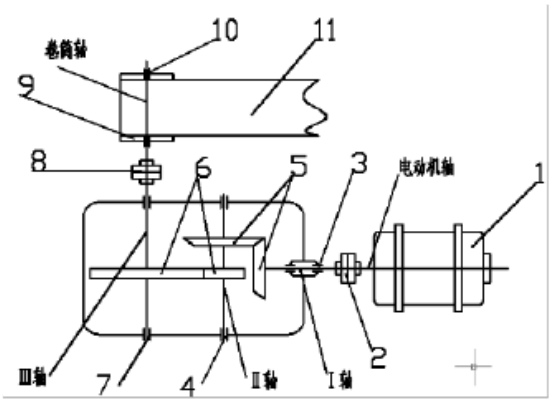
设计计算及说明	结果
一、设计任务书 1.1 传动方案示意图  图一、传动方案简图 1.2 原始数据 传送带拉力 F(N) | 传送带速度 V(m/s) | 滚筒直径 D（mm） 2500 | 1.6 | 280 1.3 工作条件 三班制，使用年限为 10 年，连续单向于运转，载荷平稳，小批量生产，运输链速度允许误差为链速度的±5%。 1.4 工作量 1、传动系统方案的分析； 2 、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算； 3 、传动零件的设计计算； 4 、轴的设计计算； 5 、轴承及其组合部件选择和轴承寿命校核； 6 、键联接和联轴器的选择及校核； 7 、减速器箱体，润滑及附件的设计； 8 、装配图和零件图的设计； 9 、设计小结； 10 、参考文献； **二、传动系统方案的分析** 传动方案见图一，其拟定的依据是结构紧凑且宽度尺寸较小，传动效率高，适用在恶劣环境下长期工作，虽然所用的锥齿轮比较贵，但此方案是最合理的。其减速器的传动比为 8-15，用于输入轴于输出轴相交而传动比较大的传动。 **三、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算**	结果

设计计算及说明	
3.1 电动机的选择 1 、电动机类型选择：选择电动机的类型为三相异步电动机，额定电压交流 380V。 2 、电动机容量选择： （1）工作机所需功率 P_w=FV/1000 η_ω F- 工作机阻力 v- 工作机线速度 - η_ω 工作机效率可取 0.96 (2) 电动机输出功率 P_d 考虑传动装置的功率损耗，电动机的输出功率为 $P_d = P_w / \eta_\alpha$ η_α为从电动机到工作机主动轴之间的总效率，即 $\eta_\alpha = \eta_1^4 \eta_2 \eta_3 \eta_4^2 \eta_5$ =0.833 η_1-滚动轴承传动效率取 0.99 η_2-圆锥齿轮传动效率取 0.95 - η_3 圆柱齿轮传动效率取 0.97 - η_4 联轴器效率取 0.99 η_5-卷筒效率取 0.96 P_d =FV/1000 $\eta_\omega \eta_\alpha = 2500 \times 1.6 / 1000 \times 0.96 \times 0.833$ = 5kw （3）确定电动机的额定功率 P_{ed} 因载荷平稳，电动机额定功率 P_{ed} 略大于 P_d 即可。所以可以暂定电动机的额定功率为 5.5Kw。 3 、确定电动机转速 卷筒工作转速 n_w=60×1000V/πD=60X1000X1.6/3.14X280=109.2r/min 由于两级圆锥-圆柱齿轮减速器一般传动比为 8-15，故电动机的转速的可选范围为 n'_{d1} — n'_{d2} =(8-15) n_w =873.6 —1638r/min。 可见同步转速为 1000r/min ，1500r/min 的电动机都符合，这里初选同步转速为 1000r/min ，1500r/min 的两种电动机进行比较，而转速越高总传动比越大传动装置的结构会越大，成本越高。所以应综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格及总传动比。	F=2500N V=1.6m/s η_α =0.833 P_d =5kw P_{ed} =5.5kw n_w =109.2 r/min

设计计算及说明	结果

表 2 电动机方案比较表（指导书 表 19-1）

方案	电动机型号	额定功率（kw）	电动机转速（r/min）		电动机质量（kg）	传动装置总传动比
			同步	满载		
1	Y132M2-6	5.5	1000	960	73	8.79
2	Y132S-4	5.5	1500	1440	43	13.19

由表中数据可知，方案 1 的总传动比小，传种装置结构尺寸小，因此可采用方案 1，选定电动机型号为 Y132M2-6

选 Y132M2-6 型电动机

3.2 传动装置总传动比的计算和各级传动比的分配

1 、传动装置总传动比

$$i = n_m / n_w = 960/109.2 = 8.79$$

2 、分配各级传动比

高速级为圆锥齿轮其传动比应小些约 $i_1 \approx 0.25i$，低速级为圆柱齿轮传动其传动比可大些。所以可取

$i_1 = 2.2$　　$i_2 = 4$

$i_1 = 2.2$

$i_2 = 4$

3.3 计算传动装置的运动和动力参数

1 、各轴的转速（各轴的标号均已在图中标出）

$n_I = n_m / i_0 = 960$r/min

$n_I = 960$

$n_{II} = n_I / i_1 = 960/202 = 436.36$r/min

$n_{II} = 436.36$

$n_{IV} = n_{III}$ =109.2r/min

$n_{III} = n_{II} / i_2 = 436.36/4 = 109.2$r/min

$n_{IV} = n_{III} = 109.2$r/min

2 、各轴输入功率

$P_I = P_{ed}\ \eta_4 = 4.95$kw

$P_I = 4.95$ kw

$P_{II} = P_I \cdot \eta_1 \eta_2 = 4.655$kw

$P_{II} = 4.65$ kw

$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4.47$kw

$P_{III} = 4.47$ kw

$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 4.38$kw

$P_{IV} = 4.38$ kw

3 、各轴转矩　$T_I = 9550 \times \frac{P_I}{n_I} = 49.24$N.m

设计计算及说明	结果

$$T_{II}=9550\times\frac{P_{II}}{n_{II}}=101.88\text{N.m}$$

$$T_{III}=9550\times\frac{P_{III}}{n_{III}}=390.92\text{N.m}$$

$$T_{IV}=9550\times\frac{P_{IV}}{n_{IV}}=383.04\text{N.M}$$

将计算结果汇总列表如下

表 3　轴的运动及动力参数

项目	电动机轴	高速级轴 I	中间轴 II	低速级轴 III	工作机轴 IV
转速（r/min）	960	960	436.36	109.2	109.2
功率（kw）	5	4.95	4.655	4.47	4.382
转矩（$N\cdot m$）	49.76	49.24	101.88	390.92	383.04
传动比	1	2.2	4.0	1	
效率η	0.99	0.94	0.96	0.98	

四、传动零件的设计计算

4.1 斜齿圆柱齿轮传动的设计（主要参照教材《机械设计（第八版）》）

已知输入功率为P_{II}=4.655kw、小齿轮转速为n_{II}=436.36r/min、齿数比为 4。工作寿命 10 年（设每年工作 300 天），三班制，带式输送，工作平稳，转向不变。

1　、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

（1）运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度。（GB10095-88）

（2）材料选择　　由《机械设计（第八版）》表 10-1 小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度相差 40HBS。

(3)选小齿轮齿数$z_1=22$，则大齿轮齿数$z_2=4z_1=88$　初选螺旋角$\beta=14°$。

2　、按齿面接触疲劳强度计算按下式设计计算

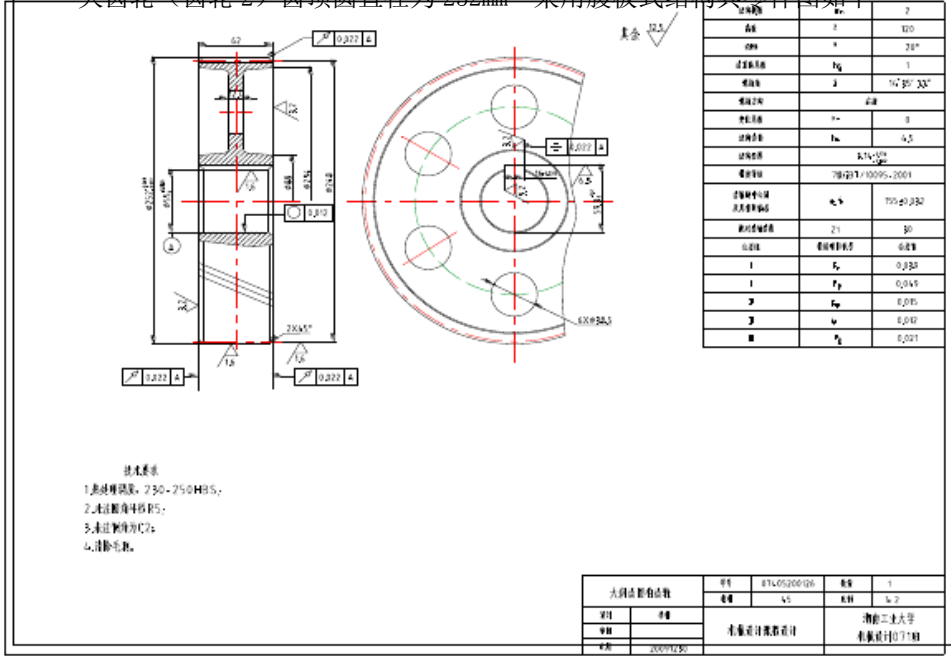
小齿轮：
40Cr（调质）
280 HBS
大齿轮：
45　钢（调质）
240 HBS
7 级精度

设计计算及说明	结果
$$d_{1t}\geq\sqrt[3]{\frac{2K_tT_1}{\phi_d\varepsilon_\alpha}\times\frac{u\pm1}{u}\times(\frac{Z_HZ_E}{[\sigma_H]})^2}$$ （1）确定公式内的各计算数值	
1）试选载荷系数k_{t1}=1.6	k_{t1}=1.6
2）查教材图表（图 10-30）选取区域系数Z_H=2.435	Z_H=2.435
3）查教材表 10-6 选取弹性影响系数Z_E=189.8 $MPa^{\frac{1}{2}}$	Z_E=189.8
4）查教材图表（图 10-26）得 ε_{a1}=0.765 ε_{a2}=0.88 $\varepsilon_a=\varepsilon_{a1}+\varepsilon_{a2}$=1.645	ε_a=1.645
5）由教材公式 10-13 计算应力值环数 $N_1=60n_1jL_h=60\times436.36\times1\times（3\times8\times300\times10）=1.885\times10^9h$ $N_2=0.471X10^9h$	K_{HN1}=0.9
6）查教材 10-19 图得：K_{HN1}=0.9 K_{HN2}=0.95	K_{HN2}=0.95
7）查取齿轮的接触疲劳强度极限$\sigma_{Hlim1}=650Mpa$ $\sigma_{Hlim2}=550Mpa$	$\sigma_{Hlim1}=650$ Mpa
8）由教材表 10-7 查得齿宽系数ϕ_d=1	$\sigma_{Hlim2}=550$ Mpa
9）小齿轮传递的转矩T_1=95.5×10^5×P_2/n_2=9550X4655/436.36=101.88N.m	ϕ_d=1
10）齿轮的接触疲劳强度极限：取失效概率为 1%，安全系数 S=1，应用公式（10-12）得： $[\sigma_H]_1=\frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim1}}{S}=0.9\times650=585\ MPa$ $[\sigma_H]_2=\frac{K_{HN2}\sigma_{H\lim2}}{S}=0.95\times550=522.5\ MPa$ 许用接触应力为 $[\sigma_H]=([\sigma_H]_1+[\sigma_H]_2)/2=553.75MPa$	T=101.88N.m $[\sigma_H]$= 553.75 MPa
（2）设计计算 1）按式计算小齿轮分度圆直径d_{1t} $$d_{1t}\geq\sqrt[3]{\frac{2K_tT_1}{\phi_d\varepsilon_\alpha}\times\frac{u+1}{u}\times(\frac{Z_HZ_E}{[\sigma_H]})^2}$$ $$=\sqrt[3]{\frac{2\times1.6\times10.188\times10^4}{1\times1.645}\times\frac{5}{4}\times(\frac{2.435\times189.8}{553.75})^2}=55.67mm$$ 2）计算圆周速度$V=\frac{\pi d_{1t}n_1}{60\times1000}$=1.27m/s	V=1.27m/

3）计算齿宽 b 及模数m_{nt} 设计计算及说明	结果
b= $\phi_d d_{1t}$ =1.5567=55.67mm $m_{nt}=\frac{d_{1t}\cos\beta}{Z_1}=\frac{55.67\times\cos14^\circ}{22}=2.455mm$ 4）计算齿宽与高之比b/h 齿高 h= $2.25m_{nt}$ =2.25×2.455=5.24mm b/h= $55.67/5.24$ =10.62 5）计算纵向重合度ε_β ε_β =0.318$\phi_d Z_1$ tanβ =0.318X1X22tan14°=1.744 6）计算载荷系数 K 系数K_A =1，根据 V=1.27m/s，7 级精度查图表（图 10-8）得动载系数K_v =1.08 查教材图表（表 10-3）得齿间载荷分布系数$K_{H\alpha}=K_{F\alpha}$ =1.4 由教材图表(表 10-4）查得$K_{H\beta1}$ =1.420 查教材图表（图 10-13）得$K_{F\beta1}$ =1.32 所以载荷系数 $K=K_AK_VK_{H\alpha}K_{H\beta}$ =2.147 7）按实际载荷系数校正所算得的分度圆直径d_1 $d=d_t\sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}=55.67\times\sqrt[3]{\frac{2.147}{1.6}}=61.4\text{mm}$ 8）计算模数m_{n1} $m_n=\frac{d_1\cos\beta}{Z_1}=\frac{61.4\times\cos14^\circ}{22}=2.7mm$ 3 、按齿根弯曲疲劳强度设计 由弯曲强度的设计公式$m_n\geqslant\sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_\beta\cos^2\beta}{\phi_d Z^2{}_1\varepsilon_a}(\frac{Y_{F\partial}Y_{S\partial}}{[\sigma_F]})}$ 设计 （1）确定公式内各计算数值 1）计算载荷系数 $K=K_AK_VK_{F\alpha}K_{F\beta}$ =1.99 2）根据纵向重合度ε_β =1.744 查教材图表（图 10-28）查得螺旋影响系数Y_β =0.88 3）计算当量齿数	m_{nt} =2.455 b/h =10.62 ε_β =1.744 $K_{H\alpha}=K_{F\alpha}$ =1.4 $K_{H\beta1}$ =1.420 $K_{F\beta1}$ =1.32 d_1 =61.4mm m_{n1} =2.7 mm Z_{V1} =24.08

$Z_{v1}=Z_1/\cos^3\beta$=24.308 设计计算及说明	结果
$Z_{V2}=Z_2/\cos^3\beta=88/\cos^3 14^o$=96.33	Z_{V2}=96.33
4）查取齿形系数　查教材图表（表 10-5）$Y_{F\alpha1}$=2.6476 ， $Y_{F\alpha2}$=2.18734	$Y_{F\alpha1}$=2.6474
5）查取应力校正系数　查教材图表（表 10-5）$Y_{S\alpha1}$=1.5808 ， $Y_{S\alpha2}$=1.78633	$Y_{F\alpha2}$=2.187
6）查教材图表（图 10-20c）查得小齿轮弯曲疲劳强度极限σ_{FE1}=520MPa ， 大齿轮弯曲疲劳强度极限σ_{FE2}=400MPa 。	$Y_{S\alpha1}$=1.5808 $Y_{S\alpha2}$=1.7863
7）查教材图表（图 10-18）取弯曲疲劳寿命系数 K_{FN1}=0.85 K_{FN2}=0.88	K_{FN1}=0.85
8）计算弯曲疲劳许用应力。 取弯曲疲劳安全系数 S=1.4，由式$[\sigma_F]=\frac{K_{FN}\sigma_{FE}}{S}$ 得	K_{FN2}=0.88
$[\sigma_F]_1=\frac{K_{FN1}\sigma_{FF1}}{S}=\frac{0.85\times520}{1.4}=315.71$	σ_{FE1}=315.7
$[\sigma_F]_2=\frac{K_{FN2}\sigma_{FF2}}{S}=\frac{0.88\times400}{1.4}=251.43$	σ_{FE2}=251.4
9）计算大、小齿轮的$\frac{Y_{F\alpha}Y_{S\alpha}}{[\sigma_F]}$，并加以比较 $\frac{Y_{F_{\alpha1}}F_{S_{\alpha}1}}{[\sigma_F]_1}=\frac{2.6476\times1.5808}{315.71}=0.01326$ $\frac{Y_{F_{\alpha2}}F_{S_{\alpha}2}}{[\sigma_F]_2}=\frac{2.18734\times1.78633}{251.43}=0.01554$　大齿轮的数值大.选用.	
（2）设计计算 1）计算模数 $m_n\geq\sqrt[3]{\frac{2\times1.99\times10.188\times10^4\times0.88\times\cos^2 14\times0.01554}{1\times22^2\times1.645}}mm=1.87mm$ 对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲强度所承载的能力。而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅取决于齿轮直径。按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数,取 m_n=2mm 但为了同时满足接触疲劳强度，需要按接触疲劳强度算得的分度圆直径 d_1=61.4mm来计算应有的齿数.	m_n=2mm z_1=30

设计计算及说明	结果
2）计算齿数z $z_1=\frac{61.4\times\cos14^\circ}{m_n}=29.78$ 取 $z_1=30$ 那么 $z_2=4\times30=120$	$z_2=120$
4 、几何尺寸计算 （1）计算中心距 $a=\frac{(z_1+z_2)m_n}{2\cos\beta}=\frac{(30+120)2}{2\times\cos14^\circ}=155\,mm$	a=155mm
（2）按圆整后的中心距修正螺旋角 $\beta=\arccos\frac{(Z_1+Z_2)m_n}{2\alpha}=\arccos\frac{(30+120)\times2}{2\times155}=14°35'33''$	$\beta=14°35'33''$
因 β 值改变不多, 故参数 ε_α , k_β , Z_h 等不必修正.	
（3）计算大. 小齿轮的分度圆直径 $d_1=\frac{z_1m_n}{\cos\beta}=\frac{30\times2}{\cos14.5925^\circ}=62\,mm$	$d_1=62\,mm$
$d_2=\frac{z_2m_n}{\cos\beta}=\frac{120\times2}{\cos14.5925^\circ}=248\,mm$	$d_2=248\,mm$
（4）计算齿轮宽度 $B=\Phi d_1=1\times62mm=62mm$ $B_2=62$ $B_1=67$	$B_1=67$ $B_2=62$
（5）结构设计 小齿轮（齿轮 1）齿顶圆直径为 66mm 采用实心结构 大齿轮（齿轮 2）齿顶圆直径为 252mm 采用腹板式结构其零件图如下	



技术要求
1.热处理调质，230-250HBS；
2.未注圆角半径R5；
3.未注倒角为C2；
4.清除毛刺。

大齿轮腹板结构	材料	45	比例	1:2
制图			机械设计课程设计	湘潭大学
审核				

结果

图二、斜齿圆柱齿轮

设计计算及说明

4.2 直齿圆锥齿轮传动设计（主要参照教材《机械设计（第八版）》）

已知输入功率为 P_I=4.95kw、小齿轮转速为 n_1=436.36r/min、齿数比为 2.2 由电动机驱动。工作寿命 10 年（设每年工作 300 天），三班制，带式输送，工作平稳，转向不变。

1 、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

（1）圆锥圆锥齿轮减速器为通用减速器，其速度不高，故选用 7 级精度（GB10095-88）

（2）材料选择 由《机械设计（第八版）》表 10-1 小齿轮材料可选为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料取 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度相差 40HBS。

$z_1 = 25$

（3）选小齿轮齿数 $z_1 = 25$，则大齿轮齿数 $z_2 = 2.2z_1 = 55$

$z_2 = 55$

2 、按齿面接触疲劳强度设计

设计计算公式：

$$d_{1t} \geqslant 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_F]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 u}}$$

（1）、确定公式内的各计算值

1）试选载荷系数 k_{t1}=1.8

k_{t1}=1.8

2）小齿轮传递的转矩 T_1=95.5×10^5×P_1/n_1=49.24KN.Mm

3）取齿宽系数 $\Phi_R = 0.35$

$\Phi_R = 0.35$

4）查图 10-21 齿面硬度得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 650Mpa$ 大齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim2} = 550Mpa$

5）查表 10-6 选取弹性影响系数 Z_E=189.8 $MPa^{\frac{1}{2}}$

6）由教材公式 10-13 计算应力值环数

N $_1$=60n$_1$ jL_h=60 ×960×1×（3×8×300×10=4.1472×10^{9}h

N $_2$=0.471×10^{9}h

7)查教材 10-19 图得：K_{HN1}=0.89 K_{HN2}=0.9

K_{HN1}=0.89

K_{HN2}=0.9

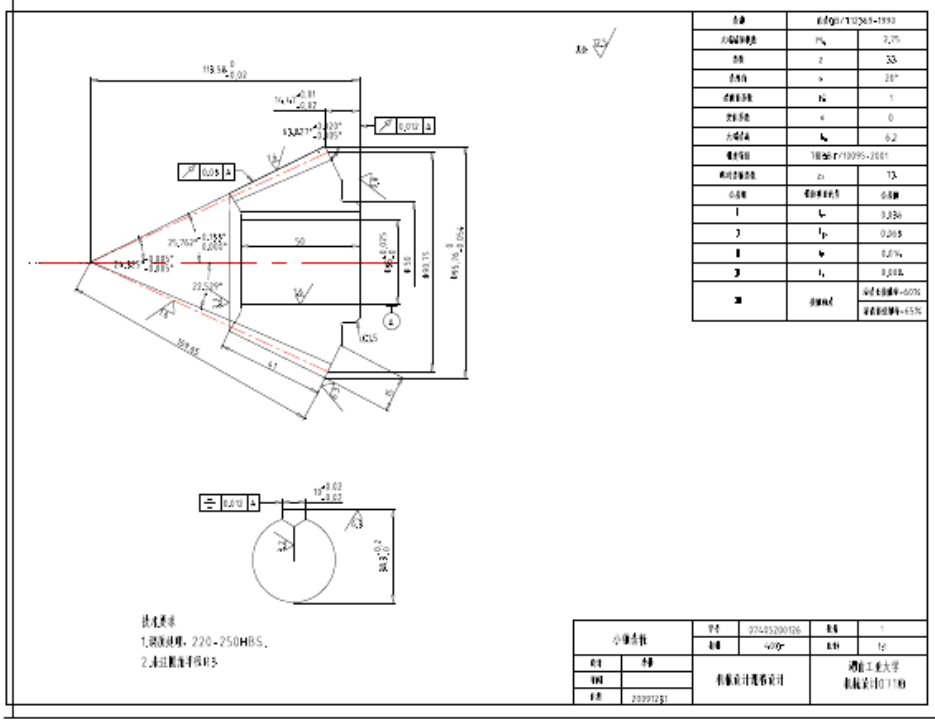
8)齿轮的接触疲劳强度极限：取失效概率为 1%,安全系数 S=1,应用公式（10-12）得:

$[\sigma_H]_1$=

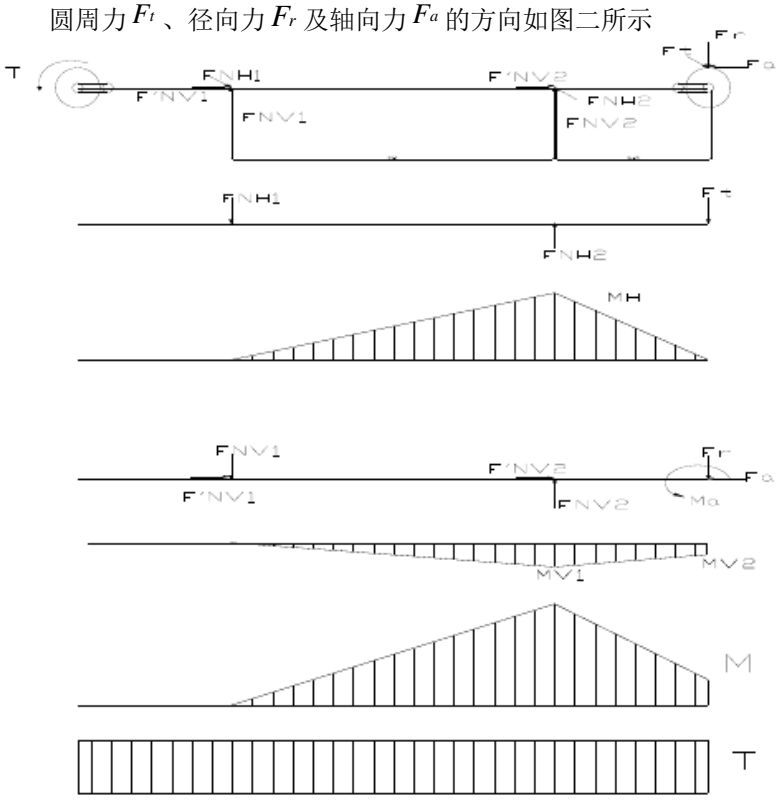
设计及设计说明	结果
[σ_H]$_1$ = $\frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim 1}}{S}$ =0.89×650=578.5 MPa	578.5 MPa
[σ_H]$_2$ = $\frac{K_{HN2}\sigma_{H\lim 2}}{S}$ =0.9×550=495 MPa	[σ_H]$_2$ =495 MPa
（2）设计计算	
1）试算小齿轮的分度圆直径，带入$[\sigma_H]$中的较小值得	
$d_{1t} \geq 2.92\sqrt[3]{\left(\frac{189.8}{495}\right)^2 \frac{1.8\times 4920}{0.35\times(1-0.5\times 0.35)^2\times 2.2}} = 85.22\text{mm}$	d_{1t} =85.22mm
2）计算圆周速度 V	
$\mathrm{V} = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60\times 1000} = 4.28\text{m/s}$	V=4.28m/s
3）计算载荷系数	
系数K_A =1，根据V=4.28m/s，7级精度查图表（图10-8）得动载系数K_v =1.15	
查图表（表 10-3）得齿间载荷分布系数$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ =1	
根据大齿轮两端支撑，小齿轮悬臂布置查表 10-9 得$K_{H\beta\beta b}$ =1.25 的$K_{H\beta} = K_{F\beta}$ =1.5X1.25=1.875	
得载荷系数 $K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}$ =2.156	K=2.156
4）按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，得	
$d = d_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 85.22\times \sqrt[3]{\frac{2.156}{1.8}} = 90.5\text{mm}$	
5）计算模数 M	
$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{90.50}{25} = 3.62\,\text{mm}$	Mt =3.62mm
3 、按齿根弯曲疲劳强度设计	
设计公式：	
m $\geqslant \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2\sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$	
（1）确定公式内各计算数值	
1）计算载荷系数 $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$ =1X1.15X1X1.875=2.159	K=2.159
2）计算当量齿数	

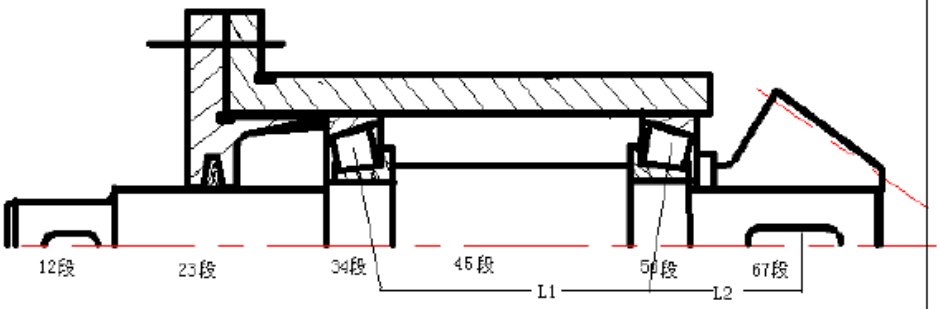
设计及设计说明	结果
$Z_{v1}=Z_1/\cos\delta_1$ =27.4	
$Z_{v2}=Z_2/\cos\delta_2$ =133.5	$Y_{F\alpha1}=2.562$
3）由教材表 10-5 查得齿形系数	$Y_{F\alpha2}=2.1532$
$Y_{F\alpha1}=2.562 \quad Y_{F\alpha2}=2.1532$	$Y_{S\alpha1}=1.604$
应力校正系数 $Y_{S\alpha1}=1.604 \quad Y_{S\alpha2}=1.8168$	$Y_{S\alpha2}=1.8168$
4）由教材图 20-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1}=520MP_a$，大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2}=400MP_a$	$\sigma_{FE1}=520MP_a$
	$\sigma_{FE2}=400MP_a$
5) 由《机械设计》图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 K_{FN1}=0.83 K_{FN2}=0.85	K_{FN1}=0.83
6）计算弯曲疲劳许用应力取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$，得	K_{FN2}=0.85
$[\sigma_F]_1=\frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S}=\frac{0.83\times520}{1.4}=308.28MP_a$	
$[\sigma_F]_2=\frac{K_{FN2}\sigma_{FF2}}{S}=\frac{0.85\times400}{1.4}=242.86MP_a$	
7）计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}F_{Sa}}{[\sigma_F]}$，并加以比较	
$\frac{Y_{Fa1}F_{Sa1}}{[\sigma_F]_1}=\frac{2.562\times1.604}{308.28}=0.0133$	
$\frac{Y_{Fa2}F_{Sa2}}{[\sigma_F]_2}=\frac{2.15\times1.8168}{242.86}=0.016107$	
大齿轮的数值大，选用大齿轮的尺寸设计计算.	
（2）设计计算	
$m\geq\sqrt[3]{\frac{4\times2.156\times49240\times0.016107}{0.35\times(1-0.5\times0.35)^2\,25^2\sqrt{2.2^2+1}}}mm=2.668mm$	M=2.75mm
取 M=2.75mm	
对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲强度所承载的能力。而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，取决于齿轮直径。按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数，取 m=2.75mm 但为了同时满足接触疲劳强度，需要按接触疲劳强度算得的分	

度圆直径 d_1=90.50mm来计算应有的齿数.	
设计及设计说明	结果
计算齿数z $_1=\frac{d_1}{m}\approx 33$　取 z_1=33　　那么 z_2=2.2×33=73	z_1=33 z_2=33
4 、计算几何尺寸	
（1） $d_1=z_1m=2.75\times33$=90.75	d_1=90.75
（2） $d_2=z_2m=2.75\times73$=200.75	d_2=200.75
（3） $\delta_1=\operatorname{arccot}\frac{d_1}{d_2}$=24.325°$=24°19'30''$	$\delta_1=24°19'30''$
（4） $\delta_2=90-\delta_1=65°40'30''$	$\delta_2=65°40'30''$
（5） $R=d_1\sqrt{\frac{\mu^2+1}{2}}=d_1\sqrt{\frac{2.2^2+1}{2}}=109.65$mm	R=109.65mm
（6） $b=R\phi_R$=38.37 圆整取 B_2=36mm　　B_1=41mm	B_1=41mm B_2=36mm
（7） 机构设计 小锥齿轮（齿轮 1）大端齿顶圆直径为 95.76mm　采用实心结构其零件图如下 大锥齿轮（齿轮 2）大端齿顶圆直径为 203mm　采用腹板式结构	



图三、直齿锥齿轮	

设计计算及说明	结果
五、轴的设计计算 **5.1 输入轴（I 轴)的设计** 1、求输入轴上的功率 P_I、转速 n_1 和转矩 T_I P_I=4.95 kw　　n_1=960r/min　　T_I =49.24N.M 2　、求作用在齿轮上的力 已知高速级小圆锥齿轮的平均分度圆直径为 $d_{m1} = d_1(1-0.5\phi_R) = 74.87mm$ 则 $Ft = 2T/d_{m1} = 2\times 49240/74.87 = 1315.35N$ $Fr = Ft.\tan 20° \cos\delta_1 = 436.25N$ $F\alpha = Ft.\tan 20° \sin\delta_1 = 197.19N$ 圆周力 F_t、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图二所示  图四、输入轴载荷图 3　、初步确定轴的最小直径 先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢（调质），根据《机械设计	Ft=1315.35N Fr=436.25N Fa=197.19N

设计计算及说明	结果
（第八版）》表 15-3，取 $A_0=112$，得 $d_{min}=A_0\sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}}=112\sqrt[3]{\frac{4.95}{960}}=19.35mm$ 输入轴的最小直径为安装联轴器的直径 d_{12}，为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_AT_2$，查《机械设计（第八版）》表 14-1，由于转矩变化很小，故取 $K_A=1.3$，则 $T_{ca}=K_AT_2$=1.3X49.24=64012N.Mm 查《机械设计课程设计》表 14-4，选 Lx3 型弹性柱销联轴器其工称转矩为 1250N.m，而电动机轴的直径为 38mm 所以联轴器的孔径不能太小。取 d_{12}=30mm，半联轴器长度 L=82mm，半联轴器与轴配合的毂孔长度为 60mm。	d_{12}=30mm
4 、轴的结构设计 （1）拟定轴上零件的装配方案（见图五）  图五、输入轴轴上零件的装配	
（2）根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度 1） 为了满足半联轴器的轴向定位，12 段轴右端需制出一轴肩，故取 23 段的直径 $d_{23}=37mm$。左端用轴端挡圈定位，12 段长度应适当小于 L 所以取 L_{12}=58mm 2） 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力，故选用单列圆锥滚子轴承，参照工作要求并根据 $d_{23}=37mm$，由《机械设计课程设计》表 13-1 中初步选取 0 基本游隙组，标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30308，其尺寸为	$d_{23}=37mm$ L_{12}=58mm $d_{34}=40mm$

设计计算及说明	结果
$d\times D\times T=40mm\times 90mm\times 25.25mm$ 所以 $d_{34}=40mm$ 而 L_{34}=25.25mm	L_{34}=25.25mm
这对轴承均采用轴肩进行轴向定位，由《机械设计课程设计》表 13-1 查得 30308 型轴承的定位轴肩高度 $d_a=49mm$，因此取 $d_{45}=49mm$ 3）取安装齿轮处的轴段 67 的直径 $d_{67}=35mm$；为使套筒可靠地压紧轴承，56 段应略短于轴承宽度，故取 L_{56}=24mm， $d_{56}=40mm$ 4）轴承端盖的总宽度为 20mm。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑油的要求，求得端盖外端面与半联轴器右端面间的距离 $l=30mm$，取 L_{23}=50mm。 5）锥齿轮轮毂宽度为 50mm，为使套筒端面可靠地压紧齿轮取 $L_{67}=61mm$ 由于 $L_b\approx 2L_a$，故取 $L_{45}=98mm$ （3）轴上的周向定位 圆锥齿轮的周向定位采用平键连接，按 $d_{67}=35mm$ 由《机械设计（第八版）》表 6-1 查得平键截面 $b\times h=10mm\times 8mm$，键槽用键槽铣刀加工，长为 45mm，同时为保证齿轮与轴配合有良好的对中性，故选择齿轮轮毂与轴的配合为 $\frac{H\ 7}{n\ 6}$；同样，半联轴器处平键截面为 $b\times h\times l=10mm\times 8mm\times 50mm$ 与轴的配合为 $\frac{H\ 7}{k\ 6}$；滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的尺寸公差为 k5。 （4）确定轴上圆角和倒角尺寸 取轴端倒角为 $2\times 45°$，轴肩处的倒角可按 R1.6-R2 适当选取。 5 、求轴上的载荷（30308 型的 a=19.5mm。所以俩轴承间支点距离为 109.5mm 右轴承与齿轮间的距离为 54.25mm。）（见图四）	$d_{45}=49mm$ $d_{67}=35mm$ L_{56} =24mm， $d_{56}=40mm$ L_{23}=50mm $L_{67}=61mm$ $L_{45}=98mm$

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1}=651.65N$	$F_{NV1}=216.13N$
	$F_{NH2}=1967N$	$F_{NV2}=652.38N$
弯矩 M	$M_H=71357.7N.mm$	$Mv_1=71435.6N.mm$ $Mv_2=7789.2N.mm$

总弯矩	$M=\sqrt{71357.7^2+71435.6^2}$ =100970.1N.mm	结果
扭矩 T	T_I =49.24N.M	

设计计算及说明

6 、按弯扭合成应力校核轴的强度

根据图四可知右端轴承支点截面为危险截面，由上表中的数据及轴的单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha=0.6$ ，轴的计算应力为

$$\sigma_{ca}=\sqrt{\frac{M^2+(\alpha T_I)^2}{W}}=\frac{\sqrt{1009701^2+(49240X0.6)^2}}{0.1\times40^3}=16.44\text{Mpa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢（调质），由《机械设计（第八版）》表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}]=60MPa,\sigma_{ca}<[\sigma_{-1}]$，故安全。

5.2 输出轴（*III*轴）的设计

1 、求输出轴上的功率 P_{III} 、转速 n_{III} 和转矩 T_{III}

P_{III} =4.47 kw n_{III} =109.2r/min T_{III} =390.92N.M

M=2.0mm

$\beta=14°35'33''$

Ft=3152.58N

Fr=1185.69N

Fa=820.74N

2 、求作用在齿轮上的力

已知大斜齿轮的分度圆直径为

$$d=mz=248mm$$

而 $Ft=2T/d=2\times390920/248=315258N$

$$\text{Fr}=\text{Ft.tan}20°/cos\beta=1185.69\text{N}$$

$$\text{F}_\alpha=\text{Ft.tan}\beta=820.74\text{N}$$

圆周力 F_t 、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图六所示

3 、初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢（调质），根据《机械设计（第八版）》表 15-3，取 $A_0=112$ ，得

$$d_{min}=A_0\sqrt[3]{\frac{P_{III}}{n_{III}}}=112\sqrt[3]{\frac{4.47}{109.2}}=38.6mm$$

$d_{min}=38.6mm$