

Gearbox Design Report

May 30, 2021

Contents

一·任务设计书	3
题目	3
参数	3
要求	3
内容	3
二·传动方案分析拟定	3
传动方案	3
给定条件	3
减速器类型选择	3
方案分析	3
三·电机的选择计算以及联轴器的选择	4
电机容量计算	4
电机转速	5
电机挑选	5
四·确定传动装置总传动比和分配各级传动比	5
五·计算装置的运动及动力参数	5
计算各轴转速	5
计算各轴输入功率	6
计算各轴输出转矩	6
运动和运动参数计算结果	6
六·传动零件的设计计算	6
带传动设计计算	6
计算功率 P_{ca}	6
选择 V 带的带型	6
确定带轮基准直径并验算带速	6
确定 V 带中心距 a 和基准长度 L_0	7
验算包角 α	7
计算带的根数	7
计算单根 V 带的初拉力最小值	7
计算压轴力	7
各齿轮设计计算	8
高速级减速齿轮设计	8
按齿面接触强度设计	8
按齿根弯曲强度设计	9
几何尺寸计算	10
齿轮结构设计及绘制齿轮零件图	10
低速级减速齿轮设计	10
按齿面接触强度设计	11
按齿根弯曲强度设计	12
七·轴，键，轴承的设计	13
输入轴的设计计算	14

轴上的功率、转速和转矩	14
求作用在齿轮上的力	14
初步确定轴的最小直径	14
轴的结构设计计算	15
轴的受力分析, 取齿轮齿宽中间点为力的作用点	16
校核轴的强度	16
校核键的连接强度	17
中间轴的设计计算	17
中间轴上的功率、转速和转矩	17
作用在齿轮上的力	17
初步确定中间轴的最小直径	17
轴的结构设计	18
从动轴的设计计算	20
求输出轴上的功率、转速和转矩	20
求作用在齿轮上的力	20
初步确定从动轴的最小直径, 同时选择联轴器	20
轴的结构设计	20
八· 减速机机体设计计算	23
九· 润滑与密封	23
润滑方式的选择	23
润滑剂的选择	23
密封方式的选择	23
十· 减速器附件设计	24
窥视孔盖和窥视孔	24
放油螺塞	24
游标	24
通气孔	24
启盖螺钉	24
定位销	24
环首螺钉、吊环和吊钩	25
十一· 设计总结	25
十二· 参考文献	25

一·任务设计书

题目

带式输送机传动装置

参数

传动方案	输送带牵引力 F(KN)	输送带速度 v(m/s)	提升机鼓轮的直径 D(mm)
齿轮传动	3	0.8	355

要求

- 1) 输送机运转方向不变，工作载荷稳定
- 2) 输送带鼓轮的传动效率取 0.97
- 3) 工作寿命为 8 年，每年 300 个工作日，每日工作 16 小时

内容

- 1) 编写任务设计书 1 张
- 2) 零件工作图 2 张
- 3) 部件装配图 1 张

二·传动方案分析拟定

传动方案

电机 → 带传动 → 两级圆柱齿轮减速器 → 工作机

给定条件

电机驱动，运输带工作拉力为 $3KN$ ，运输带速度为 $0.8m/s$ ，提升机鼓轮直径为 $355mm$

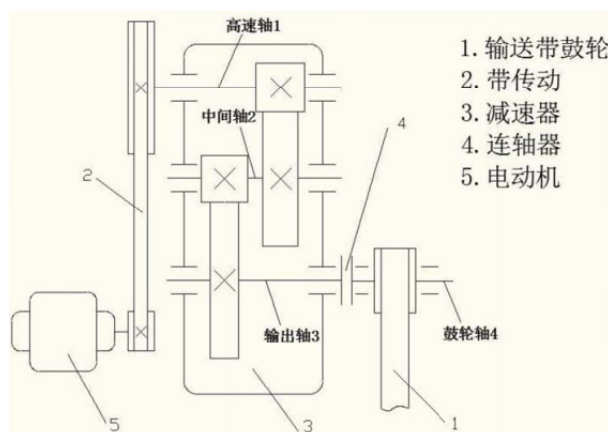
减速器类型选择

展开式两级圆柱齿轮减速器

方案分析

要求结构简单紧凑，便于加工，效率高，成本低，维护方便。齿轮相对于轴承位置不对称，需要轴有较大刚度。高速级齿轮布置在远离转矩输入段，使得轴在转矩作用下产生的扭转变形和轴在弯矩作用下产生的弯曲变形互相抵消，减缓沿着齿宽载荷分布不均的现象。

下图是总体传动简图



辅助件有观察孔盖，油标，油尺，放油螺塞，吊环螺钉，吊耳，吊钩，定位销，启盖螺钉，轴承套，密封圈等。此传动方案宽度尺寸较大，输入轴线于工作机位水平，宜在恶劣环境下长期连续工作。相比于一级减速，输入输出同向，减速效果好。相比于圆锥圆柱齿轮减速器，圆锥齿轮可以改变力矩的方向即可以把横向运动转为竖直运动，圆柱齿轮则只能在一个空间内转换运动。

根据《常用机械传动的主要性能及使用范围表》，高速轴的传动带将选择 V 带传动，其平稳性好，能缓冲减震，但是承载能力小。

三 · 电机的选择计算以及联轴器的选择

一般选择应用最广泛的 Y 系列全封闭自扇冷式笼型三相异步电机。该电机结构简单，启动性能好，工作可靠，加个低廉，维护方便。根据本项目要求选择卧式封闭

电机容量计算

因工作条件为不变荷载下长期连续运行，所以电机额定功率 P_{ed} 不小于所需的电动机工作功率 P_d 即可。则所需电动机功率为：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \quad (1)$$

$P_w \rightarrow$ 工作机所需功率 (KW), $P_d \rightarrow$ 电机所需功率 (KW), $\eta \rightarrow$ 电动机至传送带总效率

工作及所需工作功率为：

$$P_w = \frac{Fv}{1000} \quad (2)$$

$F \rightarrow$ 工作机工作阻力 N, $v \rightarrow$ 工作机的线速度 m/s

传动装置的总效率 η 应为组成传动装置各部分效率的乘积：

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2^4 \times \eta_3^3 \times \eta_4 \times \eta_5 \quad (3)$$

根据《减速箱课程设计指导书》附表 A-4 查询得：

$\eta_1 = 0.96$: V 带传动效率

$\eta_2 = 0.99$: 滚动轴承传动效率 (液体摩擦)

$\eta_3 = 0.96$: 圆柱齿轮传动效率

$\eta_4 = 0.99$: 齿式联轴器传动效率

$\eta_5 = 0.97$: 滚动传动效率

故总效率为：

$$\eta = 0.96 \times 0.99^4 \times 0.96^3 \times 0.99 \times 0.97 = 0.82 \quad (4)$$

电机所需功率为：

$$P_w = \frac{3 \times 0.8}{0.82} = 2.93KW \quad (5)$$

所以选择的电机额定功率需要略大于 2.93KW，由三相异步电机技术数据选择电机额定功率为 3KW

电机转速

工作机转速为：

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times v}{\pi D} = \frac{60000 \times 0.8}{\pi \times 355} = 43.04r/min \quad (6)$$

2-1 《常用机械传动的主要性能及适用范围》选择 V 带传动比为 $i_1 = 2 \sim 5$ ，二级圆柱齿轮减速器传动比为 $i_2 = 8 \sim 40$ ，则总传动比范围为 $i_n = 16 \sim 200$ ，电机转速可选范围为：

$$n_d = i_n n_w = (16 \sim 200) \times 42.03 = 688.64 \sim 8608 r/min \quad (7)$$

电机挑选

根据容量和转速，查出四种适用的电机型号，750r/min, 1000r/min, 1500r/min, 3000r/min, 结果如下

方案	电机型号	额定功率 kw	同步转速 r/min	满载转速 r/min	电机重量 kg
1	Y100L-2	3	3000	2870	36
2	Y100L2-4	3	1500	1430	40
3	Y132S-6	3	1000	960	62
4	Y132M-8	3	750	710	72

因为 750 转和 1000 转电机过重，尺寸过大，3000 转电机价格过高，故选择 1500 转的 Y100L2-4 电机。尺寸参数如下：

中心高 H	外形尺寸×HD L×($\frac{1}{2}AC + AD$)	底脚安装尺寸 A×B	底脚螺栓孔直径 K	轴伸尺寸 D×E	关键部位尺寸 F×h
100	380×287.5 × 245	160×140	12	28×60	8×100

四 · 确定传动装置总传动比和分配各级传动比

总传动比为：

$$i = \frac{1430}{43.04} = 33.23 \quad (8)$$

取带传动比为 $i_d = 2.8$ ，则圆柱直齿轮高速级传动比和低速级传动比的乘积为 $i_1 \times i_2 = \frac{33.23}{2.8} = 11.87$ ，取 $i_1 = 1.3i_2$ ，则 $i_1 = 3.93$ $i_2 = 3.02$

五 · 计算装置的运动及动力参数

计算各轴转速

$$\text{I 轴: } n_1 = \frac{n_m}{i_d} = \frac{1430}{2.8} = 510.71r/min$$

$$\text{II 轴: } n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{510.71}{3.93} = 129.95r/min$$

$$\text{III 轴: } n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{129.95}{3.02} = 43.03r/min$$

$$\text{IV 轴: } n_4 = n_3 = 43.03r/min$$

计算各轴输入功率

$$\text{I 轴: } P_1 = P_d \times \eta_{01} = 3 \times 0.97 = 2.91kW$$

$$\text{II 轴: } P_2 = P_1 \times \eta_{12} = 2.91 \times 0.99 \times 0.96 = 2.77kW$$

$$\text{III 轴: } P_3 = P_2 \times \eta_{23} = 2.77 \times 0.96 \times 0.99 = 2.63kW$$

$$\text{IV 轴: } P_4 = P_3 \times \eta_{34} = 2.63 \times 0.99 \times 0.99 = 2.58kW$$

计算各轴输出转矩

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{3}{1430} = 20.03N \cdot m$$

$$\text{I 轴: } T_1 = T_d \times i \times \eta_1 = 20.03 \times 2.8 \times 0.97 = 54.40N \cdot m$$

$$\text{II 轴: } T_2 = T_1 \times i_1 \times \eta_{12} = 54.40 \times 3.93 \times 0.99 \times 0.96 = 203.19N \cdot m$$

$$\text{III 轴: } T_3 = T_2 \times i_2 \times \eta_{23} = 203.19 \times 3.02 \times 0.96 \times 0.99 = 583.20N \cdot m$$

$$\text{IV 轴: } T_4 = T_3 \times \eta_{34} = 583.20 \times 0.99 \times 0.99 = 571.59N \cdot m$$

运动和运动参数计算结果

	电动机轴	I 轴	II 轴	III 轴	IV 轴
输入功率		2.91	2.77	2.63	2.58
输出功率	3				
输入转矩		54.40	203.19	583.20	571.59
输出转矩	20.03				
转速	1430	510.71	129.95	43.03	43.03
传动比		2.8	3.93	3.02	1

六· 传动零件的设计计算

带传动设计计算

计算功率 P_{ca}

由表 13-9 (P222, 《机械设计基础》第六版杨可桢) 查得工作情况系数 $K_A = 1.3$

$$P_{ca} = K_A P_d = 3 \times 1.3 = 3.9KW \quad (9)$$

选择 V 带的带型

根据 $P_{ca} = 3.9KW, n_m = 1430r/min$ 查询普通 V 带选型图得, 选用 A 型 V 带

确定带轮基准直径并验算带速

查普通 V 带带轮基准直径系列表得, 最直径 $75mm \leq d_1 \leq 100mm$, 则我们初选直径 $d_1 = 118mm$

验算带速 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_m}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1430}{60 \times 1000} = 7.49m/s \quad (10)$$

带速 $5m/s < v < 30m/s$, 符合要求

则大带轮直径为:

$$d_2 = i \times d_1 = 2.8 \times 100 = 280mm \quad (11)$$

查表取 $d_2 = 280mm$

确定 V 带中心距 a 和基准长度 L_0

一般对 V 传动带取

$$0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2) \quad (12)$$

则 $266 \leq a_0 \leq 760$ 初定中心距 $a = 700mm$

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} = 2008.47mm \quad (13)$$

查表选取接近的基准长度 $L_d = 2050$, 则中心距为

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 700 - \frac{2050 - 2008}{2} = 721mm \quad (14)$$

所以中心距变化范围为

$$a_{min} = (a - 0.015L_d) = 721 - 0.015 \times 2050 = 690.25mm \quad (15)$$

$$a_{max} = (a + 0.03L_d) = 721 + 0.03 \times 2050 = 782.5mm \quad (16)$$

验算包角 α

$$\alpha = 180^\circ + \frac{d_1 - d_2}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ + \frac{100 - 280}{721} \times 57.3^\circ = 165.69^\circ \quad (17)$$

计算带的根数

根据 $n_m = 1430r/min, d_1 = 100$ 查表 13-4 (P220 《机械设计基础》第六版, 杨可桢) 得 $P_0 = 1.32KW$

查表 13-6 (P221, 《机械设计基础》第六版, 杨可桢) 得 $\Delta P_0 = 0.17KW$

查表 13-8 (P222, 《机械设计基础》第六版, 杨可桢) 得 $K_\alpha = 0.95$

查表 13-2 (P217, 《机械设计基础》第六版, 杨可桢) 得 $K_L = 1.04$

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_\alpha K_L} = \frac{3.9}{(0.17 + 1.32) \times 0.95 \times 1.04} = 2.65 \quad (18)$$

故选择 $z = 3$

计算单根 V 带的初拉力最小值

由表 8-3 得 A 型带单位长度质量为 $q = 0.1kg/m$, 故

$$F_0 = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha)P_{ca}}{K_\alpha z v} + qv^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.95) \times 3.9}{0.95 \times 3 \times 7.49} + 0.1 \times 7.49^2 = 147.20N \quad (19)$$

计算压轴力

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \times 3 \times 147.20 \times \sin \frac{165.69^\circ}{2} = 876.32N \quad (20)$$

由此我们得到 V 带所有参数

带类型	长度	根数	传动中心距	带轮基准直径
普通 V 带 A 型	2050mm	3 根	721mm	100mm(主) 280mm(从)

各齿轮设计计算

高速级减速齿轮设计

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料和齿数

1) 按已知图示的传动方案, 选用直齿圆柱齿轮传动。

2) 输送机转速不太快, 选用 7 级精度 (GB10095—88)。

3) 材料按表 10-1 选取, 因传递功率不大, 大小齿轮均选用软齿面。

小齿轮: 40Cr, 调质处理, 硬度 241 ~ 286HBS, 取 280HBS。

大齿轮: 45 钢, 调质处理, 硬度 217 ~ 255HBS, 取 240HBS。

4) 选小齿轮数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = i_1 z_1 = 3.93 \times 24 = 94.32$ 取 95

按齿面接触强度设计

由设计计算公式 $d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_d} \times \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{\sigma_H}\right)^2}$ 进行试算。

(1) 确定公式内的各计算数值

① 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

② 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 \frac{P_1}{n_1} = 95.5 \times 10^5 \frac{2.91}{510.71} = 5.44 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (21)$$

③ 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。

④ 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。

⑤ 由图 10-21d 按齿面硬度查得:

小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{limit}1} = 600 \text{ MPa}$

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{limit}2} = 550 \text{ MPa}$

⑥ 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jLh = 60 \times 510.71 \times 1 \times 300 \times 8 = 0.735 \times 10^8 \quad (22)$$

⑦ 由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{NH1} = 0.95, K_{NH2} = 1.07$:

⑧ 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由式 10-12 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{lim1}}{S} = 0.95 \times 600 \text{ MPa} = 570 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{lim2}}{S} = 1.07 \times 600 \text{ MPa} = 588.5 \text{ MPa} \quad (24)$$

(2) 计算

① 试算最小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 5.44 \times 10^4}{1} \times \frac{5.62 \pm 1}{5.62} \left(\frac{189.8}{570}\right)^2} \text{ mm} = 46.79 \text{ mm} \quad (25)$$

② 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 46.79 \times 51071}{60 \times 1000} = 1.44 \text{ m/s} \quad (26)$$

③ 激素齿轮宽 b

$$b = 1 \times 46.79 = 46.79mm \quad (27)$$

④ 计算齿宽与齿高之比。

$$\text{模数 } m_1 = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{46.79}{24} = 1.95mm$$

$$\text{齿高 } h = 2.25m_1 = 2.25 \times 1.95 = 4.39mm$$

$$\frac{b}{h} = \frac{46.79}{4.39} = 10.66 \quad (28)$$

⑤ 计算载荷系数。

根据, 7 级精度, 由书 10 - 8 图表得动载荷系数 $K_v = 1.07$;

对直齿轮 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$;

由载荷状态均匀平稳查表得使用系数 $K_A = 1$;

从课本表 10-4 中的软齿面齿轮栏查得的小齿轮相对支承非对称布置、7 级精度时 $K_{H\beta} = 1.421$;

由 $\frac{b}{h} = 10.66$, $K_{H\beta} = 1.42$, 由图 10 - 13 得 $K_{H\beta} = 1.35$; 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.07 \times 1 \times 1.42 = 1.520 \quad (29)$$

⑥ K_t K

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 46.79 \times \sqrt[3]{\frac{1.520}{1.3}} = 49.29mm \quad (30)$$

⑦ 计算模数 m_1 : $m_1 = \frac{d_1}{z_1} = \frac{49.29}{24} = 2.05mm$

按齿根弯曲强度设计

由弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{F\alpha} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (31)$$

1) 确定公式内的各计算数值

① 根据查表得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MPa$; 大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MPa$;

② 由图 10 - 18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.89$, $K_{FN2} = 0.96$;

③ 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = S_F = 1.4$ 由 $[\sigma_F]$ 公式得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.89 \times 500}{1.4} = 317.857MPa \quad (32)$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.96 \times 380}{1.4} = 260.571MPa \quad (33)$$

④ 计算载荷系数 K 。 $K = 1.520$

⑤ 查取齿形系数。

由书表 10 - 5 并用差值法得: $Y_{Fa1} = 2.65$, $Y_{Fa2} = 2.1152$ 。

查取应力校正系数, 由书表 10 - 5 并用差值法得: $Y_{Sa1} = 1.58$, $Y_{Sa2} = 1.802$ 。

⑥ 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$, 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} = \frac{2.65 \times 1.58}{317.857} = 0.01317 \quad (34)$$

$$\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]} = \frac{2.152 \times 1.802}{260.571} = 0.01488 \quad (35)$$

显然大齿轮的数值大。

2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.52 \times 5.44 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.01488} = 1.622mm \quad (36)$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数大于由齿根弯曲疲劳计算的模数，由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与直径的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.62mm 并就近圆整为标准值（第一系列） $m = 2$ ，按接触强度算得分度圆直径，算出小齿轮齿数：

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{49.29}{2} = 25 \quad (37)$$

大齿轮齿数 $z_2 = 25 \times 5.62 = 141$

几何尺寸计算

① 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 25 \times 2 = 50mm \quad (38)$$

$$d_2 = z_2 m = 141 \times 2 = 282mm \quad (39)$$

② 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 282}{2} = 166mm \quad (40)$$

③ 计算齿轮宽度

$$b = \frac{\Phi_d d_1}{1 \times 50} = 50mm \quad (41)$$

取 $B_2 = 50mm$ ， $B_1 = 55mm$ 。

齿轮结构设计及绘制齿轮零件图

1) 由于

$$d_{a1} = (50 + 2h^*)m = (50 + 2) \times 3 = 156mm \leq 160mm \quad (42)$$

$$d_{a2} = (141 + 2h^*)m = (141 + 2) \times 3 = 429mm \leq 500mm \quad (43)$$

所以小齿轮做成实心结构齿轮，大齿轮做成腹板式结构齿轮。

低速级减速齿轮设计

1) 选定低速级齿轮类型、精度等级、材料及齿数

①按已知图示的传动方案，选用直齿圆柱齿轮传动。

②输送机转速不太快，选用 7 级精度（GB10095—88）。

③材料按表 10-1 选取，因传递功率不大，大小齿轮均选用软齿面。

小齿轮：40Cr，调质处理，硬度 241 ~ 286HBS，取 280HBS。

大齿轮：45 钢，调质处理，硬度 217 ~ 255HBS，取 240HBS。

④选小齿轮数 $z_1 = 25$ ，大齿轮齿数取 141

按齿面接触强度设计

由设计计算公式 $d_{1t} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_d} \times \frac{u+1}{u} (\frac{Z_E}{[\sigma_H]})^2}$ 进行试算。

1) 确定公式内的各计算数值

①试选载荷系数 $K_t = 1.3$ 。

②计算小齿轮传递的转矩。

$$T_2 = 95.5 \times 10^5 \frac{P_2}{n_2} = 95.5 \times 10^5 \frac{2.77}{129.95} = 20.36 \times 10^4 N \cdot m \quad (44)$$

③由表 10-7 选取齿宽系数 $\Phi_d = 1$ 。

④由表 10-6 查得材料的弹性影响系 $Z_E = 189.8 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

⑤由图 10-21d 按齿面硬度查得：

小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 MPa$

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2} = 550 MPa$

⑥由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1JL_h = 60 \times 510.71 \times (16 \times 300 \times 8) = 1.18 \times 10^9 \quad (45)$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_1} = \frac{1.18}{3.93} = 3 \times 10^8 \quad (46)$$

⑦由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 1.07$, $K_{HN2} = 1.12$

⑧计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{lim1}}{S} = 1.07 \times 600 MPa = 642 MPa \quad (47)$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{lim2}}{S} = 1.12 \times 550 MPa = 616 MPa \quad (48)$$

2) 计算

①试算小齿轮分度圆直径， $d_{1t} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\Phi_d} \times \frac{u+1}{u} (\frac{Z_E}{[\sigma_H]})^2}$ 代入 $[\sigma_H]$ 中较小值。

$$d_{1t} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 20.36 \times 10^4}{1} \times \frac{4.31+1}{4.31} (\frac{189.8}{616})^2} = 70.02 mm \quad (49)$$

②计算圆周速度。

$$v = \frac{\pi \times 70.02 \times 510.71}{60 \times 1000} = 1.87 m/s \quad (50)$$

③计算齿轮宽。

$$b = 70.02 mm \quad (51)$$

④计算齿宽与齿高之比。

$$\text{模数 } m_1 = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{70.02}{25} = 2.8 mm$$

$$\text{齿高 } h = 2.25m_1 = 2.25 \times 2.8 = 6.3 mm$$

$$\frac{b}{h} = \frac{70.02}{6.3} = 11.11$$

⑤计算载荷系数。

根据 $v = 1.87m/s$, 7 级精度, 由书 10 - 8 图表得动载荷系数 $K_v = 1.05$;

对直齿轮 $K_{H\alpha} = K + F\alpha = 1$;

由载荷状态均匀平稳查表得使用系数 $K_A = 1$;

从课本表 10-4 中的软齿面齿轮栏查得的小齿轮相对支承非对称布置、7 级精度时 $K_{H\beta} = 1.429$;

由 $\frac{b}{h} = 11.75$, $K_{H\beta} = 1.429$, 由图 10 - 13 得; 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{H\beta} = 1.5 \quad (52)$$

⑥ K_t 和 K 的数值相差较大, 所以按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 由公式得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 70.02 \times \sqrt[3]{\frac{1.5}{1.3}} = 73.44mm \quad (53)$$

⑦计算模数 m : $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{73.44}{25} = 2.94mm$

按齿根弯曲强度设计

由弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1KT_2}{\Phi_d z^2} \left(\frac{Y_{F\alpha} Y_{S\alpha}}{\sigma_F} \right)} \quad (54)$$

1) 确定公式内的各计算数值

①根据查表得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MPa$; 大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MPa$;

②由图 10 - 18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.96$, $K_{FN2} = 1.05$;

③计算弯曲疲劳许用应力。

疲劳安全系数 $S = S_F = 1.4$, 由 $[\sigma_F]$ 公式得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{0.96 \times 500}{1.4} = 342.86MPa \quad (55)$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1.05 \times 380}{1.4} = 285MPa \quad (56)$$

④计算载荷系数 K 。

$$K = 1 \times 1.06 \times 1 \times 1.39 = 1.473 \quad (57)$$

⑤查取齿形系数。

由书表 10 - 5 并用差值法得: $Y_{F\alpha1} = 2.52$, $Y_{F\alpha2} = 2.156$ 。

查取应力校正系数。

由书表 10 - 5 并用差值法得: $Y_{sa1} = 1.625$, $Y_{sa2} = 1.806$ 。

⑥计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{F\alpha} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$, 并加以比较。

$$\frac{Y_{F\alpha1} Y_{sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.52 \times 1.625}{342.86} = 0.001194 \quad (58)$$

$$\frac{Y_{F\alpha2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.156 \times 1.806}{285} = 0.01366 \quad (59)$$

显然大齿轮的数值大。

⑧设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 20.36 \times 10^4 \times 1.473}{30^2}} \times 0.01366 = 2.088mm \quad (60)$$

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 m 的大小主要取决于弯曲所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与直径的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 $2.088mm$ 并就近圆整为标准值 $m=2.25$ ，按接触强度算得分度圆直径 $d_1 = 73.44mm$ ，算出小齿轮齿数：

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{73.44}{2.25} = 33 \quad (61)$$

大齿轮齿数

$$z_2 = 4.31 \times 33 = 143 \quad (62)$$

4) 几何尺寸计算

①计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 33 \times 2.25 = 74.25 \quad (63)$$

$$d_2 = z_2 m = 143 \times 2.25 = 321.75 \quad (64)$$

②计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{74.25 + 321.75}{2} = 198mm \quad (65)$$

③计算齿轮宽度

$$b = 74.25mm \quad (66)$$

取 $B_2 = 74.25mm$, $B_1 = 79.25mm$ 。

5) 齿轮结构设计及绘制齿轮零件图

①齿轮结构的设计计算

由于

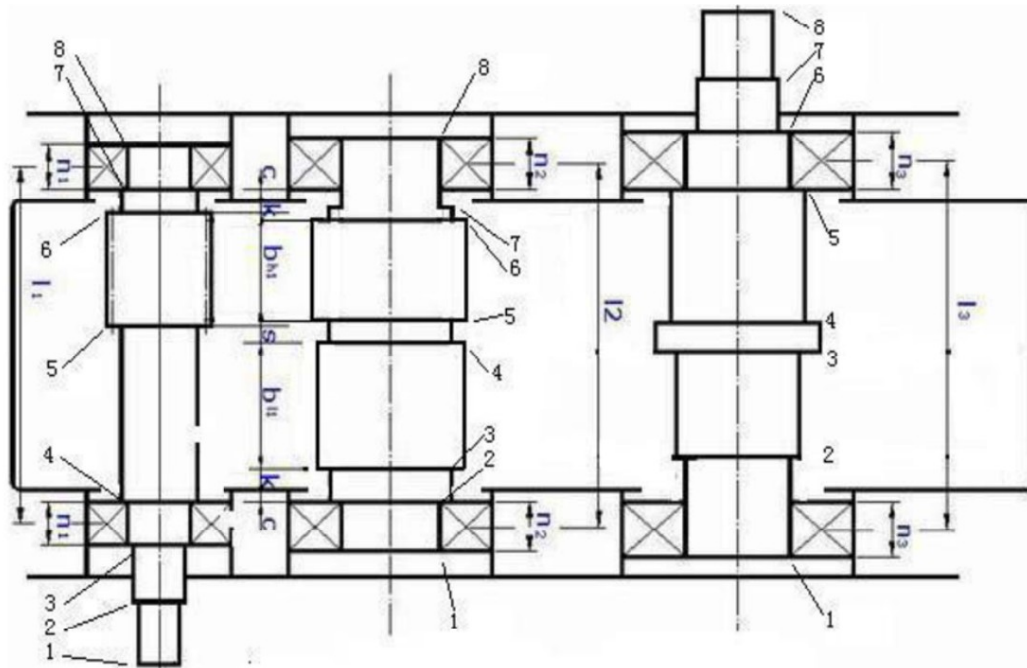
$$d_{a1} = (z_1 + 2h^*)m = (33 + 2) \times 2.25 = 78.75mm \leq 160mm \quad (67)$$

$$d_{a2} = (z_2 + 2h^*)m = (143 + 2) \times 2.25 = 326.25mm \leq 500mm \quad (68)$$

所以小齿轮做成实心结构齿轮，大齿轮做成腹板式结构齿轮。

七·轴，键，轴承的设计

布置图如下（此图主要表现轴的形状，齿轮、键、键槽等和一些交线没有画出）



输入轴的设计计算

轴上的功率、转速和转矩

由电动机的选择可知：

$$n_1 = \frac{n_m}{i} = 510.71 \text{ r/min} \quad (69)$$

$$P_1 = 2.9 \text{ kW} \quad (70)$$

$$T_1 = 54.40 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (71)$$

求作用在齿轮上的力

轴（高速级）的小齿轮的直径 $d_1 = 50 \text{ mm}$ ，有：

$$\text{圆周力: } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 5.44 \times 10^4}{50} = 2176 \text{ N}$$

$$\text{径向力: } F_r = F_t \tan \alpha = 2176 \times \tan 20^\circ = 707.025 \text{ N}$$

在安装从动带轮处作用在轴上压轴力：

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \times \sin$$

$$2 = 876.32 \text{ N} \quad (72)$$

据经验值，取 $F_0 = 1.3(F_0)_{\min}$ ：

$$F_p = 1.3 \times 876.32 = 1139.216 \text{ N} \quad (73)$$

初步确定轴的最小直径

按教材《机械设计》式（15-2）初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据表 15-3 取 $A_0 = 115$ ，于是得：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{2.9}{510.71}} = 20.52 \text{ mm} \quad (74)$$

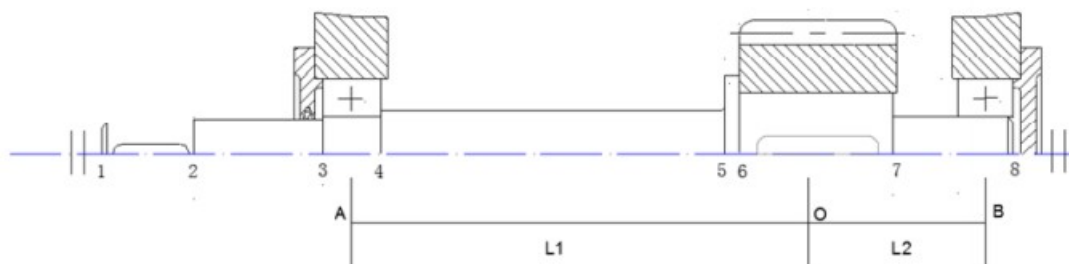
由于轴上必须开由两各键槽，所以最小直径按 13% 增大：

$$d_{min} = 20.52 + 20.52 \times 13\% = 23.19mm = 24mm \quad (75)$$

这是安装 V 带轮处的轴的直径，为使其与 V 带轮相适合，取 $d_{1-2} = 24mm$

轴的结构设计计算

1) 拟定轴上零件的装配方案



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 V 带轮的轴向定位要求，1-2 轴段右端需制出一轴肩 $h = (0.07 \sim 0.1)d$ ，取 $h = 0.08d$ ，故 2-3 段的直径 $d_{2-3} = 24 + 2 \times 0.08 \times 24 = 27.84 = 28mm$ ，右端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径 $D = 30$ 。带轮与轴配合的毂孔长度 $L = B = (z - 1)e + 2f = 2 \times 15 + 2 \times 9 = 48mm$ ，为了保证轴端挡圈只压在带轮上而不压在轴的端面上。故 1-2 段的长度应比轴配合的毂孔长度 $L = 48mm$ 略短，现取 $l_{1-2} = 45mm$ 。

② 初步选择滚动轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据 $d_{2-3} = 28mm$ ，由机械设计手册选型号为 61906，得尺寸为 $d \times D \times B = 30 \times 47 \times 9$ 。故 $d_{3-4} = d_{7-8} = 30mm$ ，而 3-4 轴段的长度可取为 $L_{3-4} = 9mm$ ，右端应用轴肩定位，取 $d_{4-5} = 30 + 30 \times 2 \times 0.08 = 34.8 = 35mm$ 。

③ 6-7 轴段装齿轮，为齿轮安装方便，该段值应略大于 7-8 轴段的直径，可取 $d_{6-7} = 38mm$ ，齿轮右端用套筒固定，为使套筒端面紧凑在齿轮做断面上 6-7 轴段的长度应比齿轮毂长略短，已知齿宽 $B_1 = 55mm$ ，故选取 6-7 轴段的长度为 $l_{6-7} = 52mm$ 。齿轮左端用轴肩固定，由此可确定 5-6 轴段的直径，取 $d_{5-6} = 38 + 2 \times 0.08 \times 38 = 44.08 = 45mm$ ，而 $l_{5-6} \geq 1.4 \times 0.08 \times 38 = 4.256mm$ ，取 $l_{5-6} = 6mm$ 。

④ 轴承端盖的总宽度为 20mm（由减速机器轴承端盖的结构而定）。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑剂的要求，取端盖的外端面与 V 带轮右端面的距离 $l = 30mm$ ，故取 $l_{2-3} = 20 + 30 = 50mm$ 。

⑤ 取齿轮距箱体内避之距离 $a = 16mm$ ，同时考虑到箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 s ， $s = 8mm$ 。故在轴的右端取 $l_{7-8} = B_1 + a + s + B - l_{6-7} = 55 + 16 + 8 + 9 - 52 = 36mm$ 。

⑥ 取中间轴上大齿轮和小齿轮之间的距离 $c = 15mm$ ，已知中间轴上大齿轮轮 $B_2 = 50mm$ 毂长，中间轴上小齿轮轮毂长 $B_1 = 79.25mm$ ，则

$$l_{4-5} = s + a + B_1 + c + \frac{B_2}{2} - \frac{75}{2} - l_{5-6} = 8 + 16 + 79.25 + 15 + 25 - 37.5 - 6 = 100mm \quad (76)$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。轴上零件的轴向定位，轴上的圆角和倒角尺寸

齿轮、V 带轮与轴的周向定位均采用平键联接，查表 6-1，得

齿轮：键尺寸参数 $b \times h = 12mm \times 8mm$ ， $L = 50mm$ ， $t = 6mm$ ；

V 带轮：键尺寸参数 $b \times h = 10mm \times 8mm$ ， $L = 50mm$ ， $t = 6mm$ 。

参考教材表 15-2，轴段左端倒角 $1 \times 45^\circ$ ，右端倒角取 $1.2 \times 45^\circ$ 。各轴肩处的圆角半径为 $R = 1.2mm$ 。

轴的受力分析，取齿轮齿宽中间点为力的作用点

1) 根据轴向所受的支反力，作出弯矩图；利用轴所传递的扭矩，作出扭矩图。

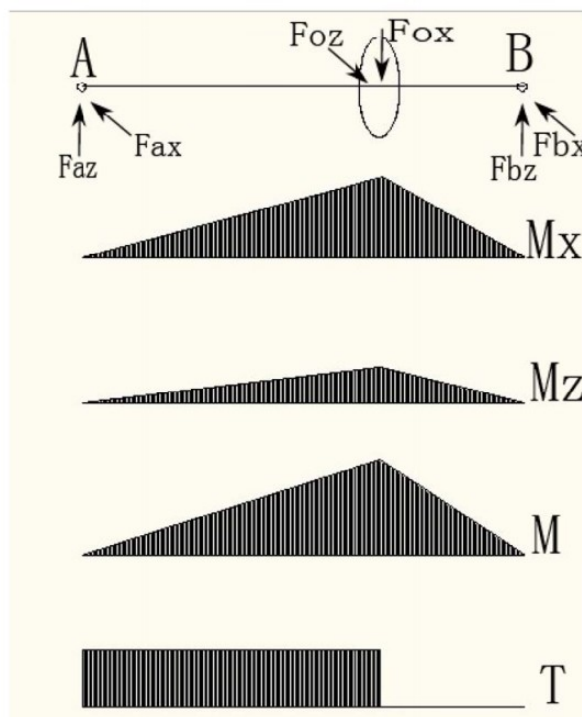


Figure 1: Caption

2) 计算支反力

水平支反力：

$$\Sigma M_A = 0, \text{ 有 } F_t L_1 - F_{RX}(L_1 + L_2) = 0$$

$$F_{BX} = \frac{F_t L_1}{L_1 + L_2} = \frac{2176 \times 136.5}{136.5 + 62} = 1497 N$$

$$F_{AX} = F_t - F_{BX} = 2176 - 1497 = 679 N$$

垂直面支反力：

$$\Sigma M_A = 0, \text{ 有 } F_r L_1 - F_{BZ}(L_1 + L_2) = 0$$

$$F_{BZ} = \frac{F_r L_1}{L_1 + L_2} = \frac{707.025 \times 136.5}{136.5 + 62} = 487 N$$

$$F_{AZ} = F_r - F_{BZ} = 707.025 - 487 = 221 N$$

计算轴 O 处弯矩

$$\text{水平面弯矩: } M_{OX} = F_{AX} L_1 = 93 N \cdot m$$

$$\text{垂直面弯矩: } M_{OZ} = F_{AZ} L_1 = 31 N \cdot m$$

$$\text{合成弯矩: } M_O = \sqrt{92^2 + 31^2} = 98 N \cdot m$$

$$\text{计算转矩: } T = T_1 = 54.4 N \cdot m$$

校核轴的强度

由合成弯矩图和转矩图知，O 剖面处弯矩最大，还有键槽引起的应力集中，故 O 处剖面左侧为危险截面，该处轴的抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{38^3 \pi}{32} = 5388 mm^3 \quad (77)$$

按弯矩合成应力校核轴的强度, 对于单向转动的转轴, 通常转矩按脉动循环处理, 故取折合系数, 则 $\alpha = 0.6$

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_O^2 + (T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{96.41^2 + (0.6 \times 54.4)^2}}{5388} = 18.9 MPa \quad (78)$$

前面已选定轴的材料为 45 钢, 调制处理, 由表 15-1 查得 $\sigma \leq \sigma_{-1} = 60 MPa$, 故安全。

校核键的连接强度

1) V 带轮的键: $\sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{6 \times 50 \times 20} = 18.1 MPa$

查表 6-2 得 $[\sigma_p] = 100 - 120 MPa$, $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ 。故强度足够, 键校核安全

2) 齿轮的键: $\sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{6 \times 50 \times 38} = 9.5 MPa$

查表 6-2 得 $[\sigma_p] = 100 - 120 MPa$, $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ 。故强度足够, 键校核安全校核轴承的寿命

1) 校核轴承 A 和计算寿命

径向载荷 $F_{Ar} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AZ}^2} = 707.56 N$, 查表 13-6, 按载荷系数得 $f = 1.2$, 取 $f = 1.1$, 当量动载荷 $P_A = f F_{Ar} = 778.316 < C_r = 13700 N$, 校核安全。

该轴承寿命为: $L = \frac{10^6}{60 n_1} \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^3 = 10112 h$

2) 校核轴承 B 和计算寿命

径向载荷 $F_{Br} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BZ}^2} = 1580.42 N$, 查表 13-6, 按载荷系数得 $f = 1.2$, 取 $f = 1.1$, 当量动载荷 $P_A = f F_{Br} = 1738.46 < C_r = 13700 N$, 校核安全。

该轴承寿命为: $L = \frac{10^6}{60 n_1} \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^3 = 2027 h$

中间轴的设计计算

中间轴上的功率、转速和转矩

由前面算得, 功率 $P_2 = 2.63 kW$, 转速 $n_2 = 129.95 r/min$, 转矩 $T_2 = 203.19 N$

作用在齿轮上的力

1) 小齿轮

分度圆直径: $d_1 = 74.25 mm$

作用在齿轮上的圆周力: $F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 203.19}{74.25 \times 10^{-3}} = 5474 N$

作用在齿轮上的径向力: $F_r = F_t \tan \alpha = 5474 \times \tan 20^\circ = 1779 N$

2) 大齿轮

分度圆直径: $d_1 = 321.75 mm$

作用在齿轮上的圆周力: $F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 203.19}{321.75 \times 10^{-3}} = 12634 N$

作用在齿轮上的径向力: $F_r = F_t \tan \alpha = 1264 \times \tan 20^\circ = 411 N$

初步确定中间轴的最小直径

由于减速器的功率不大, 对其重量和尺寸也无特殊要求, 故选取轴的材料为 45 钢, 调制处理。根据表 15-3, 查得 $A_0 = 126 - 103$, 取 $A_0 = 115$, 于是得:

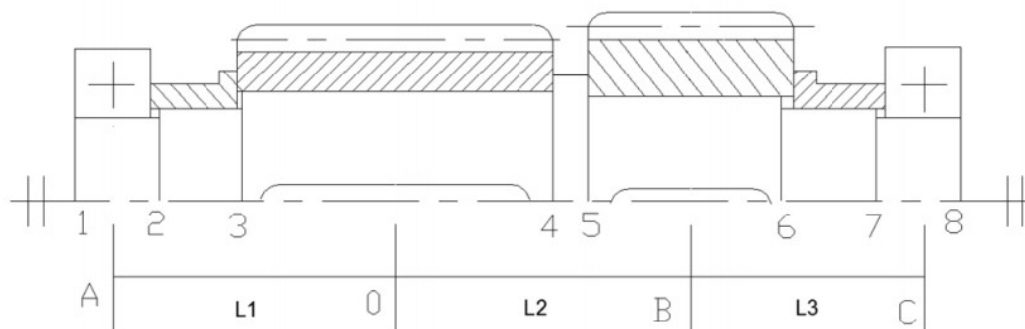
$$d_{min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 115 \sqrt[3]{\frac{2.77}{129.95}} = 31.89 mm \quad (79)$$

由于轴上必须开由两各键槽, 所以最小直径按 13% 增大:

$$d_{min} = (31.89 + 31.89 \times 0.13) = 36.04 mm = 37 mm \quad (80)$$

轴的结构设计

(1) 拟定轴上零件的装配方案



2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

①初步选择滚动轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据与之相配合的轴的直径的最小直径为 37mm ，有机械设计手册选型号 61908，得尺寸 $d \times D \times B = 40\text{mm} \times 62\text{mm} \times 12\text{mm}$ 。故 $d_{1-2} = d_{7-8} = 40\text{mm}$, $l_{1-2} = l_{7-8} = 12\text{mm}$ 。左右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位，可取 $d_{2-3} = d_{6-7} = 40 + 2 \times 0.08 \times 40 = 46.4 = 47\text{mm}$ ，安装大小齿轮的轴段也为轴肩定位，故可取 $d_{3-4} = d_{5-6} = 47 + 2 \times 0.08 \times 47 = 54.52 = 55\text{mm}$ 。

②大齿轮的右端与右轴承、小齿轮的左端与左轴承都常用套筒定位。大、小齿轮的轮毂宽度分别为 $B_2 = 50\text{mm}$ $B_1 = 79.25\text{mm}$ ，为了使套筒端面可靠地压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度约为 2mm ，故取 $l_{3-4} = 54\text{mm}$, $l_{5-6} = 50\text{mm}$ 。大齿轮的左端与小齿轮的右端采用轴环定位，轴肩高度 $h > 0.07 \sim 0.1d$ ，则轴环处的直径 $d_{4-5} = 55 + 55 \times 2 \times 0.08 = 64\text{mm}$ 。由前面主动轴的计算可知轴环宽度，即两齿轮间隙 $l_{4-5} = 15\text{mm}$ 。由前面主动轴的计算，可以得到 $l_{2-3} = 36\text{mm}$, $l_{6-7} = 30\text{mm}$ 。至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

3) 轴上零件的周向定位、轴上的圆角和倒角尺寸

齿轮与轴的周向定位均采用平键联接，查表 6-1，得

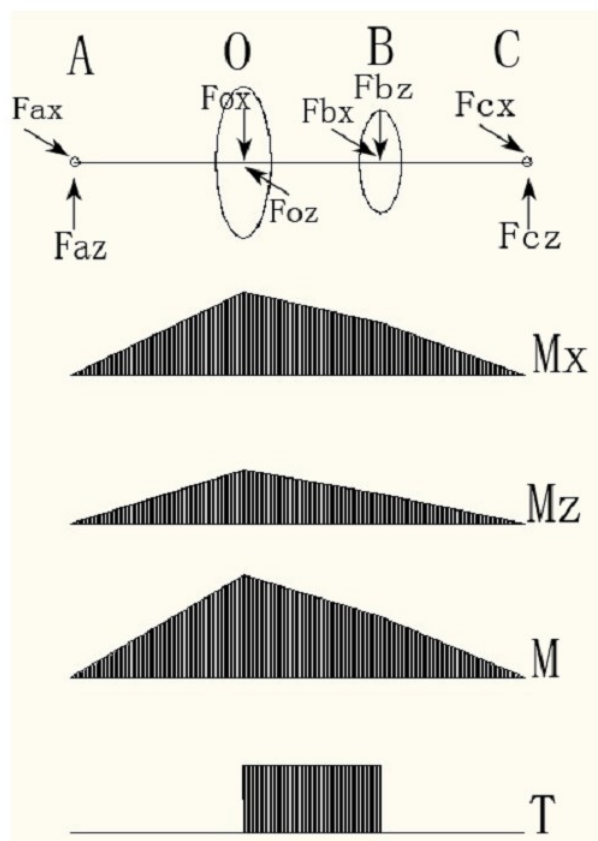
小齿轮：键尺寸参数 $b \times h = 16\text{mm} \times 10\text{mm}$ ， $L = 45\text{mm}$ ；

大齿轮：键尺寸参数 $b \times h = 20\text{mm} \times 12\text{mm}$ ， $L = 45\text{mm}$ 。

参考教材表 15-2，轴段倒角取 $2 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径为 $R = 2.0\text{mm}$

4) 轴的受力分析，取齿轮齿宽中间点为力的作用点

①根据轴所受的支反力，作出弯矩图；利用轴所传递的扭矩，作出扭矩图：



②计算支反力

水平支反力: $F_{Cx} = 998N, F_{Ax} = 3541N$

垂直面支反力: $F_{Cz} = 1252N, F_{Az} = 1576N$,

计算弯矩

水平面弯矩: $M_{Ox} = 328N \cdot m, M_{Bx} = 68N \cdot m$

垂直面弯矩: $M_{Oz} = 163N \cdot m, M_{Bz} = 100N \cdot m$

合成弯矩:

转矩: $T = T_2 = 203.19Nm$

5) 校核轴的强度

由合成弯矩图和转矩图知, O 剖面处弯矩最大, 还有键槽引起的应力集中, 故 O 剖面处为危险截面, 该处轴的抗弯截面系数为:

$$W = \frac{55^3 \pi}{32} = 16334 mm^3 \quad (81)$$

按弯矩合成应力校核轴的强度, 对于单向转动的转轴, 通常转矩按脉动循环处理, 故取折合系数, 则

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_O^2 + (\alpha T)^2}}{W} = 18.2 MPa \quad (82)$$

前面已选定轴的材料为 45 钢, 调制处理, 由表 15-1 查得, 因 $\Sigma = 60 MPa$, 故安全。

6) 校核键的连接强度

① V 带轮的键: $\sigma = 28.4 MPa$

查表 6-2 得 $\sigma = 100 - 120 MPa$ 。故强度足够, 键校核安全。

② 齿轮的键: $\sigma = 43.4 MPa$

查表 6-2 得 $\sigma = 100 - 120 \text{ MPa}$ 。故强度足够，键校核安全。

7) 校核轴承的寿命

① 校核轴承 A 和计算寿命

径向载荷 $F_{Ar} = 3845 \text{ N}$ ，查表 13-6，按载荷系数得取 $f=1.1$ ，当量动载荷 $P_A = 4230 \text{ N} < 16600 \text{ N}$ ，校核安全。

该轴承寿命为： $L_{AH} = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^3 = 7025 \text{ h}$

② 校核轴承 B 和计算寿命

径向载荷 $F_{Br} = 1420 \text{ N}$ ，查表 13-6，按载荷系数得取 $f=1.1$ ，当量动载荷 $P_B = 1562 \text{ N} < 16600 \text{ N}$ ，校核安全。

该轴承寿命为： $L_{BH} = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_B} \right)^3 = 10440 \text{ h}$ 。

从动轴的设计计算

求输出轴上的功率、转速和转矩

由前面算得，功率 $P_3 = 2.63 \text{ KW}$ ，转速 $n_3 = 43.03 \text{ r/min}$ ，转矩 $T_3 = 583.20 \text{ N}$ 。

求作用在齿轮上的力

已知低速级大齿轮的分度圆直径 $d_2 = 321.75 \text{ mm}$

作用在齿轮上的圆周力： $F_t = \frac{2 \times 583.20}{321.75 \times 10^{-3}} = 3626 \text{ N}$

作用在齿轮上的径向力： $F_r = 3626 \times \tan 20 = 1179 \text{ N}$

初步确定从动轴的最小直径，同时选择联轴器

由于减速器的功率不大，对其重量和尺寸也无特殊要求，故选取轴的材料为 45 钢，调制处理。根据表 15-3，查得取 $A_0 = 115$ ，于是得：

$$d_{min} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{2.63}{43.03}} = 45.30 \text{ mm} \quad (83)$$

由于轴上必须开由两各键槽，所以最小直径按 13

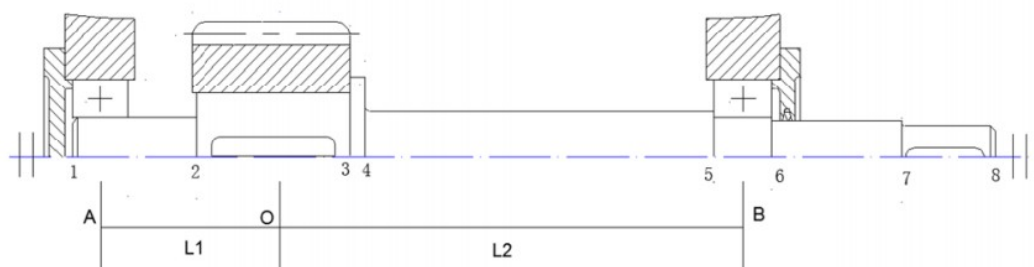
$$d_{min} = 45.30 + 45.30 \times 0.13 = 52 \text{ mm} \quad (84)$$

直径安装联轴器，为使所选的轴直径 d_{7-8} 与联轴器的孔径相适应，故同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$ ，查表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取 $K = 1.3$ ，于是： $T_{ca} = 1.3 \times 583.20 = 759 \text{ N}$ 。

按照计算转矩应小于联轴器公称转矩的条件，查手册，选用 HL5 型弹性柱销联轴器，其公称转矩为 2000 Nm 。半联轴器的孔径 $d_1 = 65 \text{ mm}$ ，故取 $d_{7-8} = 65 \text{ mm}$ ，半联轴器长度 $L = 142 \text{ mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 107 \text{ mm}$ 。

轴的结构设计

1) 拟定轴上零件的装配方案



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要求，7-8 轴段左端需制出一轴肩，故 6-7 段的直径 $d_{6-7} = 65 + 65 \times 2 \times 0.08 = 76\text{mm}$ ，右端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径 $D=80\text{mm}$ 。为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上，故 7-8 段的长度应比半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 107\text{mm}$ 略短一些，现取 $L_{7-8} = 104\text{mm}$ 。

② 初步选择滚动轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据，由机械设计手册选型号为：16018，得其尺寸为 $d \times D \times B = 90 \times 140 \times 16$ 。故 $d_{5-6} = d_{1-2} = 90\text{mm}$ ，而 5-6 轴段长度可取为 $l_{5-6} = 16\text{mm}$ ，左端应用轴肩定位，取 $d_{4-5} = 100\text{mm}$ 。

③ 1-2 轴段右端用轴肩定位，为了便于 2-3 轴段齿轮的安装，该段直径应略大于 1-2 轴段的直径，可取 $d_{2-3} = 116\text{mm}$ 。齿轮左端用套筒固定，为使套筒端面靠紧在齿轮左端面上，2-3 轴段的长度应比齿轮毂长度略短，已知齿宽 $B_2 = 74.25\text{mm}$ ，故取 2-3 轴段的长度为 $l_{2-3} = 72\text{mm}$ 。

④ 齿轮右端用轴肩定位，由此可确定 3-4 轴段的直径，取 $d_{3-4} = 134\text{mm}$ ，而 $l > 1.4h = 12.99\text{mm}$ ，取 $l_{3-4} = 14\text{mm}$ 。在轴的左端，由前面的计算可得 $l_{1-2} = 29\text{mm}$ 。同样可由前面的计算得出 $l_{4-5} = 86\text{mm}$ 。

⑤ 轴承端盖的总宽度为 20mm （有减速器机轴承端盖的结构设计的、而定）。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑剂的要求，取端盖的外端面与半联轴器右端面的距离 $l = 30\text{mm}$ ，故取 $l_{6-7} = 50\text{mm}$ 。至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

3) 轴上零件的轴向定位，轴上的圆角和倒角尺寸

齿轮、V 带轮与轴的周向定位均采用平键联接，查表 6-1，得

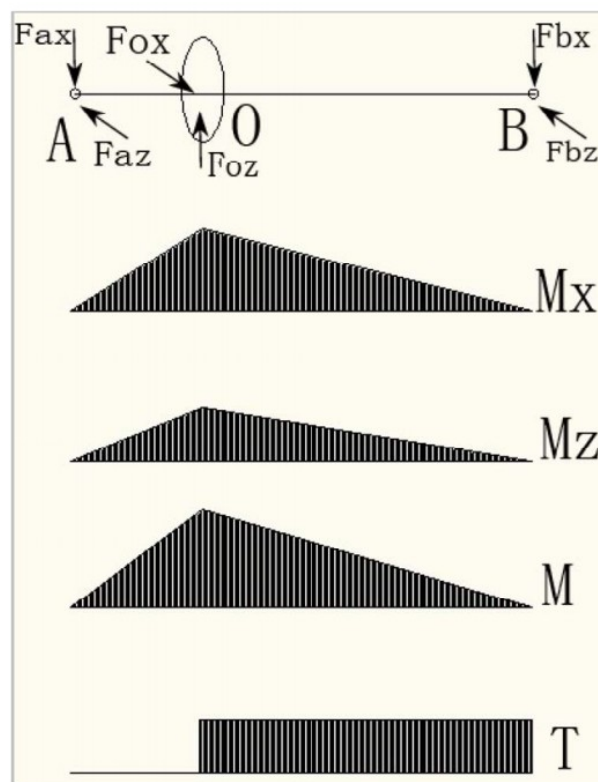
齿轮：键尺寸参数 $b \times h = 32\text{mm} \times 18\text{mm}$, $L = 60\text{mm}$ ；

联轴器：键尺寸参数 $b \times h = 25\text{mm} \times 14\text{mm}$, $L = 80\text{mm}$ 。（平头平键）

参考教材表 15-2，轴段倒角取 $2 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径为 $R = 2.0\text{mm}$ 。

4) 轴的受力分析，取齿轮宽中间点为力的作用点

① 根据轴所受的支反力，作出弯矩图；利用轴所传递的扭矩，作出扭矩图：



② 计算支反力

$$\text{水平支反力: } F_{BX} = \frac{3626 \times 50.5}{50.5 + 144} = 742N, F_{AX} = 3626 - 942 = 2685N$$

$$\text{垂直面支反力: } F_{BZ} = \frac{1179 \times 50.5}{50.5 + 144} = 307N, F_{BZ} = 1179 - 307 = 872N,$$

计算弯矩

$$\text{水平面弯矩: } M_{Ox} = 136N \cdot m$$

$$\text{垂直面弯矩: } M_{OZ} = 120N \cdot m$$

$$\text{合成弯矩: } M_O = \sqrt{136^2 + 120^2} = 182N$$

$$\text{转矩: } T = T_3 = 583.20Nm$$

5) 校核轴的强度

由合成弯矩图和转矩图知, O 剖面处弯矩最大, 还有键槽引起的应力集中, 故 O 处剖面左侧为危险截面, 该处轴的抗弯截面系数为

$$W = \frac{116^3 \pi}{32} = 153241mm^3 \quad (85)$$

按弯矩合成应力校核轴的强度, 对于单向转动的转轴, 通常转矩按脉动循环处理, 故取折合系数 $\alpha = 0.6$, 则

$$\sigma = 2.7MPa \quad (86)$$

前面已选定轴的材料为 45 钢, 调制处理, 由表 15-1 查得 $\sigma = 60MPa$, 故安全。

6) 校核键的连接强度

$$\text{① 联轴器的键: } \sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{5 \times 80 \times 60} = 24.3MPa$$

查表 6-2 得 $\sigma = 100 - 120MPa$ 。故强度足够, 键校核安全

$$\text{② 齿轮的键: } \sigma_p = \frac{2T_1 \times 10^3}{14 \times 60 \times 116} = 11.9MPa$$

查表 6-2 得 $\sigma = 100 - 120MPa$ 。故强度足够, 键校核安全

7) 校核轴承的寿命

① 校核轴承 A 和计算寿命

径向载荷, 查表 13-6, 按载荷系数得 $F_{Ar} = 2686N < C_r = 28000N$, 取 $f=1.1$, 当量动载荷 $P_A = 1.1 \times 2686 = 2955N$, 校核安全。

$$\text{该轴承寿命为: } L_{Ah} = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^3 = 329518h$$

② 校核轴承 B 和计算寿命

径向载荷, 查表 13-6, 按载荷系数得 $F_{Br} = 1128N < C_r = 28000N$, 取 $f=1.1$, 当量动载荷 $P_B = 1241N$, 校核安全。

$$\text{该轴承寿命为: } L_{Ah} = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{C_r}{P_B} \right)^3 = 4448732h$$

八·减速机机体设计计算

1	箱座壁厚	$\delta = 0.025a + \Delta \geq 8, 20mm$
2	箱盖壁厚	$\delta = (0.85 \sim 1)\delta = 20mm$
3	箱座凸缘厚度	$b=1.5\delta = 15mm$
4	箱盖凸缘厚度	$b_1 = 15mm$
5	箱座底凸缘厚度	$b_2 = 25mm$
6	地底螺钉直径	$d_f = 0.036a + 12 \geq 20 \text{ M}24$
7	地底螺钉数目	$n=4$
8	轴承旁联接螺栓直径	$d_1 = 18mm \text{ M}18$
9	箱盖与箱座联接螺栓直径	$d_2 = 12mm, \text{ M}12$
10	联接螺栓的间距	$l=170mm$
12	窥视孔盖螺钉直径	$d_4 = 7.2mm, \text{ M}8$
13	定位销直径	$d=9.6mm$
14	$d_f \ d_1 \ d_2,$	$C_1 = 22, C_2 = 20, C_1 = 26, C_2 = 24 \ C_2 = 20, C_1 = 26, C_2 = 24$
15	轴承旁凸台半径	$R_1 = C_2 = 20mm \ R_1 = C_2 = 20mm$
16	凸台高度	$l_1 = C_1 + C_2 + (5 \sim 10) = 47mm, h = 58mm$
17	箱体外壁至轴承座端面距离	
19	大齿轮齿顶圆与内箱壁距离	$\Delta_1 \geq 12mm$
20	齿轮端面与内箱壁距离	$\Delta_2 = 12mm$
21	箱盖, 箱座筋厚	$m_1 = 8.5mm \ m = 8.5mm$
22	轴承端盖外径	$D_2 = 140mm, 175mm$
23	轴承旁联接螺栓距离	$S=D_2 = 200mm$
24	箱底至箱底内壁的距离	$\Delta_6 = 20mm$
25	减速器中心高	$H \geq 233mm$
26	箱体内壁至轴承座孔端面的距离	$L_1 = 57mm$
27	轴承端盖凸缘厚度	$e=5mm$
28	轴承端面至箱体内壁的距离	$\Delta_3 = 27mm$
29	旋转零件间的轴向距离	$\Delta_4 = 14mm$
30	齿轮顶圆至轴表面的距离	$\Delta_5 \geq 10mm$

九·润滑与密封

润滑方式的选择

在减速器中, 有效的润滑可以减少相对运动表面间的摩擦、磨损和发热, 还可起到冷却、散热、防锈、冲洗金属磨粒和降低噪声等作用, 保证了减速器的正常工作及其寿命。

润滑剂的选择

计算齿轮圆周速度:

$$v_1 = v_2 = \frac{\pi d n_1}{60 \times 1000} < 2m/s \quad (87)$$

$$v_3 = v_4 = \frac{\pi d n_2}{60 \times 1000} = 2m/s \quad (88)$$

由于齿轮的圆周速度均小于 $12m/s$, 可以将箱体内最大的齿轮轮齿侵入油池中进行浸油润滑。各个齿轮速度均小于 $2m/s$, 考虑到润滑脂承受的负荷能力较大、粘附性较好、不易流失, 所以轴承采用脂润滑。由于该减速器是一班齿轮减速器, 故选用 N200 工业齿轮油, 轴承选用 ZGN-2 润滑油。

密封方式的选择

输入轴和输出轴得外伸处, 为防止润滑脂外漏及外界的灰尘等造成轴承的磨损或腐蚀, 要求设置密封装置。因轴的表面圆周速度小于 $3.5m/s$, 所以采用毛毡圈油封, 即在轴承盖上开出梯形槽, 将毛毡按标准制成环

形，放置在梯形槽中以与轴密合接触；或在轴承盖上开缺口放置毡圈油封，然后用另一个零件压在毡圈油封上，以调整毛毡密封效果，它的结构简单，价格低廉。

十·减速器附件设计

窥视孔盖和窥视孔

由于减速器属于中小型，查表可确定其尺寸如下

检查孔尺寸 (mm)		检查孔盖尺寸 (mm)						
b	L	b1	L1	b2	L2	R	孔径 d4	孔数 n
68	120	100	150	84	135	5	635	4

放油螺塞

d	D0	L	h	b	D	S	e	d1	H
M18*15	25	27	15	3	28	21	24.2	15.8	2

游标

为了确定油度位置，采用隔离套。查表确定尺寸如下：

d	d1	d2	d3	h	a	b	c	D	D1
M12	4	12	6	28	10	6	4	20	16

通气孔

d	D	D1	S	L	I	a	d1
M2*15	30	25.4	22	28	15	4	6

启盖螺钉

由查表确定尺寸如下：

为了便于开启箱盖，在箱盖侧边凸缘上安装一个起盖螺钉，螺钉螺纹要高出凸缘厚度，螺钉端部成圆柱形。

定位销

为保证箱体轴承座的镗制和装配精度，需在箱体分箱面凸缘长度方向两侧各安装一个圆锥定位销。定位销直径 $d = (0.7 \sim 0.8) d_2$ ， d_2 为凸缘上螺栓直径，长度于分箱面凸缘总厚度。

环首螺钉、吊环和吊钩

:

d	d1	D	d2	h1	I	h	r1	r	a1	d3	a	b	D2	h2	d1
M16	14	34	34	12	28	31	6	1	6	13	4	16	22	4.5	62

十一·设计总结

系统了所学的专业知识。贯穿了工程力学、材料力学、机械原理以及机械设计等的知识，使所学知识得以融会贯通。并温故而知新，对知识有了一个更深层次的理解。

培养了自己的基本素质，学会查阅手册，借鉴经验。学会了基本的设计思路，积累了经验。

养成了严谨认真的设计作风。在设计中，一定要认真对待每一个环节，一个数据的错误、一会的烦躁不安都足以使设计失败。

提升自我分析和处理解决问题的能力，提升对轴，轴承，齿轮等件的理解。

提升了设计物品的操作水平，由略带生疏到现在可以比较熟练地操作。

十二·参考文献

- (1) 濮良贵, 纪名刚. 机械设计. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- (2) 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理. 7 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- (3) 刘鸿文. 材料力学. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- (4) 数字化手册编委会. 机械设计手册新编软件版 2008. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- (5) 周静卿, 张淑娟, 赵凤芹. 机械制图与计算机绘图. 北京: 中国农业大学出版社, 2004