because L_{10h}>[T]$ $\therefore$轴 VI 上的轴承校核符合要求。

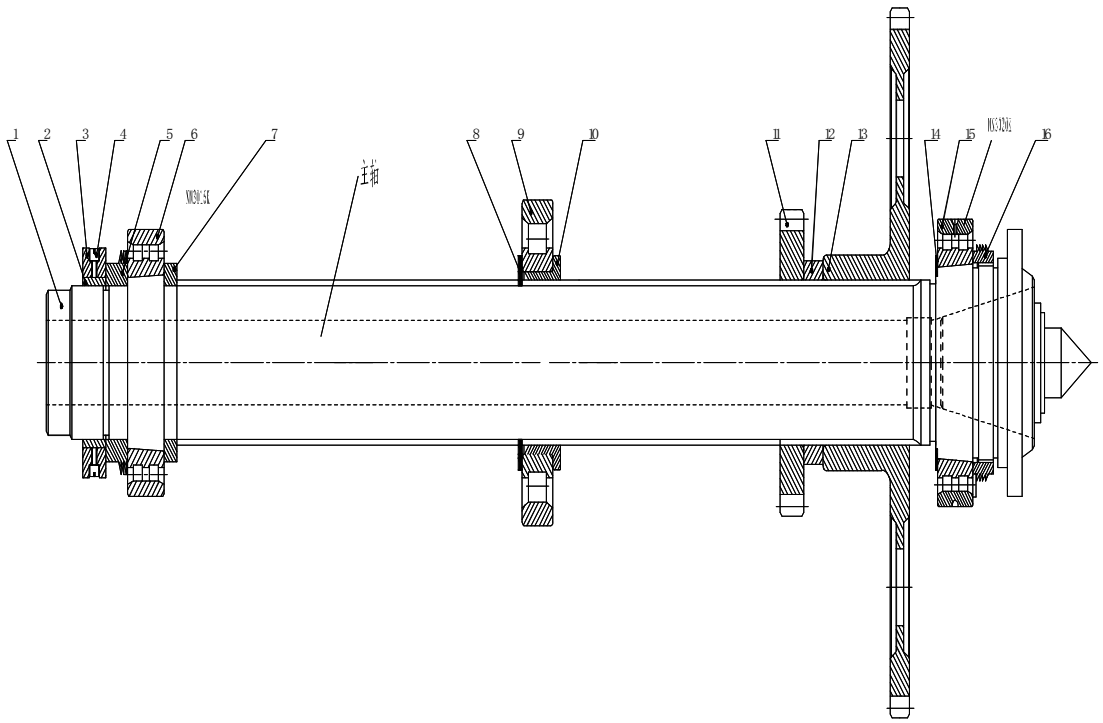


图 3.19　主轴装配示意图

4 结论与展望

通过两周的时间查阅书籍资料等，对金属切削机床的产生、发展动态及国内外行业的发展现状有了大致的了解。 同时，还进一步了解和掌握 CA6140 车床主轴箱的结构构成，各组成部分的功用等进行该课题所需要的一些前期资料，为以后课题的如期进行打下了良好的基础。设计主要对主轴箱中的传动系统进行了研究，确定了传动系统图，转速图等，然后对主轴箱中的各根轴以及轴上的齿轮，轴承等主要零部件进行设计计算，最后对设计的齿轮，轴承及花键轴进行校核，最后都符合要求。但考虑到本人第一次进行本次设计工作，有些地方还是需要进一步地了解，比如主轴箱设计优化问题，简化结构提高它的传动效率的方法，保证主轴箱的安全性和可靠性的设计等。对于绘图与计算方面的能力还有待提高，通过这次的的毕业设计，我对以前学的知识进行了一个回顾，还学到不少新的知识，这个设计使我受益匪浅！

结束语

近两个半月的毕业设计已接近了尾声，毕业设计是对大学四年所学的所有基础和专业知识的运用和总结，运用课堂上学过的理论知识，通过实习调研，大大提高了动手能力，使我开拓了眼界，增长了见识，增强了社会实践能力，对机体的设计，使我拓展了思路，加强了逻辑思维能力，使理论知识在实践中得到了印证。在搜集资料的过程中，我阅读了有关机电一体化方面的文章，使我丰富了专业知识，更使我对我国机电工业发展现状和前景有了进一步了解。

总之，此次设计是理论与实践结合的一次好机会，是对四年所学的最好检验。这次能够独立完成毕业设计，对我以后的工作和学习都有很大的帮助。

由于自己能力有限，深知在设计中还有很多缺点和不足，希望老师提出宝贵的意见和建议。

致　谢

本论文是在曹春平老师的精心指导下完成的。首先衷心感谢曹老师在我攻读大学期间，在学习和生活上给予我无微不至的关怀。从课题的确定到研究方法的选择都给了我悉心的指导。曹老师严于律己、宽于待人的处事态度，渊博的学识，敏锐的洞察力，严谨治学的作风和精益求精的精神以及踏实勤恳的工作精神都给我留下了深刻的印象，这些无疑将成为我受益终生的宝贵财富。在我毕业课题的设计中，老师富于创造性的想法给予我很多的启发和帮助，使我能顺利完成课题的研究和论文的撰写，也顺利地完成了大学阶段的学业。同时也感谢我的家人对我的支持，是在他们的支持下，我的论文才能得以顺利的完成。

参 考 文 献

[1] 贾亚洲. 金属切削机床概论[M]. 北京：机械工业出版社，2007. 1.

[2] 胡黄卿. 金属切削原理与机床[M]. 北京：化学工业出版社，2007. 3.

[3] 成大先. 机械设计手册（第 5 版）[S]. 北京：化学工业出版社.2008. 5.

[4] 顾维邦. 金属切削机床概论[M]. 北京：机械工业出版社，1999. 7.

[5] 陈日曜. 金属切削原理（第 2 版）[M]. 北京：机械工业出版社，2002. 1.

[6] 任殿阁，张配勤. 设计手册[S]. 辽宁：辽宁科学技术出版社，1991. 9.

[7] 郑文纬，吴克坚. 机械原理[M]. 北京：高等教育出版社，1997. 7.

[8] 付铁. 计算机辅助机械设计实训教程[M]. 北京：北京理工大学出版社，1999. 12

[9] 查康，杨万能，董敏. 产品造型设计白金案例[P]. 山东：山东电子音响出版社，2005. 1.

[10] 方世杰. 机械优化设计[M]. 北京：机械工业出版社，2003. 3.

[11] 曹桄，高学满. 金属切削机床挂图[Z]. 上海：上海交通大学出版社，1984. 8.

[12] 吴宗泽，罗圣国. 机械设计课程设计手册[S]. 北京高等教育出版社.1982. 12.

[13] 华东纺织工学院，哈尔滨工业大学. 天津大学.机床设计图册[S]. 上海：上海科学技术出版社，2005. 1.

[14] 易新. 金属切削机床课程设计指导书[M]. 北京：机械工业出版社，1985. 11.

[15] 金属切削机床[M]. 北京：机械工业出版社，2005. 1.