

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 页 共 页

机械设计课程设计

计算说明书

题目：一级圆柱齿轮减速器

班级：20504032

学号：200455203

姓名：陈尊来

指导教师：李娟

2022年12月19日

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 页 共 页

目 录

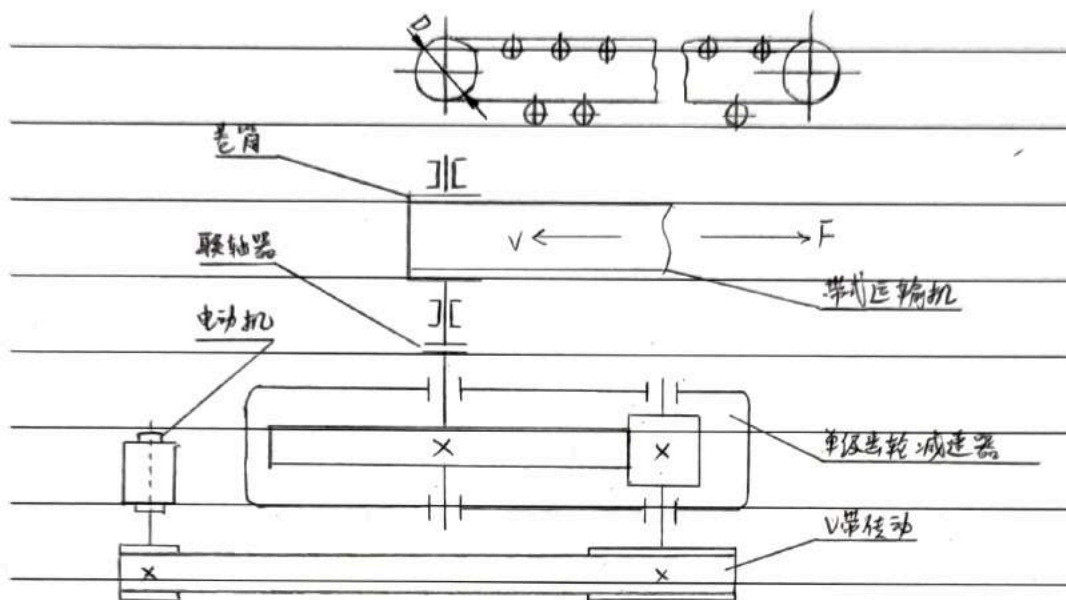
1. 设计任务书	1
2. 传动方案的确定	2
3. 电动机的选择	3
4. 传动比的计算及分配	5
5. 传动装置运动, 动力参数计算	6
6. 带传动的设计计算	7
7. 直齿圆柱齿轮传动的设计计算	9
8. 轴的设计计算 —— 高速轴的设计与计算	12
9. 轴的设计计算 —— 低速轴的设计与计算	15
10. 减速器箱体的结构尺寸	22
11. 润滑油的选择与计算	25
12. 附件设计	27
13. 参考资料	31

装

订

线

1. 设计任务书



题目: 设计一用于带式输送机上的单级圆柱齿轮减速器。输送机连续工作, 单向运转, 载荷变化不大, 空载启动。减速器小批生产, 使用期限10年, 两班制工作。运输带容许速度误差为5%。

运输带拉力 $F(\text{kN})$: 3 kN

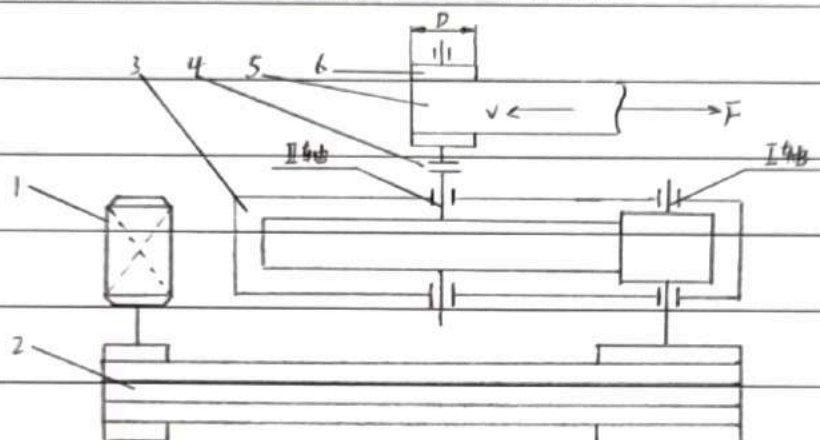
卷筒直径 $D(\text{mm})$: 380 mm

运输带速度 $V(\text{m/s})$: 1.1 m/s

2. 传动方案的确定

根据机器特征, 由于不要求传动比恒定, 为减少投资成本, 故采用如下方案。

单级圆柱齿轮减速器的传动方案简图



单级圆柱减速器传动装置简图

- | | | |
|-------|-------|-------|
| 1—电动机 | 2—带传动 | 3—减速器 |
| 4—联轴器 | 5—输送带 | 6—卷筒 |

三. 电动机类型的选择

计算项目	计算及说明	计算结果
1. 电动机类型的选择	选择Y系列三相笼型异步电动机, 其结构简单, 工作可靠、价格低廉、维护方便, 适用于不易燃、不易爆、无腐蚀性气体和无特殊要求的机械上, 如本设计中的带式运输机	Y系列三相笼型异步电动机
2. 电动机功率的选择	<p>(1) 传动装置的总效率</p> $\eta_a = \eta_{\text{带}} \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴承}}^3 \cdot \eta_{\text{联轴器}} \cdot \eta_{\text{滚筒工作机}}$ <p>取 $\eta_{\text{带}} = 0.96$, $\eta_{\text{齿}} = 0.97$, $\eta_{\text{轴承}} = 0.98$, $\eta_{\text{联轴器}} = 0.99$, $\eta_{\text{滚筒}} = 0.96$</p> $\therefore \eta_a = 0.96 \times 0.97 \times 0.98^3 \times 0.99 \times 0.96 = 0.83$ <p>(2) 电动机的工作功率</p> $\therefore \text{工作机所需工作功率 } P_w = \frac{Fv}{1000} \text{ kW}$ $\therefore \text{电动机工作功率:}$ $P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{Fv}{1000 \eta_a} = \frac{3000 \times 1.1}{1000 \times 0.83} = 3.98 \text{ kW}$	$\eta_a = 0.83$ $P_d = 3.98 \text{ kW}$
3. 电动机的工作转速	<p>带传动传动比设计合理范围为2~4; 齿轮传动比设计合理范围为3~6。</p> $\therefore n_{\text{滚筒}} = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.1}{\pi \times 380} = 55.29 \text{ r/min}$ $i_a = 6 \sim 24$ $\therefore n'_d = i_a \cdot n = (6 \sim 24) \times 55.29 = 332 \sim 1327 \text{ r/min}$	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 4 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
	符合这一范围的同步转速有 750、1000 r/min。	
	综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，选择 $n=1000$ r/min。	$n=1000$ r/min
	根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，查设计手册 P173 表 12-1 选定电动机型号为	
4. 确定电动机型号	Y132M1-6。	Y132M1-6
	其主要性能：额定功率 4 kW，	
	满载转速 960 r/min，	
	额定转矩 2.0。质量 13 kg。	

装

订

线

装

订

线

装 订 线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 6 页 共 31 页

五、传动装置运动, 动力参数计算		
计算项目	计算及说明	计算结果
	I轴 $n_1 = 960 \text{ r/min}$	$n_1 = 960 \text{ r/min}$
1. 计算各轴转速	II轴 $n_{II} = \frac{n_1}{i_1} = \frac{960}{2.9} = 331.03 \text{ r/min}$	$n_{II} = 331.03 \text{ r/min}$
	III轴 $n_{III} = \frac{n_{II}}{i} = \frac{331.03}{5.77} = 55.26 \text{ r/min}$	$n_{III} = 55.26 \text{ r/min}$
	卷筒轴 $n_{IV} = n_{III} = 55.26 \text{ r/min}$	$n_{IV} = 55.26 \text{ r/min}$
	I轴 $P_1 = P_d = 3.98 \text{ kW}$	$P_1 = 3.98 \text{ kW}$
2. 计算各轴输入功率	II轴 $P_{II} = P_1 \times \eta_{带} = 3.98 \times 0.96 = 3.82 \text{ kW}$	$P_{II} = 3.82 \text{ kW}$
	III轴 $P_{III} = P_{II} \times \eta_{齿} = 3.82 \times 0.97 = 3.71 \text{ kW}$	$P_{III} = 3.71 \text{ kW}$
	卷筒轴 $P_{IV} = P_{III} \times \eta_{轴承} \times \eta_{联轴器} = 3.71 \times 0.98 \times 0.99 = 3.60 \text{ kW}$	$P_{IV} = 3.60 \text{ kW}$
	I轴 $T_1 = T_d = 9550 \frac{P_d}{n_1} = 9550 \times \frac{3.98}{960} = 39.59 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_1 = 39.59 \text{ N}\cdot\text{m}$
3. 计算各轴转矩	II轴 $T_{II} = T_1 \cdot i_1 \cdot \eta_{带} = 39.59 \times 2.9 \times 0.96 = 110.22 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{II} = 110.22 \text{ N}\cdot\text{m}$
	III轴 $T_{III} = T_{II} \cdot i \cdot \eta_{齿} \cdot \eta_{轴承} = 110.22 \times 5.77 \times 0.97 \times 0.98 = 627.60 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{III} = 627.60 \text{ N}\cdot\text{m}$
	卷筒轴 $T_{IV} = T_{III} \cdot \eta_{轴承} \cdot \eta_{联轴器} = 627.60 \times 0.98 \times 0.99 = 608.90 \text{ N}\cdot\text{m}$	$T_{IV} = 608.90 \text{ N}\cdot\text{m}$

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 7 页 共 31 页

六、带传动的设计计算		
计算项目	计算及说明	计算结果
1. 计算功率 P_c	由表 8-4 查得 $K_A = 1.1$, 故 $P_c = K_A P = 1.1 \times 4 = 4.4 \text{ kW}$	$P_c = 4.4 \text{ kW}$
2. 选取 V 带型号	根据 $P_c = 4.4 \text{ kW}$ 和小带轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 由图 8-10 选取 B 型带	B 型带
	希望结构紧凑, 由表 8-5 取 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$, $\varepsilon = 0.01$, 则大带轮的直径	$d_{d1} = 140 \text{ mm}$
3. 小轮基准直径 d_{d1} 和大轮基准直径 d_{d2}	$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \varepsilon) = \frac{960}{331.03} \times 140 \times (1 - 0.01) = 401.95 \text{ mm}$ 由表 8-5 取 $d_{d2} = 400 \text{ mm}$, 此时从动轮实际转速 $n_2 = \frac{960 \times 140 \times 0.99}{400} = 332.64 \text{ r/min}$ 转速误差 $\frac{332.64 - 331.03}{331.03} = 0.5\% < 5\%$, 合适	$d_{d2} = 400 \text{ mm}$
4. 验算带速	$v = \frac{\pi n_1 d_{d1}}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 960 \times 140}{60 \times 1000} = 7.04 \text{ m/s} < 25 \text{ m/s}$, 合适	
5. 初定中心距 a_0	$\therefore a_{\max} = 2(d_{d1} + d_{d2}) = 2 \times (140 + 400) = 1080 \text{ mm}$ $a_{\min} = \frac{1}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + 3h = \frac{1}{2} \times (140 + 400) + 3 \times 11 = 303 \text{ mm}$ \therefore 取 $a_0 = 330 \text{ mm}$	$a_0 = 330 \text{ mm}$

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 8 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
6. 初选带的基准长度 L_0	$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 1559.44 \text{ mm}$	
	由表 8-1, 选取带的基准长度 $L_d = 1560 \text{ mm}$	$L_d = 1560 \text{ mm}$
7. 实际中心距	$\alpha \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 330 + \frac{0.56}{2} = 330.28 \text{ mm}$	$\alpha = 330.28 \text{ mm}$
8. 小带轮包角 α_1	$\alpha_1 = 180 - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 134.89^\circ > 120^\circ$, 能满足要求	$\alpha_1 = 134.89^\circ$
9. 单根 V 带的额定功率	根据 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ 和 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ 查表 8-2 得 $P_0 = 2.10 \text{ kW}$	$P_0 = 2.10 \text{ kW}$
10. 单根 V 带传递功率的增量 ΔP_0	已知 B 型 V 带, 小带轮转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 传动比 $i_0 = 2.9$ 查表 8-3 得: $\Delta P_0 = 0.30 \text{ kW}$	
	由表 8-6 查得 $K_\alpha = 0.88$; 由表 8-7 查得 $K_L = 0.92$, 故	
11. 计算 V 带的根数	$z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{4.4}{(2.1 + 0.3) \times 0.88 \times 0.92} = 2.26$ 取 $z = 3$ 根。所采用的 V 带为 B-1560 x 3	$z = 3$
12. 作用在带轮轴上的力	由式 8-17 求单根 V 带的张紧力 $F_0 = \frac{500 P_c}{z v} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q v^2 N$ 查表 8-9 得 $q = 0.17 \text{ kg/m}$, 故 $F_0 = \frac{500 \times 4.4}{3 \times 7.04} \times \left(\frac{2.5}{0.88} - 1 \right) + 0.17 \times 7.04^2 = 200.19 \text{ N}$ 所以作用在轴上的力为 $F_Z = 2z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 200.19 \times \sin \frac{134.89^\circ}{2} = 1109.27 \text{ N}$	$F_Z = 1109.27 \text{ N}$

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 9 页 共 31 页

七、直齿圆柱齿轮传动的设计计算

计算项目	计算及说明	计算结果
1. 确定作用在小齿轮上的转矩 T_1	$T_1 = T_{II} = 110220 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$T_1 = 110220 \text{ N} \cdot \text{mm}$
	根据工作要求, 选用齿面硬度 $\leq 350 \text{ HBW}$ 。	
	小齿轮选用 45 钢, 调质, 硬度为 260 HBW;	
2. 选择齿轮材料, 确定许用接触应力	大齿轮选用 45 钢, 调质, 硬度为 220 HBW。 由表 9-5 的公式, 可确定许用接触应力 $[\sigma_H]$:	
	小齿轮 $[\sigma_H]_1 = 380 \text{ MPa} + 0.7 \text{ HBW} = (380 + 0.7 \times 260) \text{ MPa} = 562 \text{ MPa}$	$[\sigma_H]_1 = 562 \text{ MPa}$
	大齿轮 $[\sigma_H]_2 = 380 \text{ MPa} + 0.7 \text{ HBW} = (380 + 0.7 \times 220) \text{ MPa} = 534 \text{ MPa}$	$[\sigma_H]_2 = 534 \text{ MPa}$
3. 选择齿宽系数	取 $\psi_n = 0.4$	$\psi_n = 0.4$
4. 确定载荷系数	因齿轮相对轴承对称布置, 且载荷较平稳, 故取 $K = 1.35$	$K = 1.35$
5. 计算中心距	$a = 48(i+1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{i\psi_n[\sigma_H]^3}}$ $= 48 \times (6+1) \times \sqrt[3]{\frac{1.35 \times 110220}{6 \times 0.4 \times 534^3}}$ $= 202 \text{ mm}$	$a = 202 \text{ mm}$
6. 选择齿数并确定模数	取 $z_1 = 24$, 则 $z_2 = iz_1 = 6 \times 24 = 144$ $m = \frac{2a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 202}{24 + 144} = 2.4 \text{ mm}$ 取标准模数, $m = 2.5 \text{ mm}$	$m = 2.5 \text{ mm}$

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 10 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
7.1 小齿轮分度圆直径	$d_1 = m z_1 = 2.5 \times 24 = 60 \text{ mm}$	$d_1 = 60 \text{ mm}$
7.2 小齿轮顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \times 2.5 = 65 \text{ mm}$	$d_{a1} = 65 \text{ mm}$
7.3 大齿轮分度圆直径	$d_2 = m z_2 = 2.5 \times 144 = 360 \text{ mm}$	$d_2 = 360 \text{ mm}$
7.4 大齿轮顶圆直径	$d_{a2} = d_2 + 2m = 360 + 2 \times 2.5 = 365 \text{ mm}$	$d_{a2} = 365 \text{ mm}$
7.5 中心距	$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{60 + 360}{2} = 210 \text{ mm}$	$a = 210 \text{ mm}$
7.6 大齿轮宽度	$b_2 = \phi_a \cdot a = 0.4 \times 210 = 84 \text{ mm}$	$b_2 = 84 \text{ mm}$
7.7 小齿轮宽度	因为小齿轮齿面硬度高, 为补偿装配误差, 避免工作时在大齿轮齿面上造成压痕, 一般 b_1 应比 b_2 宽些, 取 $b_1 = b_2 + 5 = 89 \text{ mm}$	$b_1 = 89 \text{ mm}$
8. 确定小齿轮的精度等级	齿轮圆周速度 $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \times 60 \times 331.03}{60000} = 1.04 \text{ m/s}$ 根据工作要求和圆周速度, 由表 9-3 选用 9 级精度	9 级精度
9. 确定许用弯曲应力	根据表 9-7 查得 $[\sigma_F]_1 = 140 + 0.2 \text{ HBW} = 140 + 0.2 \times 260 = 192 \text{ MPa}$	$[\sigma_F]_1 = 192 \text{ MPa}$

装

订

线

装

订

线

计算项目	计算及说明	计算结果
	$[\sigma_F]_2 = 140 + 0.2HBW = 140 + 0.2 \times 220 = 184 \text{ MPa}$	$[\sigma_F]_2 = 184 \text{ MPa}$
	小齿轮 $z_1 = 24$, 由表 9-6 查得 $Y_{F1} = 2.67$;	
10. 查齿形系数 Y_F 比较 $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$	大齿轮 $z_2 = 144$, 由表 9-6 用插入法得 $Y_{F2} = 2.18$ 。	
	$\frac{Y_{F1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.67}{192} = 0.014$	
	$\frac{Y_{F2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.18}{184} = 0.012$	
	因 $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_F]_1} > \frac{Y_{F2}}{[\sigma_F]_2}$, 所以应验算小齿轮	
	计算时应以齿宽 b_2 代入, 则	
11. 验算弯曲应力	$\sigma_{F1} = \frac{2K T_1 Y_{F1}}{b z_1 m} = \frac{2 \times 1.35 \times 110220 \times 2.67}{84 \times 24 \times 2.5} = 63.06 \text{ MPa}$	
	$63.06 \text{ MPa} < 192 \text{ MPa}$, 安全	安全

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第12页共31页

八、轴的设计计算——高速轴的设计与计算		
计算项目	计算及说明	计算结果
	高速轴传递的功率 $P_{II} = 3.82 \text{ kW}$, 转速 $n_{II} = 331.03 \text{ r/min}$,	
1. 已知条件	小齿轮分度圆直径 $d_1 = 60 \text{ mm}$, 齿轮宽度 $b_1 = 89 \text{ mm}$, 转矩 $T_{II} = 110.22 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。	
	因传递功率不大, 并对重量及结构尺寸无特殊要求,	
	故由表 12-1 选用常用的材料 45 钢, 调制处理。	45 钢, 调制
2. 选择轴的材料	$\sigma_b = 640 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$, $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ $[\sigma_{Hb}] = 215 \text{ MPa}$, $[\sigma_b] = 100 \text{ MPa}$, $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。	
	由表 12-2 查得 $C = 118 \sim 107$ 。	
	$d = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = (107 \sim 118) \times \sqrt[3]{\frac{3.82}{331.03}} \text{ mm} \approx 24.1 \sim 26.4 \text{ mm}$	
3. 估算轴径	考虑到轴端装联轴器需要开键槽, 轴径应增大 3% ~ 5%, 则取 $d_{\min} = 28 \text{ mm}$ 。	$d_{\min} = 28 \text{ mm}$
4. 轴的结构设计	为方便轴承部件的装拆, 减速器的机体采用剖分式结构。 该减速器发热小, 轴不长, 故轴承采用两端固定方式。然后 可按轴上零件的安装顺序, 从 d_{\min} 处开始设计。	
4.1 轴段 I 的设计	轴段 I 上安装带轮, 此段设计应与带轮设计同步进行。由	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第13页共31页

计算项目	计算及说明	计算结果
	最小直径可初定轴段①的轴径	
	$d_1 = 30 \text{ mm}$	$d_1 = 30 \text{ mm}$
	带轮轮毂的宽度为 $(1.5 \sim 2.0)d_1 = 45 \sim 60 \text{ mm}$, 取 60 mm , 则轴段①的长度略小于轮毂长, 取	
	$L_1 = 58 \text{ mm}$	$L_1 = 58 \text{ mm}$
	考虑带轮的轴向固定及密封圈的尺寸, 带轮用轴肩定位,	
4.2 轴段②的设计	定位轴肩高度 $h = 0.07d + (2 \sim 3) \text{ mm}$, 则轴段②的轴径	
	$d_2 = 30 + 2 \times (80 \times 0.07 + 2) = 38.2 \text{ mm}$	
	可选择毡圈油封及槽, 查表 7-12 选取毡圈为	
	$d_2 = 35 \text{ mm}$	$d_2 = 35 \text{ mm}$
	后续根据箱体结构设计得到	
	$l_2 = (L - S + B) + K + l = 50 \text{ mm}$	$l_2 = 50 \text{ mm}$
	轴段③上安装轴承, 考虑圆柱直齿轮只受径向力和圆周力,	
	所以选用球轴承即可, 取	
4.3 轴段③的设计	$d_3 = d_2 + 2 \times 2.5 = 35 + 5 = 40 \text{ mm}$	$d_3 = 40 \text{ mm}$
	选用深沟球轴承 6208, 查手册深沟球轴承表得轴承内径	
	$d = 40 \text{ mm}$, 外径 $D = 80 \text{ mm}$, 厚度 $B = 18 \text{ mm}$ 。轴长	
	$l_3 = B + S + \alpha + \frac{b_1 - b_2}{2} + 2.5 = 30 \text{ mm}$	$l_3 = 30 \text{ mm}$

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第14页共31页

计算项目	计算及说明	计算结果
	轴段④上有小齿轮	
4.4轴段④的设计	$d_4 = d_3 + 2 \times 2.5 = 45 \text{ mm}$	$d_4 = 45 \text{ mm}$
	小齿轮宽度为 $b_1 = 89 \text{ mm}$ ，由于是齿轮轴，轴段长设计比齿 轮宽略长一点	
	$l_4 = b_1 + 4 = 93 \text{ mm}$	$l_4 = 93 \text{ mm}$
4.5轴段⑤的设计	由于安装同尺寸轴承，无特殊要求，与轴段③相同， $d_5 = 40 \text{ mm}$ ， $l_5 = 30 \text{ mm}$	$d_5 = 40 \text{ mm}$ ， $l_5 = 30 \text{ mm}$
5. 键连接设计	联轴器与轴段④间采用圆头普通平键（A键）型号为 10×48 GB/T 1096-2003	键 10×48
6. 联轴器设计	由轴段①的轴径 $d_1 = 30 \text{ mm}$ ，转矩 $110.22 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，转速 $n_1 = 331.05 \text{ r/min}$ 查表 8-5，选取 LTS 3 单性套柱销联轴器 GB/T 4323-2002 J ₁ 型轴孔，A 型键槽 公称转矩 $125 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，许用转速 4600 r/min	LTS 联轴器

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第15页共31页

装

订

线

九、轴的设计计算——低速轴的设计与计算		
计算项目	计算及说明	计算结果
	低速轴传递的功率 $P_{II} = 3.71 \text{ kW}$, 转速 $n_{II} = 55.26 \text{ r/min}$,	
1. 已知条件	大齿轮分度圆直径 $d_2 = 360 \text{ mm}$, 齿轮宽度 $b_2 = 84 \text{ mm}$, 转矩 $T_{II} = 627.60 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。	
2. 选择轴的材料	与高速轴采用相同 45 钢	45 钢
3. 估算齿轮轴	$d = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = (107 \sim 118) \sqrt[3]{\frac{3.71}{55.26}} \text{ mm} \approx 43.5 \sim 48 \text{ mm}$ <p>考虑到轴端装联轴器需要开键槽, 轴径应增大 3%~5%,</p> <p>则取 $d_{\min} = 50 \text{ mm}$</p>	$d_{\min} = 50 \text{ mm}$
4. 轴的结构设计	<p>轴的初步结构设计为方便轴承部件的装配, 减速器的机体采用剖分式结构。该减速器发热小, 轴不长, 故轴承采用两端固定方式。然后可按轴上零件的安装顺序, 从 d_{\min} 处开始设计。</p>	
4.1 轴段 I 的设计	<p>轴段 I 上安装卷筒, 卷筒直径 $D = 380 \text{ mm}$, 由最小直径可初定轴段 I 的轴径</p> <p>$d_1 = 50 \text{ mm}$</p> <p>卷筒的宽度为 $(1.5 \sim 2.0)d_1 = 75 \sim 100 \text{ mm}$, 取 80 mm。则轴段 I</p>	$d_1 = 50 \text{ mm}$

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 16 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
	的长度略小于卷筒长, 取	
	$L_1 = 82 \text{ mm}$	$L_1 = 82 \text{ mm}$
	考虑带轮的轴向固定及密封圈的尺寸, 带轮用轴肩定位,	
	定位轴肩高度 $h = 0.07 d + 2 \sim 3 \text{ mm}$, 则轴段②的轴径	
4.2 轴段②的设计	$d_2 = 50 + 2 \times (50 \times 0.07 + 2) = 61 \text{ mm}$	
	可选择毡圈油封及槽, 查表 7-12 选取毡圈为	
	$d_2 = 60 \text{ mm}$	$d_2 = 60 \text{ mm}$
	后续根据箱体结构设计得到	
	$l_2 = (L - S + B) + k + l = 56 \text{ mm}$	$l_2 = 56 \text{ mm}$
4.3 轴段③的设计	轴段③上安装轴承, 考虑圆柱直齿齿轮只受径向力和圆	
	周力, 所以选用球轴承即可, 取	
	$d_3 = d_2 + 2 \times 2.5 = 60 + 5 = 65 \text{ mm}$	$d_3 = 65 \text{ mm}$
	选用深沟球轴承 6213, 查手册深沟球轴承表得轴承	
	内径 $d = 65 \text{ mm}$, 外径 $D = 120 \text{ mm}$, 厚度 $B = 23 \text{ mm}$ 。轴长	
	$l_3 = B + S + a + \frac{b_1 - b_2}{2} + 2.5 = 48 \text{ mm}$	$l_3 = 48 \text{ mm}$
	轴段④上安装大齿轮, 取	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第17页共31页

计算项目	计算及说明	计算结果
4.4 轴段④的设计	$d_4 = d_3 + 2 \times 2.5 = 70 \text{ mm}$	$d_4 = 70 \text{ mm}$
	大齿轮宽度为 $b_2 = 84 \text{ mm}$ ，由于齿轮一侧安装套筒，所以轴长比齿轮宽度略小。	
	$l_4 = b_2 - 1 = 83 \text{ mm}$	$l_4 = 83 \text{ mm}$
	轴段⑤利用轴肩固定大齿轮	
	$d_5 = d_4 + 2h_4 = 70 + 2 \times (0.07 \times 70 + 2) = 83.8 \text{ mm}$	
4.5 轴段⑤的设计	取整 $d_5 = 84 \text{ mm}$	$d_5 = 84 \text{ mm}$
	轴长 l_5 由于轴肩需固定挡油板，所以 l_5 比齿轮端面与内机壁距离 $\Delta_2 = 10 \text{ mm}$ 略小，取	
	$l_5 = 8 \text{ mm}$	$l_5 = 8 \text{ mm}$
	为了使低速轴轴承配对，亦选择 6213 深沟球轴承，则	
	$d_6 = d_5 = 65 \text{ mm}$	$d_6 = 65 \text{ mm}$
4.6 轴段⑥的设计	同时为了使低速轴与高速轴的轴承端盖尽量处在同一平面上，轴段⑥上不设置套筒，考虑到轴承厚度 $B = 23 \text{ mm}$ 以及挡油板厚度，轴长取	
	$l_6 = 35 \text{ mm}$	$l_6 = 35 \text{ mm}$
5. 键连接设计	轴段①上联轴器与轴段②采用圆头普通平键 1 型号	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 18 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
	为 14×64 GB/T 1096-2003	键 14×64
	轴段④上大齿轮与轴段间采用圆头普通平键 (A 键)	
	型号为 20×70 GB/T 1096-2003	键 20×70
	由轴段①的轴径 $d_1 = 50\text{mm}$, 转矩 627.60 N·m, 转速 55.26 r/min	
	查表 8-5, 选取 LT8 弹性套柱销联轴器 GB/T 4323-2002	LT8 联轴器
6. 联轴器设计	J 型轴孔、A 型键槽	
	公称转矩 710 N·m, 许用转速 3000 r/min	
7. 强度校核	1) 计算齿轮上的作用力:	
	扭矩 $T_2 = T_{III} = 627.60\text{N}\cdot\text{m}$	
	圆周力 $F_{t2} = \frac{T_2}{r_2} = \frac{627.60 \times 2}{180} = 3486.67\text{N}$	
	径向力 $F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{3486.67 \times \tan 20^\circ}{\cos 1^\circ} = 1269.04\text{N}$	
	轴向力 F_{a2} 由于是直齿齿轮, $F_{a2} = 0$	
	2) 求轴承支反力, 轴的各平面弯矩 M_v 、 M_H , 合成弯矩 M 。	
	扭矩 T 及当量弯矩 M_{ca}	
	图解在次页	

装

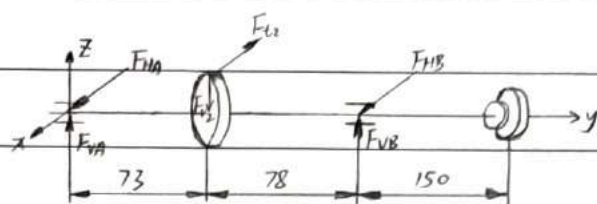
订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第19页共31页

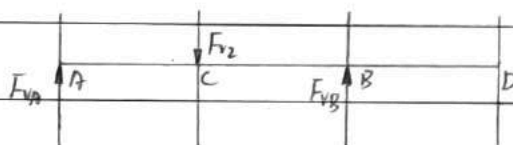
①画轴的空间受力简图



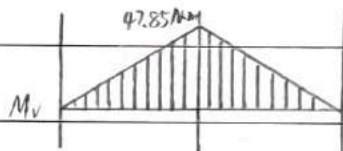
②计算垂直面支反力

$$F_{VA} = F_{r2} \frac{78}{73+78} = 655.53 \text{ N}$$

$$F_{VB} = F_{r2} \frac{73}{73+78} = 613.51 \text{ N}$$



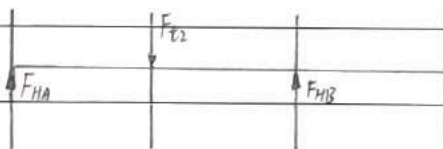
③画垂直面弯矩图



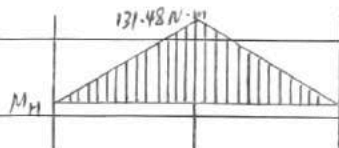
④计算水平面支反力

$$F_{HA} = F_{t2} \frac{78}{73+78} = 1801.06 \text{ N}$$

$$F_{HB} = F_{t2} \frac{73}{73+78} = 1685.61 \text{ N}$$

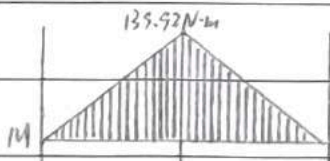


⑤画水平弯矩图

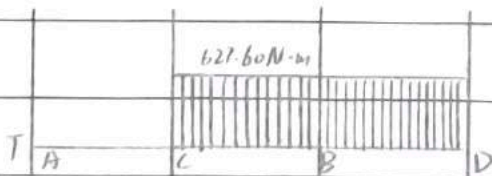


⑥画合成弯矩图

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$



⑦画扭矩图



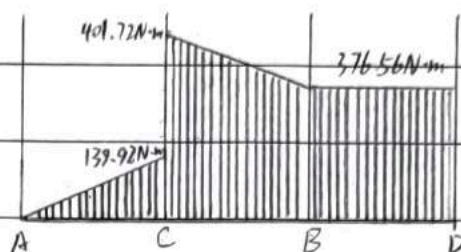
南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 20 页 共 31 页

⑧ 画当量扭矩图

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (0.75T)^2}$$

单向运转, $\alpha = 0.6$



3) 按弯、扭合成强度校核计算

① 确定危险截面位置

{ 当量弯矩最大截面如图 C 截面

{ 当量弯矩不大, 但直径较小的截面 D 截面

② 强度校核计算

$$C \text{ 截面: } \sigma_c = \frac{M_{caC}}{0.1 d_c^3} = \frac{401.72 \times 1000}{0.1 \times 70^3} = 11.71 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$$

$$D \text{ 截面: } \sigma_D = \frac{M_{caD}}{0.1 d_D^3} = \frac{376.56 \times 1000}{0.1 \times 60^3} = 32.12 \text{ MPa} < [\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$$

结论 —— 轴的弯、扭合成强度 足够。

8. 轴承寿命校核

计算及说明	计算结果
低速轴上选用深沟球轴承 6213 GB/T 216-1994	
查表 6-1 得 基本额定动载荷 $C_r = 57.2 \text{ kN}$	
极限转速 $\begin{cases} n_{max} = 6300 \text{ r/min (油润滑)} \\ n_{max} = 5000 \text{ r/min (脂润滑)} \end{cases}$	
使用脂润滑	

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 21 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
	由弯扭强度计算校核中得知, $P_{max} = \sqrt{F_{VA}^2 + F_A^2} = F_{VA} = 655.53N$	
	$\therefore L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon}$	
	$= \frac{10^6}{60 \times 1000} \left(\frac{Cr}{Pr} \right)^3$	
	$= \frac{10^6}{60 \times 55.26} \left(\frac{57.2 \times 10^3}{655.53} \right)^3$	
	$= 2 \times 10^8 h$	
8. 轴承寿命校核	而题设要求使用10年, 两班制工作, 即	
	$L'_h = 10 \times 365 \times 24 \times \frac{1}{2} = 4.4 \times 10^5 h < 2 \times 10^8 h$	
	结论——轴承的寿命足够。	足够

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 22 页 共 31 页

装

订

线

十、减速器箱体的结构尺寸		
计算项目	计算及说明	计算结果
机座壁厚	$\delta = 0.025a + 1 \geq 0.025 \times 202 + 1 \geq 6.05$, 取 $\delta = 8\text{mm}$	$\delta = 8\text{mm}$
机盖壁厚	$\delta_1 = 0.02a + 1 \geq 0.02 \times 202 + 1 \geq 5.04$, 取 $\delta_1 = 8\text{mm}$	$\delta_1 = 8\text{mm}$
机座凸缘厚度	$b = 1.5\delta = 1.5 \times 8 = 12\text{mm}$	$b = 12\text{mm}$
机盖凸缘厚度	$b_1 = 1.5\delta_1 = 1.5 \times 8 = 12\text{mm}$	$b_1 = 12\text{mm}$
机座底凸缘厚度	$b_2 = 2.5\delta = 2.5 \times 8 = 20\text{mm}$	$b_2 = 20\text{mm}$
地脚螺钉直径	$d_f = 0.036a + 12 = 0.036 \times 202 + 12 = 19.272\text{mm}$ 取标准值 M20 螺钉, $d_f = 20\text{mm}$	$d_f = 20\text{mm}$
地脚螺钉数目	$a = 202\text{mm} < 250$, $n = 4$	$n = 4$
轴承盖联接螺栓直径	$d_1 = 0.75d_f = 0.75 \times 19.272 = 15\text{mm}$, 取标准 M16 $\therefore d_1 = 16\text{mm}$ GB/T 5782 8.8级	$d_1 = 16\text{mm}$
机盖与机座联接螺栓直径	$d_2 = (0.5 \sim 0.6)d_f = 10 \sim 12\text{mm}$, 取标准值 M10, $d_2 = 10\text{mm}$	$d_2 = 10\text{mm}$

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 23 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
联接螺栓 d_1 的 间距	取 $l = 180 \text{ mm}$	$l = 180 \text{ mm}$
轴承盖螺栓 直径	$d_3 = 10.4 \sim 0.5) d_f = (8 \sim 10) \text{ mm}$, 取标准值 M8	$d_3 = 8 \text{ mm}$
窥视孔盖螺栓	$d_4 = 10.3 \sim 0.4) d_f = (6 \sim 8) \text{ mm}$, 取标准值 M8	$d_4 = 8 \text{ mm}$
定位销直径	$d = (0.7 \sim 0.8) d_2 = (7 \sim 8) \text{ mm}$, 取标准值 M8	$d = 8 \text{ mm}$
d_f 至外机壁距离	$c_{f1} = 26 \text{ mm}$	$c_{f1} = 26 \text{ mm}$
d_1 至外机壁距离	$c_{11} = 22 \text{ mm}$	$c_{11} = 22 \text{ mm}$
d_2 至外机壁距离	$c_{21} = 16 \text{ mm}$	$c_{21} = 16 \text{ mm}$
d_f 至凸缘边缘距离	$c_{f2} = 24 \text{ mm}$	$c_{f2} = 24 \text{ mm}$
d_1 至凸缘边缘距离	$c_{12} = 20 \text{ mm}$	$c_{12} = 20 \text{ mm}$
d_2 至凸缘边缘距离	$c_{22} = 14 \text{ mm}$	$c_{22} = 14 \text{ mm}$

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 24 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
6208轴承旁凸台半径	$R_1 = C_{12} = 20 \text{ mm}$	$R_1 = 20 \text{ mm}$
6213轴承旁凸台半径	$R_2 = C_{22} = 14 \text{ mm}$	$R_2 = 14 \text{ mm}$
凸台高度	根据低速轴轴承座外径确定 $h = 50 \text{ mm}$	$h = 50 \text{ mm}$
外机壁至轴承座端面距离	$l_1 = C_1 + C_2 + (8 \sim 12) = (50 \sim 54) \text{ mm}$, 取 $l_1 = 52 \text{ mm}$	$l_1 = 52 \text{ mm}$
大齿轮顶圆与内机壁距离	$\Delta_1 > 1.2 \delta = 9.6 \text{ mm}$, 取整 $\Delta_1 = 10 \text{ mm}$	$\Delta_1 = 10 \text{ mm}$
齿轮端面与内机壁距离	$\Delta_2 > \delta = 8 \text{ mm}$, 取整 $\Delta_2 = 10 \text{ mm}$	$\Delta_2 = 10 \text{ mm}$
机盖肋厚	$m_1 \approx 0.85 \delta_1 = 6.8$, 取整 $m_1 = 7 \text{ mm}$	$m_1 = 7 \text{ mm}$
机座肋厚	$m \approx 0.85 \delta = 6.8$, 取整 $m = 7 \text{ mm}$	$m = 7 \text{ mm}$
6208轴承盖外径	$D_{21} = 120 \text{ mm}$	$D_{21} = 120 \text{ mm}$
6213轴承盖外径	$D_{22} = 170 \text{ mm}$	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 25 页 共 31 页

	十一、润滑油的选择与计算	
计算项目	计算及说明	计算结果
	高速轴转速为 $n_{II} = 331.03 \text{ r/min}$	
计算齿轮线速度	$v = n_{II} \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot \frac{1}{60}$ $= 331.03 \times 2\pi \times 30 \times 10^{-3} \times \frac{1}{60}$ $= 1.04 \text{ m/s} < 12 \text{ m/s}$	
	$v < 12 \text{ m/s}$ 时采用浸油润滑	浸油润滑
油层选择	应使大齿轮距油池底面的距离不少于 $30 \sim 50 \text{ mm}$ 取油层为 40 mm	油层 40 mm
需油量选择	为保证润滑及散热的需要, 减速器内应有足够的油量。对于单级传动, 每传递 1 kW 需油量 $V_0 = 0.35 \sim 0.7 \text{ dm}^3$ 。 \therefore 最大功率为 $P_2 = 3.98 \text{ kW}$ \therefore 需油量 $V_0 = 1.393 \sim 2.786 \text{ L}$, 取 2 L	$V_0 = 2 \text{ L}$
润滑油的选择	齿轮传动选用 L-AN68 全损耗系统用油 GB 443-1989, 主要应用在低速重载的纺织机械及重型机床设备上。 该减速器速度不高, 负载不重, 对润滑油无特殊要求。 且该润滑油具有优异的防锈性, 防腐性, 抗磨修复性, 可提高机械运动部件寿命。	L-AN68 润滑油

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 26 页 共 31 页

[illegible]

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

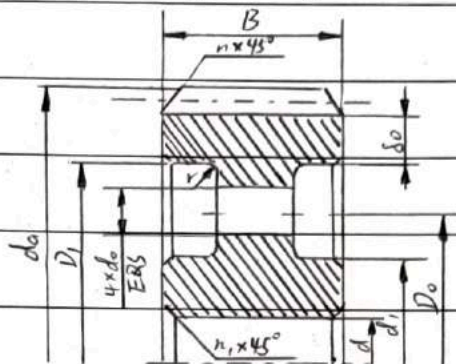
第 27 页 共 31 页

十二. 附件设计

计算项目

计算及说明

计算结果



腹板式
键连齿轮

$$d_1 = 1.6d = 1.6 \times 70 = 112 \text{ mm}$$

$$d_1 = 112 \text{ mm}$$

$$\delta_0 = 2.5m = 2.5 \times 25 = 6.25 \text{ mm}, \text{取 } 8 \text{ mm}$$

$$\delta_0 = 8 \text{ mm}$$

$$D_1 = d_f - \delta_0 = 337.75 \text{ mm}$$

$$D_1 = 337.75 \text{ mm}$$

$$D_0 = 0.25(D_1 + d_1) = 247.36 \text{ mm}$$

$$D_0 = 247.36 \text{ mm}$$

$$d_0 = 0.25(D_1 - d_1) = 56.44 \text{ mm}$$

$$d_0 = 56.44 \text{ mm}$$

$$r \approx 0.6 + 0.14m = 0.95 \text{ mm}$$

$$r \approx 0.95 \text{ mm}$$

$$C = 1.5m + 0.1b = 7.95, \text{取 } 8 \text{ mm}$$

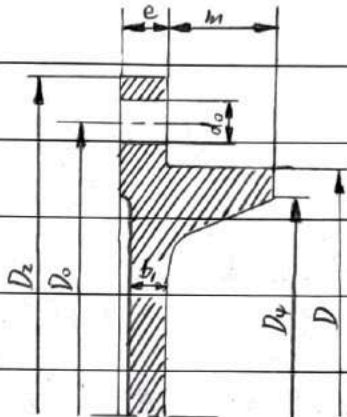
$$C = 8 \text{ mm}$$

如与已计算设计完成数值有冲突,以之前设计为准

例如大齿轮轴径④轴径 $d_4 = 70 \text{ mm}$ 而非 112 mm

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第28页共31页

计算项目	计算及说明	计算结果
	 <p>注:材料为HT200</p>	
凸缘式轴承盖	① 高速轴	
	轴承外径 $D = 80 \text{ mm}$	
	螺钉直径 $d_3 = 8 \text{ mm}$	$d_3 = 8 \text{ mm}$
	螺钉数 $n = 4$	$n = 4$
	$d_0 = d_3 + 1 = 9 \text{ mm}$	$d_0 = 9 \text{ mm}$
	$D_0 = D + 2.5d_3 = 80 + 2.5 \times 8 = 100 \text{ mm}$	$D_0 = 100 \text{ mm}$
	$D_2 = D_0 + 2.5d_3 = 100 + 2.5 \times 8 = 120 \text{ mm}$	$D_2 = 120 \text{ mm}$
	$e = 1.2d_3 = 1.2 \times 8 = 9.6 \text{ mm}$	$e = 9.6 \text{ mm}$
	$D_4 = D - 10 = 70 \text{ mm}$	$D_4 = 70 \text{ mm}$
	$D_5 = D_0 - 3d_3 = 100 - 3 \times 8 = 76 \text{ mm}$ 未选择	$D_5 = 76 \text{ mm}$
	② 低速轴	
	$D = 120 \text{ mm}$	
	$d_3 = 10 \text{ mm}$	$d_3 = 10 \text{ mm}$

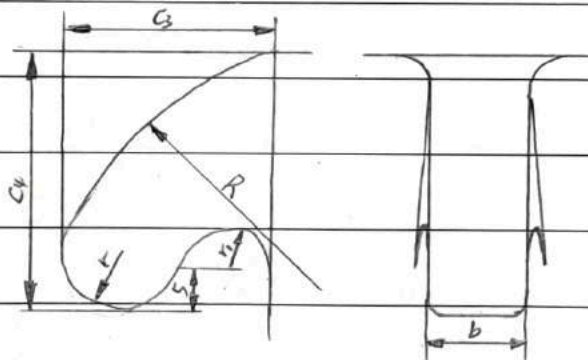
装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第29页共31页

计算项目	计算及说明	计算结果
	$n=6$	$n=6$
	$d_0 = d_3 + 1 = 11 \text{ mm}$	$d_0 = 11 \text{ mm}$
	$D_0 = D + 2.5d_3 = 120 + 2.5 \times 10 = 145 \text{ mm}$	$D_0 = 145 \text{ mm}$
剖视图轴承盖	$D_2 = D_0 + 2.5d_3 = 145 + 2.5 \times 10 = 170 \text{ mm}$	$D_2 = 170 \text{ mm}$
	$e = 1.2d_3 = 1.2 \times 10 = 12 \text{ mm}$	$e = 12 \text{ mm}$
	$D_4 = D - 10 = 110 \text{ mm}$	$D_4 = 110 \text{ mm}$
	$D_5 = D_0 - 3d_3 = 145 - 3 \times 10 = 115 \text{ mm}$ 未选择	
		
吊耳 (起吊箱盖用)	$c_3 = (4 \sim 5) \delta_1 = 30 \sim 40 \text{ mm}$, 取 30 mm	$c_3 = 30 \text{ mm}$
	$c_4 = (1.3 \sim 1.5) c_3 = 39 \sim 45 \text{ mm}$, 取 40 mm	$c_4 = 40 \text{ mm}$
	$b = 2\delta_1 = 16 \text{ mm}$	$b = 16 \text{ mm}$
	$R = c_4 = 40 \text{ mm}$	$R = 40 \text{ mm}$
	$r_1 = 0.225 c_3 = 7 \text{ mm}$	$r_1 = 7 \text{ mm}$
	$r = 0.275 c_3 = 8 \text{ mm}$	$r = 8 \text{ mm}$

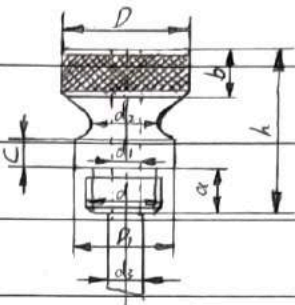
装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 30 页 共 31 页

计算项目	计算及说明	计算结果
		
杆式油标	由机件结构选择 M16 油标尺	
	$d_1 = 4 \text{ mm}$ 未选择	$d_1 = 4 \text{ mm}$
	$d_2 = 16 \text{ mm}$	$d_2 = 16 \text{ mm}$
	$d_3 = 6 \text{ mm}$	$d_3 = 6 \text{ mm}$
	$h = 35 \text{ mm}$	$h = 35 \text{ mm}$
	$a = 12 \text{ mm}$	$a = 12 \text{ mm}$
	$b = 8 \text{ mm}$	$b = 8 \text{ mm}$
	$c = 5 \text{ mm}$	$c = 5 \text{ mm}$
	$D = 26 \text{ mm}$	$D = 26 \text{ mm}$
	$D_1 = 22 \text{ mm}$	$D_1 = 22 \text{ mm}$
	其余相关附件尺寸可从表中查得并在设计图纸中 处呈现, 故不于此一一列举。	

装

订

线

南京林业大学毕业论文及课程设计说明书

第 31 页 共 31 页

十三、参考资料

- ① 龚桂义, 罗全国, 李平林 机械设计课程设计指导书. 北京: 高等教育出版社, 1989
- ② 濮良贵, 纪名刚 机械设计. 北京: 高等教育出版社, 2002
- ③ 杨可桢, 程光蕴 机械设计基础. 北京: 高等教育出版社, 2002
- ④ 卢玉明 机械设计基础. 北京: 高等教育出版社, 2003
- ⑤ 龚桂义 机械设计课程设计图册. 北京: 高等教育出版社, 1995
- ⑥ 吴宗泽 机械零件设计手册. 北京: 机械工业出版社, 2002
- ⑦ 吴宗泽 机械设计课程设计手册. 北京: 高等教育出版社, 2012

装

订

线