

盘磨机传动装置设计

【摘要】 齿轮传动是现代机械中应用最广的一种传动形式。

它的主要优点是：

1、瞬时传动比恒定、工作平稳、传动准确可靠，可传递空间任意两轴之间的运动和动力；

2、适用的功率和速度范围广，传动效率高，工作可靠、使用寿命长；

3、外轮廓尺寸小、结构紧凑。由齿轮、轴、轴承及箱体组成的齿轮减速器,用于原动机和工作机或执行机构之间,起匹配转速和传递转矩的作用,在现代机械中应用极为广泛

国内的减速器多以齿轮传动、蜗杆传动为主，但普遍存在着功率与重量比小，或者传动比大而机械效率过低的问题。另外，材料品质和工艺水平上还有许多弱点，特别是大型的减速器问题更突出，使用寿命不长。国外的减速器，以德国、丹麦和日本处于领先地位，特别在材料和制造工艺方面占据优势，减速器工作可靠性好，使用寿命长。但其传动形式仍以定轴齿轮传动为主，体积和重量问题，也未解决好。

当今的减速器是向着大功率、大传动比、小体积、高机械效率以及使用寿命长的方向发展。减速器与电动机的连体结构，也是大力开拓的形式，并已生产多种结构形式和多种功率型号的产品。近十几年来,由于近代计算机技术与数控技术的发展，使得机械加工精度，加工效率大大提高，从而推动了机械传动产品的多样化，整机配套的模块化，标准化，以及造型设计艺术化，使产品更加精致，美观化。

在 21 世纪成套机械装备中,齿轮仍然是机械传动的基本部件。CNC 机床和工艺技术的发展,推动了机械传动结构的飞速发展。在传动系统设计中的电子控制、液压传动、齿轮、带链的混合传动,将成为变速箱设计中优化传动组合的方向。在传动设计中的学科交叉,将成为新型传动产品发展的重要趋势。

【关键词】 减速器 轴承 齿轮 机械传动

$$P_d = 5.5 \text{ kW}$$

$$i = 32$$

$$i_3 = 3.5$$

$$i_0 = 9.14$$

$$i_1 = 3.5$$

$$i_2 = 2.6$$

$$n_1 = 1440 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = 411.4 \text{ r/min}$$

$$n_{III} = 158 \text{ r/min}$$

$$n_{\text{主}} = 45 \text{ r/min}$$

$$P_I = 5.34 \text{ kW}$$

$$P_{II} = 5.07 \text{ kW}$$

$$P_{III} = 4.82 \text{ kW}$$

$$P_{IV} = 4.35 \text{ kW}$$

$$T_I = 35.4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{II} = 118 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{III} = 291 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_{\text{主}} = 923 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$[\sigma_H]_1 = 715 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = 725 \text{ MPa}$$

$$m = 10$$

$$\delta_1 = 16^\circ$$

$$\delta_2 = 74^\circ$$

$$d_1 = 100 \text{ mm}$$

$$d_2 = 350 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 355.4 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 343.25 \text{ mm}$$

The Design of The Plate Mill's Gear	$R=182\text{mm}$
Jia Genqin	$b=50\text{mm}$
Class of 0601 Machinery Manufacturing	$\theta_{a1}=\theta_{a2}=3^\circ$
Abstract : Wheel gear's spreading to move is a the most wide kind of the application spreads to move a form in the modern machine.Its main advantage BE:	$\theta_{f1}=\theta_{f2}=4^\circ$ $\delta_{a1}=19^\circ$ $\delta_{a2}=77^\circ$
1、 spreads to move to settle, work than in a moment steady, spread to move accurate credibility, can deliver space arbitrarily sport and the motive of the of two stalks; Power and speed scope;	$\delta_{f1}=12^\circ$ $\delta_{f2}=70^\circ$ $V=0.83\text{ms}$
2、 applies are wide; spreads to move an efficiency of, soon and deliver a function of turning , the application is extremely extensive in the modern machine.	$m=3$ $d_1=75\text{mm}$ $d_2=195\text{mm}$ $b_2=75\text{mm}$
Local deceleration machine much with the wheel gear spread to move, the pole spread to move for lord, but widespread exist power and weight ratio small, or spread to move ratio big but the machine efficiency lead a low problem.There are also many weaknesses on material quality and craft level moreover, the especially large deceleration machine's problem is more outstanding, the service life isn't long.The deceleration machine of abroad, with Germany, Denmark and Japan be placed in to lead a position, occupying advantage in the material and the manufacturing craft specially, decelerating the machine work credibility like, service life long.But it spreads to move a form to still take settling stalk wheel gear to spread to move as lord, physical volume and weight problem, don't also resolve like	$b_1=80\text{mm}$ $a=135\text{mm}$ $d_{a1}=81\text{mm}$ $d_{a2}=201\text{mm}$ $d_{f1}=67.5\text{mm}$ $d_{f2}=187.5\text{mm}$ $V=1.61\text{ms}$ $m=2$ $d_1=50\text{mm}$ $d_2=176\text{mm}$ $b_2=50\text{mm}$ $b_1=55\text{mm}$ $a=113\text{mm}$
The direction which decelerates a machine to is the facing big power and spread to move ratio, small physical volume, several in the last yearses, control a technical development because of the modern calculator technique and the number, make the machine	$d_{a2}=180\text{mm}$ $d_{f1}=45\text{mm}$ $d_{f2}=171\text{mm}$ $V=3.768\text{ms}$

<p>process accuracy, process an efficiency to raise consumedly, pushed a machine to spread the diversification of movable property article thus, the mold piece of the whole machine kit turns, standardizing, and shape design the art turn, making product more fine, the beauty turns.</p>	<p>$d=35\text{mm}$ $d_1=40\text{mm}$ $d_2=45\text{mm}$ $d_3=55\text{mm}$ $d_4=47\text{mm}$</p>
<p>Become a set a machine material in 21 centuries medium, the wheel gear is still a machine to spread a dynamic basic parts C tool machine and the craft technical development, pushed a machine to spread to move structure to fly to develop soon.Be spreading to move the electronics control, liquid in the system design to press to spread to move, wheel gear, take the mixture of chain to spread to move, will become become soon a box to design in excellent turn to spread to move a combination of direction.The academics that is in spread move the design crosses, will become new spread a movable property article the important trend of the development.</p>	<p>$d_5=40\text{mm}$ $d_6=35\text{mm}$ $l_1=37.5\text{mm}$ $l_2=73\text{mm}$ $l_3=10\text{mm}$ $l_4=70\text{mm}$ $l_5=70\text{mm}$ $l_6=80\text{mm}$ $F_{t2}=2985\text{N}$ $F_{r2}=1086\text{N}$</p>
<p>Key words: Reduction gear Bearing gear mechanic drive</p>	<p>$F_{n2}=3177\text{N}$ $F_{HA}=1003\text{N}$ $F_{HB}=1982\text{N}$</p>
<p>一、传动装置的总体设计 (一) 传动方案分析</p>	<p>$F_{VA}=-1261\text{N}$ $F_{VB}=2347\text{N}$</p>
<p>1、传动装置的布局要求: 在分析盘磨机传动装置方案时, 首先应该满足机械设计的基本要求, 此外还要保证工作可靠, 传动效率高, 结构简单, 工艺性能好等, 同时应注意常用机械传动方式的特点及在布局上的要求:</p>	<p>$d=25\text{mm}$ $d_1=25\text{mm}$ $d_2=30\text{mm}$ $d_3=35\text{mm}$ $d_4=30\text{mm}$ $d_5=25\text{mm}$</p>
<p>(1) 带传动平稳性好, 能缓冲吸振, 但承载能力小, 宜布置在高速级;</p>	<p>$l_1=32\text{mm}$ $l_2=78\text{mm}$ $l_3=10\text{mm}$</p>
<p>(2) 链传动平稳性差, 且有冲击、振动, 宜布置在低速级</p>	<p>$l_4=48\text{mm}$</p>
<p>(3) 蜗杆传动放在高速级时蜗轮材料应选用锡青铜, 否则可选用铝铁青铜;</p>	
<p>(4) 开式齿轮传动的润滑条件差, 磨损严重, 应</p>	

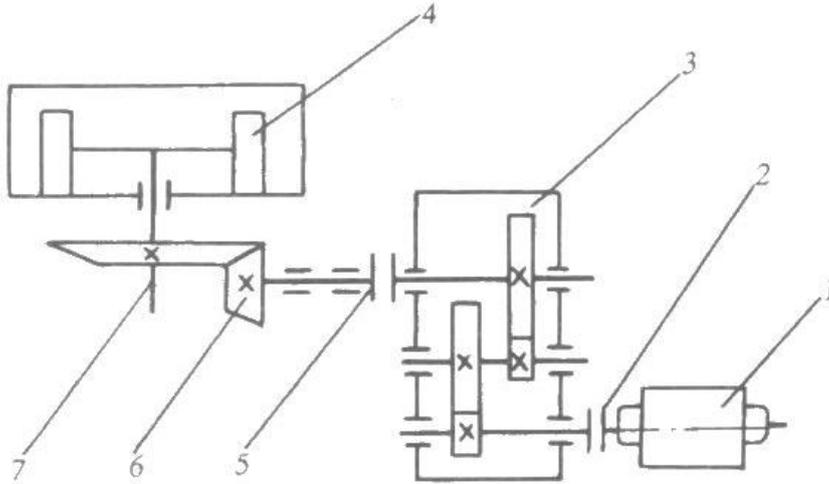
布置在低速级；

(5) 锥齿轮、斜齿轮宜放在高速级；

根据工作需要，所以，盘磨机与减速器之间应该选用锥齿轮进行传动。

2、传动系统方案的拟定

盘磨机传动系统方案如下图所示：



电动机 1→联轴器 2→直齿圆柱齿轮减速 3→联轴器 5
→锥齿轮传动 6→主轴 7→盘磨机 4

电动机 1 通过联轴器 2 将动力传入直齿圆柱齿轮减速器 3，再经过直齿圆柱齿轮减速器 3 通过联轴器 5 将动力传至锥齿轮 6，由锥齿轮 6 通过主轴 7 传送到盘磨机 4 上工作。采用两级圆柱齿轮减速器，由于齿轮相对于轴承为不对称布置，因而沿齿向载荷分布不均，要求轴有较大刚度，应此选用展开式。

3、确定减速器类型

由于两级圆柱齿轮减速器由三种：直齿、斜齿和人字齿轮，根据以下工作条件和技术资料分析，因此选定直齿圆柱齿轮减速器。

表 1.1 工作条件和技术资料：

工作条件	工作期限	工作班制	载荷性质	生产方式
		8 年	单班制	轻微
技术数据	主轴转速	电动机功率	电动机转速	圆锥齿轮传动比

$l_5=35\text{mm}$

$d=18\text{mm}$

$d_1=18\text{mm}$

$d_2=25\text{mm}$

$d_3=30\text{mm}$

$d_4=54\text{mm}$

$d_5=30\text{mm}$

$d_6=25\text{mm}$

$l_1=40\text{mm}$

$l_2=70\text{mm}$

$l_3=102.5\text{mm}$

$l_4=55\text{mm}$

$l_5=15\text{mm}$

$l_6=15\text{mm}$

$d_1=72\text{mm}$

$D_1=168\text{mm}$

$D_0=120\text{mm}$

$d_0=24\text{mm}$

$c=22.5\text{mm}$

$d=18\text{mm}$

$R=20\text{mm}$

$e=16\text{mm}$

$K=30\text{mm}$

$H=24\text{mm}$

$r=5\text{mm}$

$b=18\text{mm}$

$H=32\text{mm}$

$D=52\text{mm}$

$d_0=9\text{mm}$

$D_0=72\text{mm}$

	$n=45\text{rmin}$	$P=5.5\text{KW}$	$n=1500\text{rmi}$ n	$i=3.5$	$D_2=92\text{mm}$ $e=10\text{mm}$ $e_1=20\text{mm}$ $D_4=40\text{mm}$ $d_1=21\text{mm}$ $b_1=15\text{mm}$ $m=37\text{mm}$ $D=80\text{mm}$ $d_0=9\text{mm}$ $D_0=100\text{mm}$ $D_2=120\text{mm}$ $e=10\text{mm}$ $e_1=18\text{mm}$ $D_4=67\text{mm}$ $d_1=41\text{mm}$ $b_1=15\text{mm}$ $m=34\text{mm}$
动力来源	电动机，三相交流，电压 380220V				
其它要求	单向运转，总减速比允差 $\pm 5\%$ ；体积最小，强度足够				
(二) 电动机的选择					
电动机已经标准化、系列化。应按照工作机的要求，根据选择的传动方案选择电动机的类型、容量和转速，并在产品目录中查出其型号和尺寸。					
1、电动机类型和结构型式的选择					
电动机有交流电动机和直流电动机之分，一般工厂都采用三相交流电，因而多采用交流电动机。					
交流电动机有异步电动机和同步电动机两类，异步电动机又分为笼型和绕线型两种，其中以普通笼型异步电动机应用最多。目前应用最广泛的是 Y 系列自扇冷式笼型三相异步电动机，其结构简单、起动性能好、工作可靠、价格低廉，维护方便，适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体、无特殊要求的场合。					
按已知的工作要求和条件，选用 Y 型全封闭笼型三相异步电动机。					
2、确定电动机的功率					
由已知条件可知： $P_d=5.5\text{kW}$					
3、确定电动机的转速					
由已知条件可知：同步转速 $n=1500\text{rmin}$ ，由附表 8.1 Y 系列（IP44）电动机的技术资料查出有两种适用的电动机型号，其技术参数及传动比的比较情况见下表 1.2：					
表 1.2 Y 电动机的技术数据					
方案	电动机型号	额定功率	电动机转速（rmin）		
		$P_{ed}\text{kW}$	同步转速	满载转速	

1	Y132S—4	5.5	1500	1440
		传动装置的传动比		
		总传动比	圆锥齿轮	两级齿轮
		32	3.5	9.14

根据电动机型号，确定电动机的主要外形尺寸和安装尺寸如下表 1.3 所示：

表 1.3 电动机的安装及外形尺寸

中心高 H	外形尺寸 $L \times (AC_2+AD) \times HD$	底脚安装尺寸 $A \times B$
132	$475 \times 345 \times 315$	216×178
地脚螺栓孔直径	轴伸尺寸 $D \times E$	装键部位尺寸 $F \times GD$
12	38×80	10×43

(三) 总传动比的确定及分配

由选定电动机的满载转速 n_m 和盘磨机主轴的转速 n_w ，可得传动比为

所以

总传动比 i 是圆锥齿轮传动比 i_3 与两级圆柱齿轮传动比 i_0 的和。

因圆锥齿轮传动比 $i_3=3.5$ ，

所以两级圆柱齿轮传动比

对于展开式两级圆柱齿轮减速器，推荐高速级传动比 $i_2=(1.3\sim 1.5) i_1$ ，

又 $i_1 \cdot i_2=9.14$ ，得： $i_1=3.5$ ， $i_2=2.6$ 。

在分配两级传动比时主要应考虑以下几点：

(1) 两级传动的传动比应在推荐的范围内选取。

(2) 应使传动装置的结构尺寸较小、重量较轻。但两级减速器的总中心距和总传动比相同时，传动比分配方案不同，减速器的外廓尺寸也不同。

(3) 应使传动件的尺寸协调，结构匀称、合理，避免互相干涉碰撞。

(4) 在两级减速器中，高速级和低速级的大齿轮直径应尽量相近，以利于浸油润滑。

(四) 各种运动和动力参数计算

为进行传动件的设计计算，应首先推算出各轴的转速、功率和转矩。一般按由电动机至绞车机之间运动传递的路线推算各轴的运动和动力参数。

由机械设计手册查得机械传动和摩擦副的效率概略值，如下表 1.4:

表 1.4 机械传动和摩擦副的效率概略值

序号	种类	效率 η
1	8 级精度的一般圆柱齿轮传动(油润滑)	0.97
2	8 级精度的一般锥齿轮传动 (油润滑)	0.94~0.97
3	弹性联轴器	0.99~0.995
4	滚子轴承 (稀油润滑)	0.98 (一对)

由表可得: η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 分别为弹性联轴器、齿轮传动的轴承、直齿圆柱齿轮传动、锥齿轮传动。取 $\eta_1=0.99$ 、 $\eta_2=0.98$ 、 $\eta_3=0.97$ 、 $\eta_4=0.95$ 。

1、各轴转速

$$n_1 = n_0 = 1440 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{1440}{3.5} \text{ r/min} = 411.4 \text{ r/min}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{411.4}{2.6} \text{ r/min} = 158 \text{ r/min}$$

$$n_{\text{主}} = \frac{n_{III}}{i_3} = \frac{158}{3.5} \text{ r/min} = 45 \text{ r/min}$$

2、各轴的输入功率

$$\text{I 轴 } P_1 = P_d \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 5.5 \times 0.99 \times 0.98 \text{ kW} = 5.34 \text{ kW}$$

$$\text{II 轴 } P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_3 \cdot \eta_2 = 5.34 \times 0.97 \times 0.98 \text{ kW} = 5.07 \text{ kW}$$

$$\text{III 轴 } P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_3 \cdot \eta_2 = 5.07 \times 0.97 \times 0.98 \text{ kW} = 4.82 \text{ kW}$$

$$\text{主轴 } P_{\text{IV}} = P_{\text{III}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_4 = 4.82 \times 0.99 \times 0.98^2 \times 0.95 = 4.35 \text{ kW}$$

3、各轴输入转矩

$$\text{I 轴 } T_{\text{I}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \times \frac{5.34}{1440} \text{ N} \cdot \text{m} = 35.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{II 轴 } T_{\text{II}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \times \frac{5.07}{411.4} \text{ N} \cdot \text{m} = 118 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{III 轴 } T_{\text{III}} = 9550 \frac{P_{\text{III}}}{n_{\text{III}}} = 9550 \times \frac{4.82}{158} \text{ N} \cdot \text{m} = 291 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{主轴 } T_{\text{主}} = 9550 \frac{P_{\text{主}}}{n_{\text{主}}} = 9550 \times \frac{4.35}{45} \text{ N} \cdot \text{m} = 923 \text{ N} \cdot \text{m}$$

运动和动力参数的计算结果列于下表 1.5:

表 1.5 运动和动力参数

参数 \ 轴名	I 轴	II 轴	III 轴	主轴
转速 n (r/min)	1440	411.4	158	45
输入功率 P/kW	5.336	5.07	4.82	4.35
输入转矩 T (N·m)	35.4	118	291	923
传动比 i	3.5	2.6	3.5	
效率 η	0.97	0.97	0.95	

二、传动件和轴的设计计算

(一) 锥齿轮传动设计计算

1、选择齿轮材料及精度等级

轮，并经查表《常见机器中齿轮的精度等级》得，锥齿轮应选择 8 级精度。

2、按齿面接触疲劳强度设计

因两轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 时，齿面按接触疲劳强度的校核公式为

$$\sigma_H = \frac{4.98 Z_E}{1 - 0.5 \Psi_R} \sqrt{\frac{KT_1}{\Psi_R d_1^3 u}} \leq [\sigma_H]$$

$$\text{设计公式为 } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Psi_R u} \times \left(\frac{4.98Z_E}{(1-0.5\Psi_R)[\sigma_H]} \right)^2}$$

可求出 d_1 值，先确定有关参数与系数：

- (1) 转矩 T_1 $T_1=291\text{N} \cdot \text{m}$
- (2) 载荷系数，查表《载荷系数》表取 $K=1.4$
- (3) 齿宽系数 Ψ_R 一般 $\Psi_R=0.25\sim 0.3$ ，取 $\Psi_R=0.3$
- (4) 齿数比 u $u=i=3.5$
- (5) 由表《弹性系数 Z_E 》得弹性系数
- (6) 齿数 z_1 小齿轮齿数 z_1 取 10，则大齿轮齿数 $z_2=35$
- (7) 许用接触应力

由《接触疲劳强度极限》图查得

$$\sigma_{Hlim1}=650\text{MPa}, \quad \sigma_{Hlim2}=580\text{MPa}$$

由表《安全系数 S_H 和 S_F 》查得安全系数 $S_H=1$

$$N_1=60njL_h=60 \times 158 \times 1 \times (8 \times 52 \times 40) = 1.58 \times 10^8$$

$$N_2=N_1i=1.58 \times 10^8 \times 3.5 = 4.5 \times 10^7$$

查图《接触疲劳寿命系数》得 $Z_{NT1}=1.1$ ， $Z_{NT2}=1.25$

由式可得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{Z_{NT1} \sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{1.1 \times 650}{1} \text{MPa} = 715 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{Z_{NT2} \sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{1.25 \times 580}{1} \text{MPa} = 725 \text{MPa}$$

$$\begin{aligned} d_1 &\geq \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Psi_R u} \times \left(\frac{4.98Z_E}{(1-0.5\Psi_R)[\sigma_H]} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{1.4 \times 2.91 \times 10^5}{0.3 \times 3.5} \times \left(\frac{4.98 \times 189.8}{(1-0.5 \times 0.3) \times 725} \right)^2} = 97 \text{mm} \end{aligned}$$

由表《锥齿轮的模数》取标准模数 $m=10$

3、主要尺寸计算

- (1) 分度圆锥角 δ

$$\delta_1 = \operatorname{arccot} \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{arccot} \frac{35}{10} = 16^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 16^\circ = 74^\circ$$

(2) 分度圆直径 d

$$d_1 = m z_1 = 10 \times 10 \text{mm} = 100 \text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 10 \times 35 \text{mm} = 350 \text{mm}$$

(3) 齿顶圆直径 d_a

(我国规定的标准值为 $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$)

$$\text{齿顶高 } h_a = (10/182) = 3^\circ$$

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctan((12.5/182)) = 4^\circ$$

(8) 齿顶圆锥角 δ_a

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 16^\circ + 3^\circ = 19^\circ$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74^\circ + 3^\circ = 77^\circ$$

(9) 齿根圆锥角 δ_f

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 16^\circ - 4^\circ = 12^\circ$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74^\circ - 4^\circ = 70^\circ$$

4、按齿根弯曲疲劳强度校核

当齿根弯曲疲劳强度计算的校核公式为

$$\sigma_F = \frac{4KT_1 Y_F Y_S}{\Psi_R (1 - 0.5\Psi_R)^2 z_1^2 m^3 \sqrt{u^2 + 1}} \leq [\sigma_F] \text{ 则校核合格。}$$

确定有关系数与参数:

(1) 齿形系数 Y_F

由表《标准外齿轮的齿形系数 Y_F 》查得: $Y_{F1} = 3.22$, $Y_{F2} = 2.35$ 。

(2) 应力修正系数 Y_S

由表《标准外齿轮的应力修正系数 Y_S 》查得:

$$Y_{S1} = 1.47, Y_{S2} = 1.71。$$

(3) 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

由图《试验齿轮的弯曲疲劳极限》查得

$$\sigma_{Hlim1} = 210 \text{MPa}, \sigma_{Hlim2} = 190 \text{MPa}$$

由表《安全系数 S_H 和 S_F 》查得 $S_F=1.3$,

由图《弯曲疲劳寿命系数 Y_{NT} 》查得 $Y_{NT1}=Y_{NT2}=1$

由式 $[\sigma_F] = Y_{NT}\sigma_{Hlim}S_F$ 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{Y_{NT1}\sigma_{Hlim1}}{S_F} = \frac{1 \times 210}{1.3} MPa = 162 MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{Y_{NT2}\sigma_{Hlim2}}{S_F} = \frac{1 \times 190}{1.3} MPa = 146 MPa$$

$$\begin{aligned} \text{故 } \sigma_{F1} &= \frac{4 \times 1.4 \times 2.91 \times 10^5 \times 3.22 \times 1.47}{0.3(1-0.5 \times 0.3)^2 \times 10^2 \times 10^3 \sqrt{3.5^2 + 1}} MPa \\ &= 97.5 MPa \leq [\sigma_F] = 162 MPa \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{4 \times 1.4 \times 2.91 \times 10^5 \times 2.35 \times 1.71}{0.3(1-0.5 \times 0.3)^2 \times 10^2 \times 10^3 \sqrt{3.5^2 + 1}} MPa \\ &= 82.8 MPa \leq [\sigma_F] = 146 MPa \end{aligned}$$

所以, 齿根弯曲强度校核合格。

5、验算齿轮的圆周速度 v

$$V = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 100 \times 158}{60 \times 1000} = 0.83 m/s$$

由表《常用精度等级齿轮的加工方法》可知选 8 级精度是合适的。

(二) 直齿圆柱齿轮 II 的传动设计

1、选择齿轮材料及精度等级

见机器中齿轮的精度等级》得, 直齿圆柱齿轮应选择 8 级精度。

2、按齿轮面接触疲劳强度设计

因两齿轮均为钢质齿轮, 可由下式

可求出 d_1 值, 先确定有关参数与系数:

(1) 转矩 T_1 $T_1=1.18 \times 10^5 N \cdot mm$

(2) 载荷系数, 查表《载荷系数》表取 $K=1.1$

(3) 齿数 z_1 和齿宽系数 ψ_d

小齿轮齿数 z_1 取 25, 因 $i=2.6$, 则大齿轮齿数 $z_2=65$

，因直齿圆柱齿轮传动为对称布置，而齿轮齿面又为软齿面，由表《齿宽系数》取齿宽系数 $\psi_d=1$

(4) 许用接触应力

由《接触疲劳强度极限》图查得

$$\sigma_{Hlim1}=560\text{MPa}, \sigma_{Hlim2}=530\text{MPa}$$

由表《安全系数 S_H 和 S_F 》查得安全系数 $S_H=1$

$$N_1=60njL_h=60\times 411.4\times 1\times (8\times 52\times 40)=4.1\times 10^8$$

$$N_2=N_1i=4.1\times 10^8\times 2.6=1.58\times 10^8$$

查图《接触疲劳寿命系数》得 $Z_{NT1}=1.04$, $Z_{NT2}=1.13$

由式可得

$$[\sigma_H]_1=Z_{NT1}\sigma_{Hlim1} S_H=1.04\times 560\text{MPa}=582.4\text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2=Z_{NT2}\sigma_{Hlim2} S_H=1.13\times 530\text{MPa}=598.9\text{MPa}$$

故

$$\begin{aligned} d_1 &\geq 76.43\sqrt[3]{\frac{KT_1(u\pm 1)}{\Psi_R u [\sigma_H]^2}} \\ &= 76.73\sqrt[3]{\frac{1.1\times 1.18\times 10^5\times (2.6+1)}{1\times 2.6\times (582.4)^2}} \\ &= 61.85\text{mm} \end{aligned}$$

由表《渐开线齿轮的模数》取标准模数 $m=3$

3、主要尺寸计算

(1) 分度圆直径 d

$$d_1=m z_1=3\times 25\text{mm}=75\text{mm}$$

$$d_2=m z_2=3\times 65\text{mm}=195\text{mm}$$

(2) 齿宽 b

$$b_2=b=\psi_d\cdot d_1=1\times 75\text{mm}=75\text{mm}$$

$$b_1=b_2+5\text{mm}=80\text{mm}$$

(3) 标准中心距 a

$$a=\frac{1}{2}m(z_1+z_2)=\frac{1}{2}\times 3\times (25+65)\text{mm}=135\text{mm}$$

(4) 齿顶圆直径 d_a

(我国规定的标准值为 $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$)

齿顶高 $h_a = 2.91 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{mm}$

6) 求当量弯矩

因减速器单向运转, 故可认为转矩为脉动循环变化, 修正系数 α 为 0.6。

I - I 截面:

$$\begin{aligned} M_{eI} &= \sqrt{M_{I右}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{(196624)^2 + (0.6 \times 291000)^2} \text{N} \cdot \text{mm} \\ &= 262957 \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

II - II 截面:

$$\begin{aligned} M_{eII} &= \sqrt{M_{II}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{(141275)^2 + (0.6 \times 291000)^2} \text{N} \cdot \text{mm} \\ &= 224597 \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

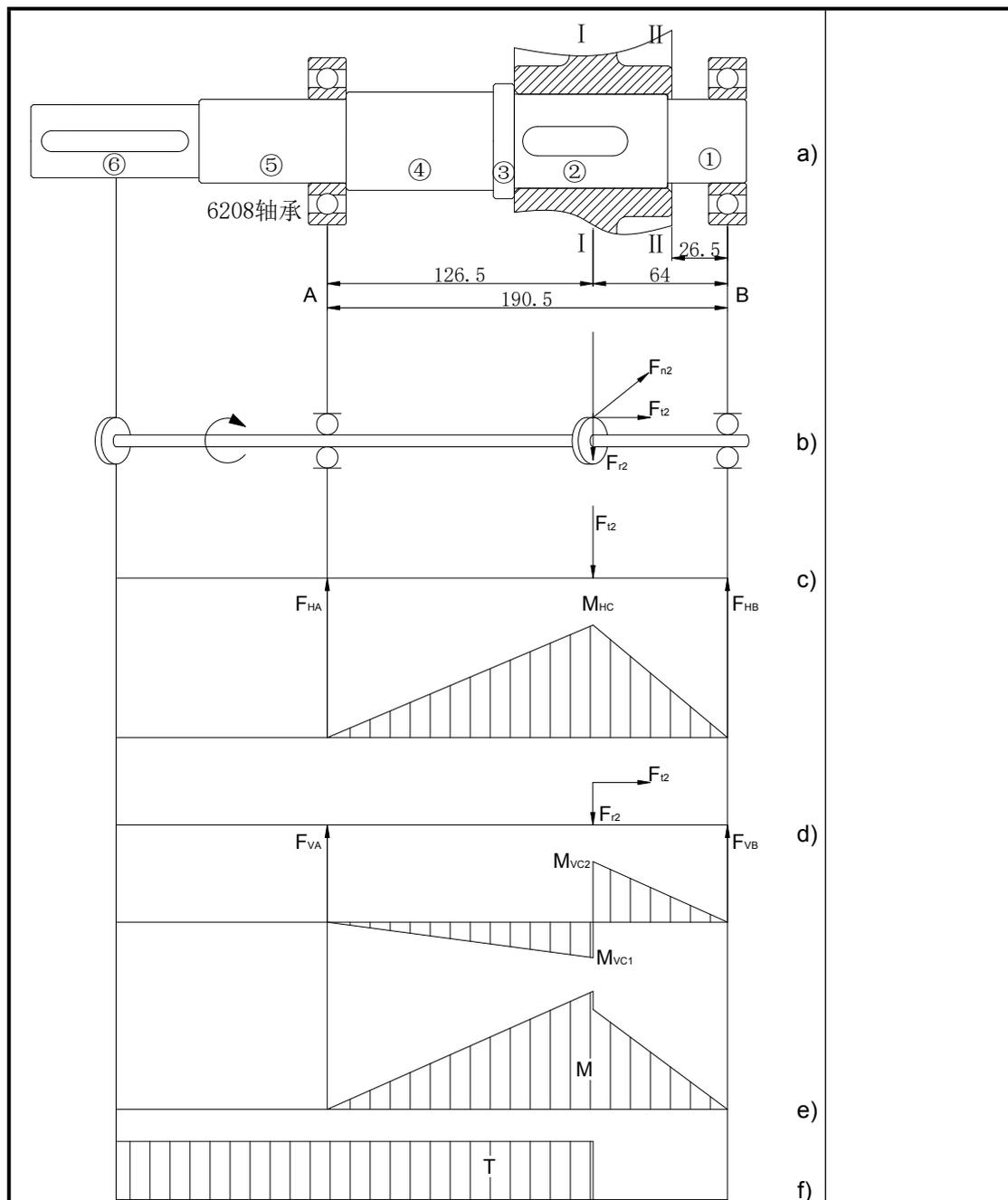


图 1

7) 确定危险截面及校核强度

由图 1 可以看出，截面 I-I、II-II 所受转矩相同，但弯矩 $M_{eI} > M_{eII}$ ，且轴上还有键槽，故截面 I-I 可能为危险截面。但由于轴径 $d_3 > d_2$ ，故也应对截面 II-II 进行校核。

I-I 截面：

$$\sigma_{eI} = \frac{M_{eI}}{W} = \frac{262957}{0.1d_3^3} = \frac{262957}{0.1 \times 45^3} = 28.9 \text{ MPa}$$

II-II 截面：

$$\sigma_{eII} = \frac{M_{eII}}{W} = \frac{224597}{0.1d_2^3} = \frac{224597}{0.1 \times 40^3} = 35.1 \text{MPa}$$

查表《轴的许用弯曲应力》得 $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{MPa}$ ，满足 $\sigma_e \leq [\sigma_{-1b}]$ 的条件，故设计的轴有足够强度，并有一定裕量。

(6) 修改轴的结构

因所设计轴的强度裕度不大，此轴不必再作修改。

2、中间轴的设计

(1) 选择轴的材料，确定许用应力

选择轴的材料为 45 钢，调质处理。由表《轴的常用材料及部分机械性能》查得抗拉强度极限 $\sigma_B = 650 \text{MPa}$ ，屈服极限 $\sigma_S = 360 \text{MPa}$ ， $\sigma_{-1} = 300 \text{MPa}$ ，弯曲疲劳极限再由表《轴的许用弯曲应力》得许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{MPa}$ 。

(2) 按扭矩强度估算轴径

根据表《常用材料的 $[\tau]$ 值和 C 值》查得 $C = 107 \sim 118$ 。

又由式得：

$$d_{\min} \geq C \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = (107 \sim 118) \sqrt[3]{\frac{5.07}{411.4}} = (24.7 \sim 27.26) \text{mm}$$

由设计手册取标准直径 $d = 25 \text{mm}$

(3) 设计轴的结构

1) 确定轴上零件的位置和固定方式

要确定轴的结构形状，必须先确定轴上零件的装配顺序和固定方式。确定大齿轮从轴的左端装入，小齿轮从轴的右端装入，用轴肩（或轴环）定位。这样齿轮在轴上的轴向位置完全确定。齿轮的周向固定采用平键连接。轴承安装于减速器内，其轴向用轴肩固定，轴向采用过盈配合固定。

2) 确定各轴段的直径

如下图 2，轴段①（外伸端）直径最小， $d_1 = 25 \text{mm}$ ，则 $d_5 = d_1 = 25 \text{mm}$ ；由于小齿轮轴段②和大齿轮轴段④的直径为 $d_2 = d_4 = 30 \text{mm}$ ；用相同的方法确定轴段③的直径 $d_3 = 35 \text{mm}$ ；为了便于拆卸左右轴承，可查出 6205 型滚动轴承的安装高度为 3mm。

3) 确定各轴段的长度

由于小齿轮轮毂宽度为 80mm，为保证齿轮固定可靠，轴段②的长度应略短于齿轮轮毂宽度，取 $l_2=78\text{mm}$ ；由于大齿轮轮毂宽度为 50mm，为保证齿轮固定可靠，轴段④的长度应略短于齿轮轮毂宽度，取 $l_4=48\text{mm}$ ；为保证齿轮端面于箱体内壁不相碰，齿轮端面于箱体内壁间应留有一定的间距，取该间距，取该间距为 10mm；为保证轴承安装在箱体轴承座孔中（轴承宽度为 15mm），并考虑轴承的润滑，取轴承端面距箱体内壁的距离为 5mm，所以轴段 $l_1=32\text{mm}$ ，用同样的方法可以确定轴段③、⑤为 $l_3=10\text{mm}$ ， $l_5=35\text{mm}$

4) 确定键槽的主要尺寸

在轴段②、④上分别加工出键槽，使两键槽处于轴的同一直圆柱母线上，键槽的长度比相应的轮毂宽度小约 5~10mm，键槽宽度按轴段直径查手册得到。经查表《键的主要尺寸》得到：

中间轴上②段键槽键宽 b 为 8mm，键高 h 为 7mm，键长 L 为 70mm。

中间轴上④段的键槽键宽 b 为 8mm，键高 h 为 7mm，键长 L 为 40mm。

5) 选定轴的结构细节，如倒角、圆角、退刀槽等的尺寸。按设计结果画出轴的结构草图（见图 2）

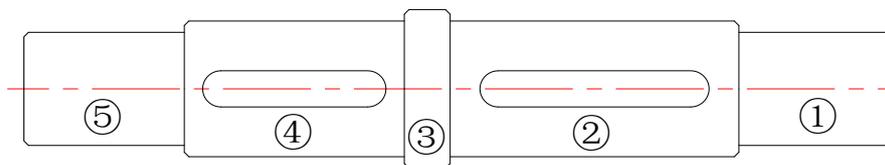


图 2

3、高速轴的设计

(1) 选择轴的材料，确定许用应力

选用 45 钢并经调质处理。由表《轴的常用材料及部分机械性能》查得强度极限 $\sigma_B=650\text{MPa}$ ，再由表《轴的许用弯曲应力》得许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}] = 60\text{MPa}$ 。

(2) 按扭矩强度估算轴径

根据表《常用材料的 $[\tau]$ 值和C值》查得 $C=107\sim 118$ 。

又由式得：

$$d_{\min} \geq C_3 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = (107\sim 118) \sqrt[3]{\frac{5.34}{1440}} = (16.05\sim 17.7) \text{mm}$$

考虑到该轴段上装联轴器和有键槽，故将估算直径加大3%~5%，取为16.5~18.6mm。由设计手册取标准直径 $d=18\text{mm}$

(3) 设计轴的结构

1) 确定轴的固定方式

要确定轴的结构形状，必须先确定轴上零件的装配顺序和固定方式。参考图如下图3。

2) 确定各轴段的直径

如下图3，轴段①（外伸端）直径最小， $d_1=18\text{mm}$ ；考虑到要对安装在轴段①上的联轴器进行定位，轴段②上应有轴肩，同时为顺利地轴段②上安装轴承，轴段②必须满足轴承内径的标准，故取轴段②的直径为 $d_2=25\text{mm}$ ；由于小齿轮④的齿顶圆直径为54mm，即 $d_4=54\text{mm}$ ；用相同的方法确定轴段⑥的直径 $d_6=25\text{mm}$ ；为了便于拆卸左右轴承，可查出6205型滚动轴承的安装高度为3mm，取 $d_3=d_5=30\text{mm}$ 。

3) 确定各轴段的长度

小齿轮轮毂宽度为55mm，则轴段④的长度取 $l_4=55\text{mm}$ ；为保证小齿轮端面与箱体内壁不相碰，齿轮端面于箱体内壁间应留有一定的间距，根据高速轴的齿轮与箱体间的距离，取该间距为10mm；为保证轴承安装在箱体轴承座孔中（轴承宽度为15mm），并考虑轴承的润滑，取轴承端面距箱体内壁的距离为5mm，所以轴段 $l_5=15\text{mm}$ ， $l_6=15\text{mm}$ ， $l_3=87.5\text{mm}$ ，根据箱体结构及联轴器距轴承盖要有一定距离的要求，取 $l_2=70\text{mm}$ ；查阅有关联轴器手册取 $l_1=40\text{mm}$ 。

4) 确定键槽的主要尺寸

在轴段①上加工出键槽，键槽的长度比相应的轮毂宽度小约5~10mm，键槽宽度按轴段直径查手册得到。经查表《键

的主要尺寸》得到：

高速轴上①段的键槽键宽 b 为 6mm，键高 h 为 6mm，
键长 L 为 30mm。

5) 选定轴的结构细节，如倒角、圆角、退刀槽等的尺寸。

按设计结果画出轴的结构草图（见图 3）

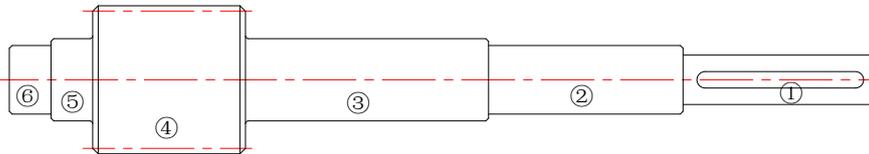


图 3

（五）齿轮的结构设计

1、直齿圆柱齿轮 I 的设计

由于直齿齿轮的齿顶圆直径 $d_a \leq 200\text{mm}$ 时，采用实体式结构，此结构型式的齿轮常用锻钢制造。

齿轮 I 的小齿轮的各部分尺寸见下表（单位：mm）：

分度圆直径 d	齿顶高 h_a	齿根高 h_f	齿宽 b_1
50	2	2.5	55
齿顶圆直径 d_a	齿根圆直径 d_f	中心距 a	模数 m
54	45	113	2

齿轮 I 的大齿轮的各部分尺寸见下表（单位：mm）：

分度圆直径 d	齿顶高 h_a	齿根高 h_f	齿宽 b_2
176	2	2.5	50
齿顶圆直径 d_a	齿根圆直径 d_f	中心距 a	模数 m
180	171	113	2

直齿圆柱齿轮 I 的图样如下图所示：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/448044054121006052>