

二级展开式斜齿圆柱齿轮减速器

班 级

设计者:

指导老师:

目录

一、设计任务书	(3)
二、动力机的选择	(4)
三、计算传动装置的运动和动力参数	(5)
四、传动件设计计算（齿轮）	(7)
五、轴的设计	(12)
六、滚动轴承的计算	(19)
七、连结的选择和计算	(20)
八、润滑方式、润滑油牌号及密封装置的选择	(20)
九、箱体及其附件的结构设计	(21)
十、设计总结	(21)
十一、参考资料	(22)

一 设计任务书

带式输送机传动装置的设计

班级 机电<1>班 学生姓名 赵凯

指导教师 隋本志 日期 _____

1. 带式输送机工作原理

2010.1.12

带式输送机传动示意图如图 20-1 所示。

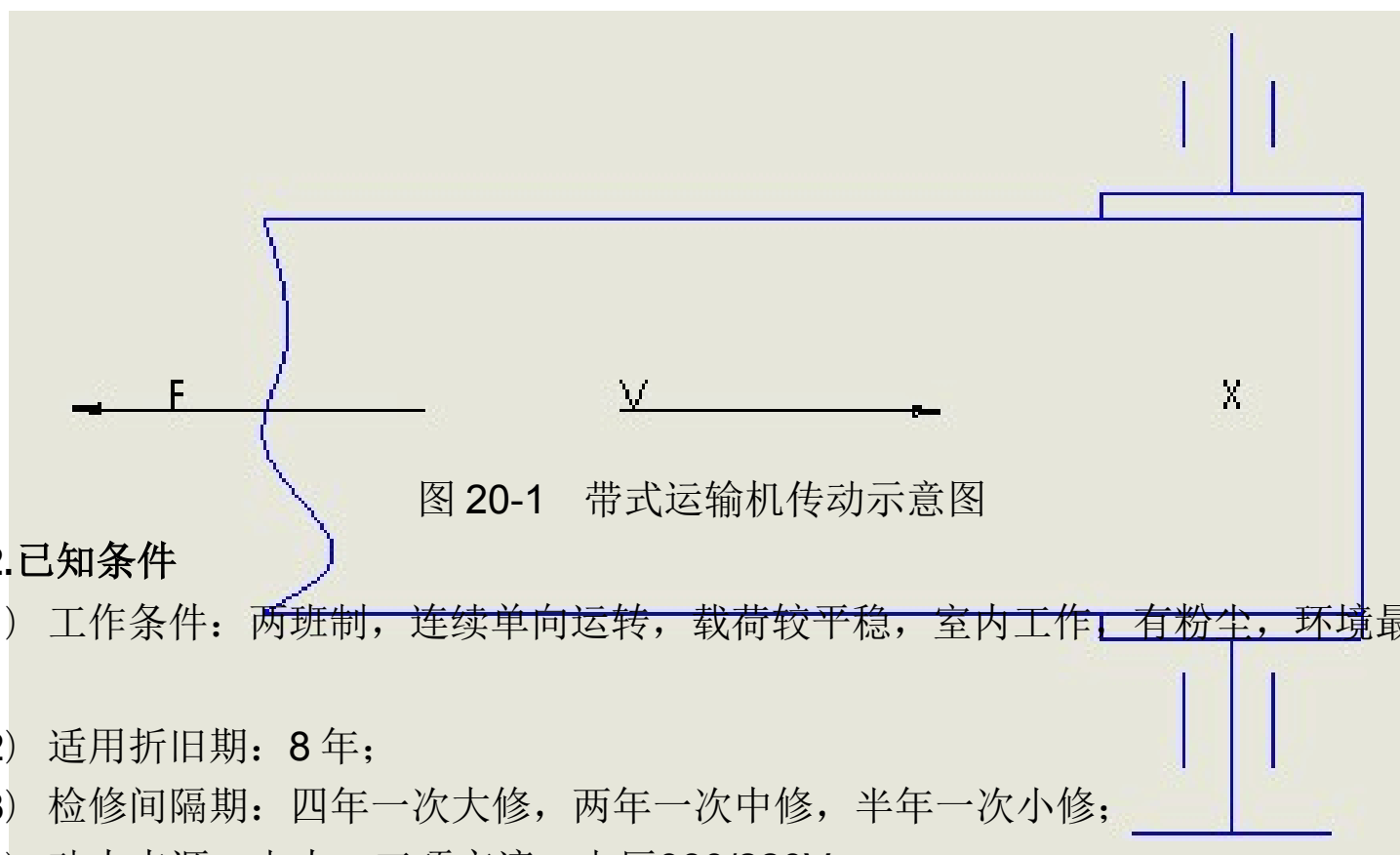


图 20-1 带式输送机传动示意图

2. 已知条件

- 1) 工作条件：两班制，连续单向运转，载荷较平稳，室内工作，有粉尘，环境最高温度 35℃
- 2) 适用折旧期：8 年；
- 3) 检修间隔期：四年一次大修，两年一次中修，半年一次小修；
- 4) 动力来源：电力，三项交流，电压 380/220V；
- 5) 运输带速度允许误差：±5%；
- 6) 制造条件及生产批量：一般机械厂制造，小批量生产。

3. 设计数据(第三组)

运输带工作拉力 F/N : 1500N;

运输带工作速度 $v/(m/s)$: 1.1m/s;

卷筒直径 D/mm : 220mm。

(注：运输带与卷筒之间及卷筒轴承的摩擦影响已经在 F 中考虑。)

4. 传动方案

传动方案：二级展开式圆柱齿轮减速器；

传动方案简图如图 20-2 所示。

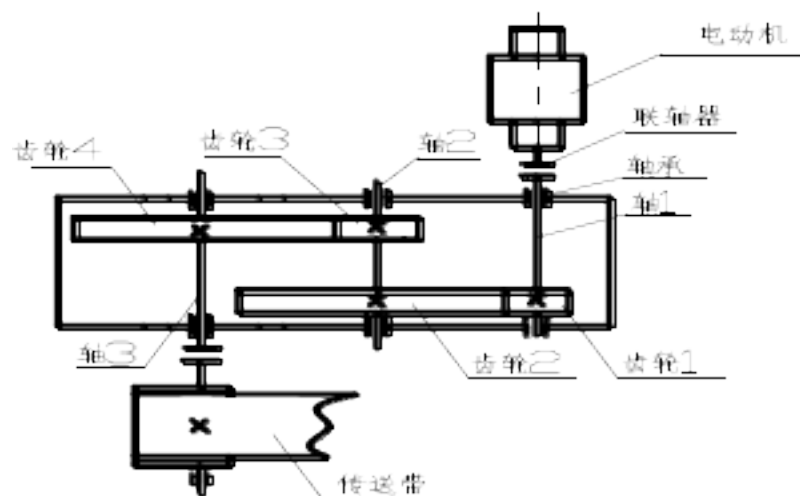


图 20-2 二级展开式圆柱齿轮减速器

二 动力机选择

因为动力来源：电力，三相交流电，电压 380/220V；所以选用常用的封闭式系列的交流电动机。

1. 电动机容量的选择

1) 工作机所需功率 P_w 由题中条件 查询工作情况系数 K_A ，查得 $K_A=1.3$

$$\text{设计方案的总效率 } \eta_0 = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 \dots \eta_n$$

本设计中的

$\eta_{\text{联}}$ ——联轴器的传动效率 (2 个)， $\eta_{\text{轴}}$ ——轴承的传动效率 (4 对)， $\eta_{\text{齿}}$ ——齿轮

的传动效率 (2 对)，本次设计中有 8 级传动效率，其中 $\eta_{\text{联}} = 0.99$ (两对联轴器的效率取相

等) $\eta_{\text{轴承123}} = 0.99$ (123 为减速器的 3 对轴承) $\eta_{\text{轴承4}} = 0.98$ (4 为卷筒的一对轴承) $\eta_{\text{齿}} = 0.95$

(两对齿轮的效率取相等)

$$\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{联}}^3 \eta_{\text{轴}}^2 \eta_{\text{齿}}^2 \eta_{\text{轴4}} = 0.99^3 * 0.99^2 * 0.95^2 * 0.99 * 0.98 = 0.841$$

2) 电动机的输出功率

$$P_w = K_A \frac{FV}{1000 \eta_{\text{轴4}}} = 2.1889 \text{KW}$$

$$P_d = P_w / \eta_{\text{总}}, \eta_{\text{总}} = 0.84110$$

$$P_d = 2.1889 / 0.84110 = 2.60228 \text{KW}$$

2. 电动机转速的选择

由 $v=1.1\text{m/s}$ 求卷筒转速 n_w

$$V = \frac{\pi d n}{60 * 1000} = 1.1 \rightarrow n_w = 95.496 \text{r/min}$$

$$n_d = (i_1' \cdot i_2' \dots i_n') n_w$$

有该传动方案知，在该系统中只有减速器中存在二级传动比 i_1, i_2 ，其他 传动比都等于 1。圆柱齿轮传动比范围为 3—5。

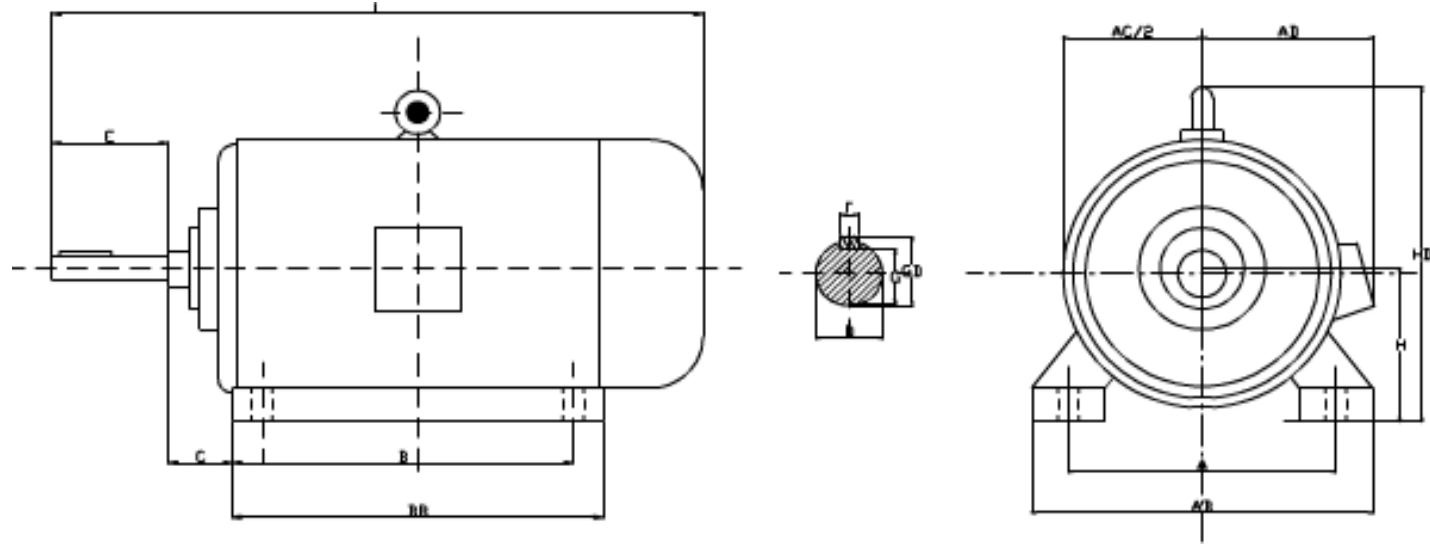
$$\text{所以 } n_d = (i_1' \cdot i_2') n_w = [32, 52] * n_w$$

所以 n_d 的范围是 (859.88, 2388.75) r/min，初选为同步转速为 1430r/min 的电动机

3. 电动机型号的确定

由表查出电动机型号为 Y100L₂-4, 其额定功率为 3kW，满载转速 1430r/min。基本符合题目所需的要求。

电动机型号	额定功率/KW	满载转速 r/min	堵转转矩	额定转矩	最大转矩	额定转矩	质量 /Kg
Y100L ₂ -4,	3.0	1430	2.2		2.3		38



中心高	外形尺寸 $L \times (AC/2 + AD) \times HD$	底脚安装 $A \times B$	底脚螺栓直径 K	轴伸尺寸 $D \times E$	装键部位 尺寸 $F \times GD$
100	$380 \times (205/2 + 180) \times 245$	160x140	12	28x60	8x43

三 计算传动装置的运动和动力参数

传动装置的总传动比及其分配

1. 计算总传动比

由电动机的满载转速 n_m 和工作机主动轴转速 n_w 可确定传动装置应有的总传动比为：

$$i_{\text{总}} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1430}{95.496} = 14.974$$

2. 合理分配各级传动比

由于减速箱是展开式布置，所以 $i_1 = (1.3-1.5) i_2$ 。
因为 $i = 14.974$ ，取 $i = 15$ ，估测选取 $i_1 = 4.8$ $i_2 = 3.2$

速度偏差为 0.5%，所以可行。

3. 各轴转速、输入功率、输入转矩 转速的计算

(1) 电动机转轴速度 $n_0 = 1430 \text{r/min}$

$$\text{高速 I } n_1 = \frac{n_0}{i_1} = 1430 \text{r/min} \quad \text{中间轴 II } n_2 = \frac{n_1}{i_2} = 297.92 \text{r/min}$$

$$\text{低速轴 III } n_3 = \frac{n_2}{i_2} = 93.1 \text{r/min} \quad \text{卷筒 } n_4 = 93.1 \text{r/min}。 \text{各轴功率}$$

(2) 电动机额定功率 $P_0 = P_{d^*} \eta_{01} = 3 \text{Kw} (\eta_{01} = 1)$

高速 I $P_1 = P_0 \cdot \eta_{12} = P_0 \cdot \eta_{\text{联轴承}} = 3 \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 2.9403 \text{ Kw}$

$(\eta_{12} = \eta_{\text{联轴承}} = 0.99 \cdot 0.99 = 0.98)$

中间轴 II $P_2 = P_1 \cdot \eta_{23} = P_1 \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴承}} = 2.9403 \cdot 0.95 \cdot 0.99 = 2.7653 \text{ Kw}$

$(\eta_{23} = \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴承}} = 0.95 \cdot 0.99 = 0.94)$

低速轴 III $P_3 = P_2 \cdot \eta_{34} = P_2 \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴承}} = 2.7653 \cdot 0.95 \cdot 0.99 = 2.600 \text{ Kw}$ $(\eta_{34} =$

$\eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴承}} = 0.95 \cdot 0.99 = 0.94)$

卷筒 $P_4 = P_3 \cdot \eta_{45} = P_3 \cdot \eta_{\text{联轴承}} = 2.600 \cdot 0.98 \cdot 0.99 = 2.523 \text{ Kw}$

$(\eta_{45} = \eta_{\text{联轴承}} = 0.98 \cdot 0.99 = 0.96)$

(3) 各轴转矩 电动机转轴 $T_0 = 2.2 \text{ N} \cdot \text{m}$

高速 I $T_1 = \frac{9550 \cdot P_1}{n_1} = \frac{9550 \cdot 2.9403}{1430} = 19.634 \text{ N} \cdot \text{m}$

中间轴 II $T_2 = \frac{9550 \cdot P_2}{n_2} = \frac{9550 \cdot 2.7645}{297.930} = 88.615 \text{ N} \cdot \text{m}$

低速轴 III $T_3 = \frac{9550 \cdot P_3}{n_3} = \frac{9550 \cdot 2.5748}{93.1} = 264.118 \text{ N} \cdot \text{m}$

卷筒 $T_4 = \frac{9550 \cdot P_4}{n_4} = \frac{9550 \cdot 2.4980}{93.1} = 256.239 \text{ N} \cdot \text{m}$

其中 $T_d = 9550 \frac{P_d}{n_d} \text{ (N} \cdot \text{m)}$

项目	电动机轴	高速轴 I	中间轴 II	低速轴 III	卷筒
转速 (r/min)	1430	1430	297.92	93.1	93.1
功率 (kW)	3	2.79329	2.628	2.4204	2.4204
转矩 (N·m)	2.2	19.654	88.6177	264.1175	256.2395
传动比	1	1	4.8	3.2	1
效率	1	0.98	0.94	0.94	0.96

四 传动件设计计算（齿轮）

A 高速齿轮的计算

输入功率	小齿轮转速	齿数比	小齿轮转矩	载荷系数
2.9403KW	1430r/min	4.8	19.643N·m	1.3

1. 选精度等级、材料及齿数

(1) 材料及热处理；

选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度差为 40HBS。

(2) 精度等级选用 7 级精度；

(3) 试选小齿轮齿数 $z_1=20$ ，大齿轮齿数 $z_2=96$ 的；

2. 按齿面接触强度设计

因为低速级的载荷大于高速级的载荷，所以通过低速级的数据进行计算即

$$d_t \geq 2.32 * \sqrt[3]{\frac{K T u + 1 \left(\frac{Z}{\sigma_H} \right)^2}{\varphi_d \cdot u}} \quad \text{确定} \left(\frac{\sigma_H}{E} \right)$$

公式内的各计算数值

(1) 试选载荷系数 $K_t=1.3$

选取尺宽系数 $\varphi_d=1$

弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{MPa}$

按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极 $\sigma_{Hlim1}=600\text{MPa}$ ；大齿轮的解除疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2}=550\text{MPa}$ ；

(2) 计算应力循环次数 $N_1=60n_1jL_h=60 \times 1430 \times 1 \times (2 \times 8 \times 365 \times 8) = 4 \times 10^9$ $N_2=N_1/4.8=8.35 \times 10^8$

此式中 j 为每转一圈同一齿面的啮合次数。 L_h 为齿轮的工作寿命，单位小时

接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=0.90$ ； $K_{HN2}=0.95$

(3) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，得

$$[\sigma_H]_1 = 0.90 \times 600\text{MPa} = 540\text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = 0.98 \times 550\text{MPa} = 522.5\text{MPa}$$

(4) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t}

$$d_{1t} \geq 2.32 * \sqrt[3]{\frac{K T u + 1 \left(\frac{Z}{\sigma_H} \right)^2}{\varphi_d \cdot u}} \\ = 2.32 * \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 19.6543 \times 10^3 \cdot 4.8 + 1 \left(\frac{189.8}{522.5} \right)^2}{1 \cdot 4.8}} = 37.043$$

(5) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 37.043}{60 \times 1000} = 2.7739$$

(6) 计算齿宽 b 及模数 m

$$b = \varphi_{dd} d_{t1} = 1 \times 37.043 \text{ mm} = 37.043 \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_{t1}}{z_1} = \frac{37.043}{20} = 1.852$$

$$h = 2.25 m n_t = 2.25 \times 1.852 \text{ mm} = 4.1678 \text{ mm}$$

$$b/h = 37.043/4.1678 = 8.89$$

(7) 计算载荷系数 K

已知载荷平稳, 所以取 $K_A = 1$

根据 $v = 2.7739 \text{ m/s}$, 7 级精度, 查得动载系数 $K_V = 1.14$; 查得 7 级精度小齿轮相对支撑非

对称布置时 K_{HB} 的计算公式和直齿轮的相同, 固: $K_{HB} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times \varphi_{d^2}) \varphi_{d^2} + 0.23$

$$\times 10^{-3} b = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 37.043 = 1.41652$$

由 $b/h = 8.89$, $K_{HB} = 1.41652$

$$K_{FB} = 1.33$$

$K_H \alpha = K_H \alpha = 1.1$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_V K_H \alpha K_{\beta} = 1 \times 1.14 \times 1.1 \times 1.41652 = 1.7763$$

(8) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径

$$d_{1t} = d_1 \sqrt[3]{K / K_t} = 37.043 \times \sqrt[3]{1.7763 / 1.3} \text{ mm} = 41.10968 \text{ mm}$$

$$(9) \text{ 计算模数 } m \quad m = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{41.10968}{20} \text{ mm} = 2.055$$

1. 按齿根弯曲强度设计

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2K \cos^2 \beta Y_1 Y_2}{\varphi_{d1} z_1^2} \cdot \frac{Y_1 Y_2}{\sigma_{F1} \sigma_{F2}}}$$

(1) 确定计算参数

小齿轮得弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{F1} = 500 \text{ MPa}$; 大齿轮得弯曲疲劳极限强度 $\sigma_{F2} = 380 \text{ MPa}$

弯曲寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ $K_{FN2} = 0.88$

(2) 计算弯曲疲劳许用应力

取安全系数 $S = 1.4$ 得

$$[\sigma_{F1}] = (K_{FN1} \sigma_{F1}) / S = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = (K_{FN2} \sigma_{F2}) / S = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

(3) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_H \alpha K_{\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.33 = 1.7875$$

(4) 查取应力校正系数

查得 $Y_{sa1} = 1.55$; $Y_{sa2} = 1.79$

$$\frac{Y_1 Y_2}{\sigma_{F1} \sigma_{F2}}$$

(5) 计算大、小齿轮的并 $\frac{K Y_1 Y_2}{\sigma_{F1} \sigma_{F2}}$ 加以比较

$$Y Y \quad 2.74 \times 1.569$$

$$\frac{F_{a1}}{b} \frac{1}{F_1} = \frac{339.29}{339.29} = 0.014297$$

$$Y Y \quad 2.172 \times 1.798$$

$$\frac{F_{a2}}{b} \frac{1}{F_2} = \frac{266}{266} = 0.016341$$

大齿轮的数值大。

(6) 设计计算

$$m \geq 2.23 * \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.7875 \times 19.6543 * 10e3}{1 \times 202}} \cdot 0.016341 = 1.4212$$

对结果进行处理取 $m=2$

$Z_1=d_1/m=41.1097/2 \approx 21$ 大齿轮齿数, $Z_2=u* Z_1=4.8*21=100$

(7) 几何尺寸计算

①计算中心距

$$d_1=z_1m=21*2=42 \quad d_2=z_2m=100*2=200$$

$$a=(d_1+d_2)/2=(200+42)/2=121, a \text{ 圆整后取 } 121\text{mm}$$

②计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 42\text{mm}, \quad d_2 = z_2 m = 200\text{mm}$$

③计算齿轮宽度

$$b=\varphi d_1, \quad b=42\text{mm} \quad B_1=47\text{mm},$$

$$B_2=42\text{mm}$$

备注齿宽一般是小齿轮得比大齿轮得多5-10mm

④验算

$$F_t=2T_1/d_1=2*19.6543*10e3/42=935.919 \text{ N}$$

$$\frac{k F_t}{b} = \frac{1*9359.190}{42} = 22.58 < 100\text{m/s}$$

结果合适

4.由此设计有

	模数	分度圆直径	齿宽	齿数
小齿轮	2	42	47	21
大齿轮	2	200	42	100

结构设计

以大齿轮为例。因齿轮齿顶圆直径大于 160mm, 而又小于 500mm, 故以选用腹板式为宜。其他有关尺寸参看大齿轮零件图。

B 低速齿的轮计算

输入功率	小齿轮转速	齿数比	小齿轮转矩	载荷系数
2.7654KW	297.92r/min	3.2	88.6177N·m	1.3

1. 选精度等级、材料及齿数

1) 材料及热处理;

选择小齿轮材料为 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质), 硬度

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/908105067010006102>