

湖 南 理 工 学 院

课 程 设 计 报 告 书

题 目： 带式输送机的单级斜齿圆柱齿轮减速器

院 部： 机械工程学院

专 业： 机械设计制造及其自动化

班 级： 机自 08-1BF

姓 名： _____

学 号： _____

2011 年 01 月 01 日

目 录

1 设计任务.....	- 4 -
1.1 设计题目：带式输送机的传动装置.....	- 4 -
1.2 技术要求.....	- 4 -
1.3 工作要求.....	- 4 -
2 电动机的选择.....	- 8 -
2.1 传动参数的计算.....	- 8 -
2.2 电机的选择.....	- 9 -
3 运动和动力参数计算.....	- 9 -
3.1 传动比分配.....	- 9 -
3.2 各轴的转速计算.....	- 9 -
3.3 各轴输入功率计算.....	- 9 -
3.4 各轴输入扭矩计算.....	- 10 -
4 V 带轮的设计计算.....	- 10 -
4.1 确定计算功率.....	- 10 -
4.2 选择 V 带的类型.....	- 10 -
4.3 确定带轮基准直径并验证带速.....	- 10 -
4.4 确定传动中心距和 V 带的基准长度.....	- 10 -
4.5 验算小带轮上的包角.....	- 11 -
4.6 计算 V 带的根数.....	- 11 -
4.7 计算单根 V 带的初拉力的最小值.....	- 11 -
4.8 计算带传动的压轴力.....	- 12 -
5 齿轮传动的设计计算.....	- 12 -
5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....	- 12 -
5.2 按齿面接触强度设计.....	- 12 -
5.3 按齿根弯曲强度.....	- 13 -
5.4 几何尺寸计算.....	- 15 -
6 从动轴系零件的设计计算.....	- 16 -
6.1 选择轴的材料.....	- 16 -
6.2 初算轴径，联轴器的选择.....	- 16 -
6.3 轴的结构设计.....	- 16 -
6.4 绘制轴承的弯扭矩图，对危险截面进行强度计算.....	- 18 -
7 主动轴系零件的设计计算.....	- 22 -
7.1 选择轴的材料.....	- 22 -
7.2 初算轴径，联轴器的选择.....	- 22 -
7.3 轴的结构设计.....	- 23 -
7.4 绘制轴承的弯扭矩图，对危险截面进行强度计算.....	- 23 -
8 键连接的选择及校核.....	- 27 -

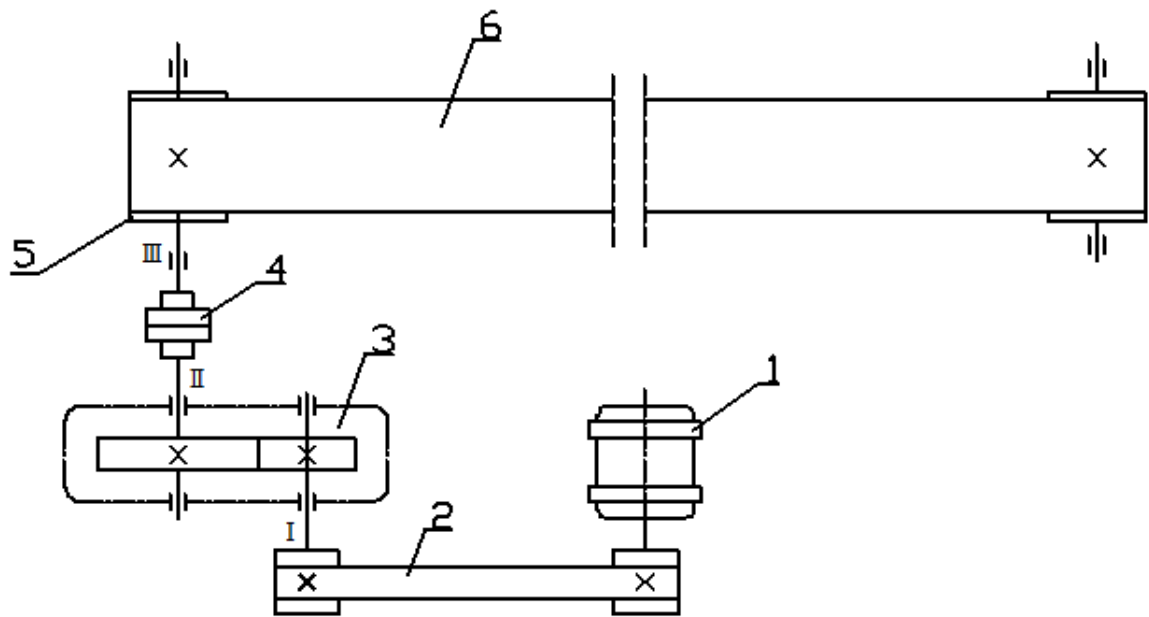
8.1 从动轴键联接的类型和尺寸	- 27 -
8.2 主动轴键联接的类型和尺寸	- 28 -
9 滚动轴承的选型及寿命计算	- 28 -
9.1 主动轴上的轴承校核	- 28 -
9.2 从动轴上的轴承校核	- 29 -
10 联轴器的选择及校核	- 30 -
10.1 从动轴上联轴器的选择	- 30 -
11 箱体及附件的结构设计和计算	- 31 -
11.1 确定减速器铸造箱体的结构尺寸	- 31 -
11.2 螺栓、螺钉直径的确定	- 31 -
11.3 窥视孔和视孔盖	- 32 -
11.4 通气器的确定	- 32 -
11.5 起吊装置吊环螺钉的确定	- 32 -
11.6 油面指示器的确定	- 32 -
11.7 油孔和螺塞的确定	- 33 -
11.8 起盖螺钉的确定	- 33 -
11.9 定位销的确定	- 33 -
12 绘制减速器装配图	- 附图 -
13 零件图	- 附图 -
14 其他技术说明	- 33 -
15 设计总结	- 33 -
参考文献	- 34 -

机械设计课程设计任务书

1. 课程设计的内容和要求(包括原始数据、技术要求、工作要求等)：

1.1 设计题目：带式输送机的传动装置的设计

1. 传动布置方案



图一:(传动装置总体设计图)

1—电动机；2-带传动；3-减速器；4-联轴器；5-滚筒；6-传动带

2. 已知条件：

- (1) 运输带工作拉力 $F=7000\text{N}$ ；
- (2) 运输带速度 $V=1.1\text{m/s}$ ；
- (3) 卷筒直径 $D=400\text{mm}$ ；

3. 设备工作条件，常温下工作，连续单向运转，载荷平稳，单班制，工作 10 年，使用寿命为 10 年。

1.2 技术要求

1. 电动机的选择与运动参数计算；
2. 齿轮传动的设计计算；
3. 轴的设计；
4. 滚动轴承的选择；
5. 键和联轴器的选择与校核；
6. 装配图、零件图的绘制；
7. 设计计算说明书的编写；

1.3 工作要求

1. 学生应当在指导老师指导下完成设计,必须独立完成设计任务,严禁抄袭,一经发现成绩以不及格计,并给予批评教育各严肃处理。

2. 课程设计期间要严格遵守学习纪律,在此期间缺勤 1/3 以上,成绩以不及格计。

3. 课程设计报告书一律打印在 A4 纸上,同时配上封面装订成册。

机械设计课程设计任务书

2. 对课程设计成果的要求[包括图表、实物等硬件要求]：

1. 要求

- (1)说明书要认真、准确、条理清晰，参考文献要注明出处
- (2)按 word 排版，公式编辑器编辑公式
- (3)图纸按 CAD 作图，数据准确，图面整洁

2. 任务

- (1) 减速器总装配图一张
- (2) 齿轮、轴零件图各一张
- (3) 设计说明书一份

3. 主要参考文献：

- 要求按国标 GB 7714—87 《文后参考文献著录规则》书写，
 - [1] 濮良贵，纪名刚.机械设计.第八版.北京:高等教育出版社,2009
 - [2] 吴宗泽，罗圣国.机械设计课程设计手册.第3版.北京：高等教育出版社，2008
 - [3] 李育镒.机械设计课程设计.北京：高等教育出版社，2009
 - [4] 王兰美.机械制图.北京:高等教育出版社,2006
 - [5] 刘鸿文.材料力学.第4版.北京:高等教育出版社,2008
 - [6] 李迎春.AutoCAD2007 机械绘图实用教程.北京:中国电力出版社,2009

4. 课程设计工作进度计划：

序号	起迄日期	工作内容
1	12.20~12.21	设计前准备工作(接受设计任务、收集资料、准备工具)
2	12.21~12.22	确定传动方案、选择电动机、传动零件设计计算
3	12.22~12.24	轴的设计计算
4	12.24~12.25	轴承、键、联轴器及润滑剂的选择
5	12.25~12.28	装配图设计及复核计算
6	12.28~12.30	零件工作图设计
7	12.30	整理设计说明书及课程设计体会和收获

8	12.31	上交机械课程设计成果
---	-------	------------

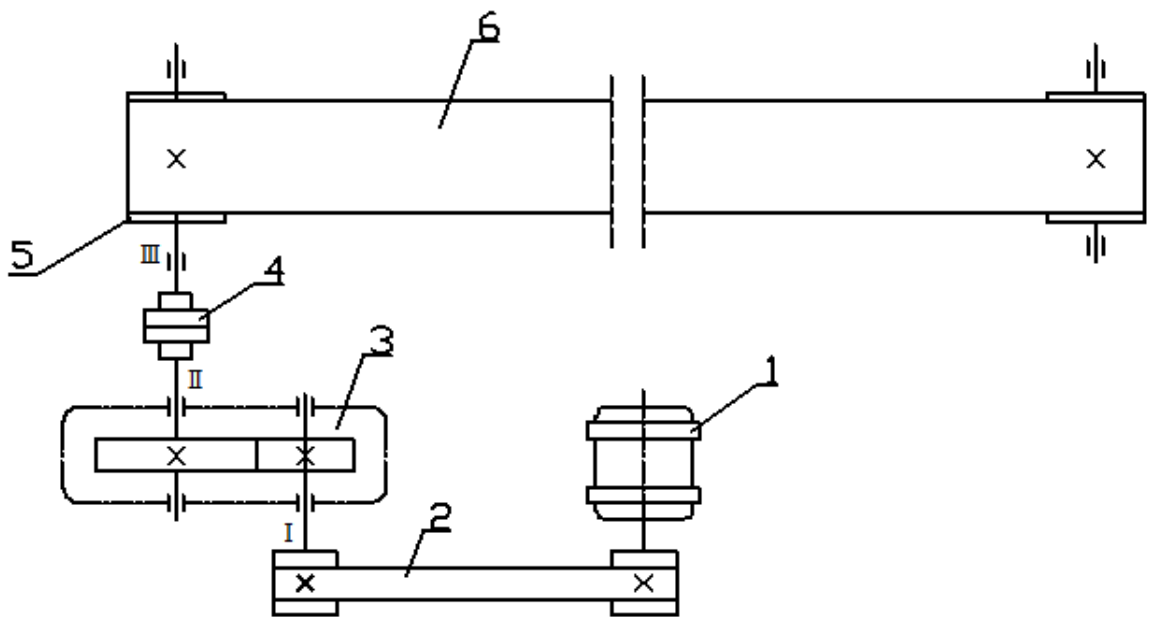
指导教师	王清	日期：	2010年 12月 31日
------	----	-----	---------------

引言

设计带式运输机的单级斜齿轮圆柱齿轮减速器，用于码头运型砂。其传动系统如图所
示。运输带工作拉力 $F=7000\text{N}$ ，运输带工作速度 $v=1.1\text{m/s}$ ，卷筒直径 $D=400\text{mm}$ 。单班制工
作，连续单项运转，载荷平稳，使用寿命为 10 年（其中带、轴寿命为 3 年以上）。

1 传动方案设计

带传动传动平稳、吸振且能起到过载保护作用，故在高速级布置一级传动。在带传动
与传送带之间布置一台单级斜齿圆柱齿轮减速器，轴端连接选择弹性联轴器。图 1 所示为
该传动装置的传动系统简图。



图一:(传动装置总体设计图)

1—电动机；2-带传动；3-减速器；4-联轴器；5-滚筒；6-传动带

2 电动机的选择

传送带的输入转速为

$$n_w = 60v / D\pi = 60 \times 1.1 / (0.4 \times 3.14) = 52.55 \text{ r/min}$$

传送带所需功率为

$$P_w = FV = 7000 \times 1.1 \text{ W} = 7.7 \text{ kW}$$

传动装置的总效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^4 \eta_4 \eta_5 = 0.99 \times 0.97 \times 0.98^4 \times 0.94 \times 0.94 = 0.78$$

式中 η_1 ——弹性联轴器的效率，取 0.99；

η_2 ——齿轮啮合传动（齿轮为 8 级精度）的效率，取 0.97；

η_3 ——一对轴承的效率，取 0.98；

η_4 ——传送带机构的效率，取 0.94；

η_5 ——V带传动效率，取0.94。

电动机所需工作功率为

$$P_d = P_w / \eta = 7.7 / 0.78 kW = 9.9 kW$$

根据动力源和工作条件，电动机的类型选用Y系列三相异步电动机。电动机选择常用的两种同步转速：1500r/min和1000r/min，以便比较。

根据电动机所需功率和同步转速，查表8-53确定电动机型号为Y160M-4或Y160L-6。传动系统的总传动比为

$$i = n_m / n_w$$

式中 n_m ——电动机满载转速；

n_w ——传送带机构输入转速。

根据电动机型号查表8-54确定外伸轴径、外伸轴长度、中心高等参数。将计算数据和查表数据填入表一，便于比较。

表一：电动机的数据及总传动比

方案	电动机型号	额定功率/kW	同步转速/(r/min)	满载转速/(r/min)	总传动比	外伸轴径/mm	外伸轴长度/mm	中心高/mm
1	Y160M-4	11	1500	1460	27.78	42	110	160
2	Y160L-6	11	1000	970	18.46	42	110	160

因为变速箱采用单级斜齿轮圆柱齿轮变速，总传动比不能过高，虽然方案1转速高，电动机价格低，但总传动比比选方案2高，故选用方案2。

3 运动和动力参数计算

3.1 传动比分配

总传动比为

$$i = n_m / n_w = 970 / 52.55 = 18.46$$

经查表按推荐的传动比合理范围，V带传动的传动比 $i_1 \leq 7 \sim 10$ ，单级圆柱斜齿轮减速器传动比 $i = 1 \sim 8$ 。

取带传动的传动比为 $i_1 = 4.3$ ，则单级斜齿圆柱齿轮传动的传动比 i_2 为

$$i_2 = i / i_1 = 18.46 / 4.3 = 4.29$$

3.2 各轴的转速计算

$$n_1 = n_m / i_1 = 970 / 4.3 r / \min = 225.58 r / \min$$

$$n_{II} = n_{III} = 52.55 r / \min$$

3.3 各轴输入功率计算

$$P_1 = P_d \eta_5 = 9.9 \times 0.94 kW = 9.3 kW$$

$$P_{II} = P_1 \eta_2 \eta_3 = 9.3 \times 0.97 \times 0.98 kW = 8.84 kW$$

$$P_{III} = P_{II} \eta_1 \eta_3 = 8.84 \times 0.99 \times 0.98 kW = 8.58 kW$$

3.4 各轴输入扭矩计算

$$T_I = 9550P_I / n_I = 9550 \times 9.3 / 225.58 \text{ Ngn} = 393.72 \text{ Ngn}$$

$$T_{II} = 9550P_{II} / n_{II} = 9550 \times 8.84 / 52.55 \text{ Ngn} = 1606.51 \text{ Ngn}$$

$$T_{III} = 9550P_{III} / n_{III} = 9550 \times 8.58 / 52.55 \text{ Ngn} = 1559.26 \text{ Ngn}$$

将上述结果列入表二，以供查用。

表二各轴运动与动力参数

轴号	转速 $n / (\text{r/min})$	功率 P / kW	扭矩 $T / (\text{N}\cdot\text{m})$
I	225.58	9.3	393.72
II	52.55	8.84	1606.51
III	52.55	8.58	1559.26

4 V带轮的设计计算

4.1 确定计算功率 P_{ca}

$$P_{ca} = K_A P$$

P_{ca} —— 计算功率，kW；

K_A —— 工作情况系数，查课本 P_{156} 《工作情况系数 K_A 》表，取 1.1；

P —— 所需传递的额定功率，kW。

代入数据算得 $P_{ca} = 10.89 \text{ kW}$ 。

4.2 选择V带的类型

根据 P_{ca} 、 n_m ，由课本 P_{157} 图 8-11，选用普通V带带型为B型。

4.3 确定带轮基准直径 d_d 并验证带速 v 。

(1) 确定小带轮的基准直径 d_{d1}

根据带型，查课本 P_{155} 《V带轮的最小基准直径》表和课本 P_{157} 《普通V带轮的基准直径系列》，取基准直径 $d_{d1} = 132$ ，且 $(d_d)_{\min} = 125$ ，满足 $d_{d1} \geq (d_d)_{\min}$ 。

(2) 验证带速 v

$$v = \frac{\pi n_m d_{d1}}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 970 \times 132}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 6.7 \text{ m/s}$$

满足带传动速度 $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ ，故带速合适。

(3) 计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i_1 d_{d1} = 4.3 \times 132 \text{ mm} = 568 \text{ mm}$$

根据课本 P_{157} 《普通V带轮的基准直径系列》表，加以适当圆整得 $d_{d2} = 560 \text{ mm}$ 。

4.4 确定传动中心距 a 和V带的基准长度 L_d

(1) 根据课本 P_{152} 式 (8-20) $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$ 初步确定中心距 $a_0 = 900 \text{ mm}$ 。

(2) 根据课本 P_{158} 式 (8-22) 计算带所需的基准长度

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$= \left[2 \times 900 + \frac{\pi}{2} \times (132 + 560) + \frac{(560 - 132)^2}{4 \times 900} \right] \text{mm} \approx 2937 \text{mm}$$

由课本 P_{146} 《V 带的基准长度系列及长度系数 K_L 》表，选带的基准长度 $L_d = 3150 \text{mm}$ 。

(3) 按课本 P_{158} 式 (8-23) 计算实际中心距 a 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = \left(900 + \frac{3150 - 2937}{2} \right) \text{mm} \approx 1007 \text{mm}$$

考虑到带轮的制造误差、带的误差、带的弹性以及因带的松弛而产生的补充张紧的需要，给出中心距的变动范围

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 960 \text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1102 \text{mm}$$

中心距的变化范围为 960~1102mm。

4.5 验算小带轮上的包角 α_1

由于打滑只可能在小带轮上发生，为了提高带轮传动的工作能力，应使

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} = 180^\circ - (560 - 132) \frac{57.3^\circ}{1007} \approx 156^\circ \geq 90^\circ$$

4.6 计算 V 带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

(1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r 。

由 $d_{d1} = 132 \text{mm}$ 和 $n_m = 970 \text{r/min}$ ，查课本 P_{152} 《单根普通 V 带的基本额定功率 P_0 》表和课本 P_{154} 《单根普通 V 带的额定功率的增量 ΔP_0 》表，得

$$P_0 = 2.08 \text{kW}$$

$$\Delta P_0 = 0.3 \text{kW}$$

查课本 P_{155} 《包角修正系数》表，得 $K_\alpha = 0.93$ ，

查课本 P_{146} 《V 带的基准长度系列及长度系数》表，得 $K_L = 1.07$ ，于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) g K_\alpha g K_L = (2.08 + 0.3) \times 0.93 \times 1.07 \text{kW} = 2.37 \text{kW}$$

(2) 计算 V 带的根数 z 。

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{10.89}{2.37} = 4.59$$

取 $z = 5$ 根。

4.7 计算单根 V 带的初拉力的最小值 $(F_0)_{\min}$

查课本 P_{149} 《V 带单位长度的质量》表，得 B 型带的单位长度质量 $q = 0.18 \text{kg/m}$ ，所以

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + q v^2 = \left[500 \times \frac{(2.5 - 0.93) \times 10.89}{0.93 \times 5 \times 6.7} + 0.18 \times 6.7^2 \right] \text{N} = 283 \text{N}$$

对于新安装的 V 带，初拉力应为 $1.5(F_0)_{\min}$ ，故

$$F_0 = 1.5(F_0)_{\min} = 1.5 \times 273 \text{ N} = 425 \text{ N}$$

4.8 计算带传动的压轴力 F_p

为了设计带轮轴的轴承，需要计算带传动作用在轴上的压轴力 F_p

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 425 \times \sin \frac{158^\circ}{2} \text{ N} = 4165 \text{ N}$$

5 齿轮传动的设计计算

5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- (1) 按图一所示的传动方案，选用斜齿圆柱齿轮传动。
- (2) 运输机为一般工作机器，速度不高，选用 8 级精度 (GB 10095-88)。
- (3) 材料选择，由课本 P_{91} 《常用齿轮材料及其力学特性》表，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。
- (4) 选小齿轮齿数 $z_1 = 24$ ，大齿轮齿数 $z_2 = 4.29 \times 24 = 102.9$ ，即 $z_2 = 103$ 。满足齿数互为质数。

- (5) 选取螺旋角。初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ 。

5.2 按齿面接触强度设计

按课本 P_{218} 设计计算公式 (10-21) 进行试算，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

- (1) 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选 $K_t = 1.6$ 。
- 2) 由课本 P_{217} 图 10-30 选取区域系数 $Z_H = 2.433$ 。
- 3) 由课本 P_{215} 图 10-26 查得 $\varepsilon_{\alpha 1} = 0.78$ ， $\varepsilon_{\alpha 2} = 0.87$ ，则 $\varepsilon_\alpha = 0.78 + 0.87 = 1.65$ 。
- 4) 由课本 P_{205} 《圆柱齿轮的齿宽系数 ϕ_d 》表，选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。
- 5) 由课本 P_{201} 《弹性影响系数 Z_E 》表，选取材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。
- 6) 由课本 P_{209} 《齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim}$ 》表，取小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 1} = 600 \text{ MPa}$ ；大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 2} = 550 \text{ MPa}$ 。

- 7) 由课本 P_{206} 式 (10-13) 计算应力循环次数。

$$N_1 = 60n_1 j L_h = 60 \times 225.58 \times 1 \times (1 \times 8 \times 365 \times 10) = 3.95 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{3.95 \times 10^8}{4.29} = 0.92 \times 10^8$$

- 8) 由课本 P_{207} 图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.93$ ； $K_{HN2} = 0.96$ 。

- 9) 计算接触疲劳许用应力。

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由课本 P_{205} 式 (10-12) 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.93 \times 600 \text{MPa} = 558 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.96 \times 550 \text{MPa} = 528 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{558 + 528}{2} \text{MPa} = 543 \text{MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮的分度圆直径 d_{1t} ，由课本 P_{218} 设计计算公式 (10-21)

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 393.72 \times 10^3}{1 \times 1.65} \times \frac{5.29}{4.29} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{543}\right)^2} = 87.77 \text{mm} \end{aligned}$$

2) 计算圆周速度。

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 87.77 \times 225.58}{60 \times 1000} = 1.04 \text{m/s}$$

3) 计算齿宽 b 和模数 m_{nt} 。

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 87.77 \text{mm} = 87.77 \text{mm}$$

$$m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos \beta}{z_1} = \frac{87.77 \times \cos 14^\circ}{24} = 3.55 \text{mm}$$

$$h = 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 3.55 \text{mm} = 7.99 \text{mm}$$

$$b/h = \frac{87.77}{7.99} = 10.98$$

4) 计算纵向重合度 ε_β 。

$$\varepsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.903$$

5) 计算载荷系数 K 。

已知使用系数 $K_A = 1$ ，根据 $v = 1.04 \text{m/s}$ ，8级精度，由课本 P_{194} 图 10-8 查得动载系数 $K_V = 1.07$ ；由课本 P_{196} 《接触疲劳强度计算用的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 》表查得 $K_{H\beta} = 1.46$ ；

由课本 P_{198} 图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.37$ ；

由课本 P_{195} 《齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 》表查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.07 \times 1.4 \times 1.46 = 2.19$$

6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，由课本 P_{204} 式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 87.77 \times \sqrt[3]{\frac{2.19}{1.6}} = 97.45 \text{mm}$$

7) 计算模数 m_n 。

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{97.45 \times \cos 14^\circ}{24} = 3.94 \text{mm}$$

5.3 按齿根弯曲强度

由课本 P_{216} 式 (10-17) 弯曲强度的设计公式

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta Y_{F\sigma} Y_{S\sigma}}{\phi_d z_1^2 \varepsilon_a} \cdot 9 [\sigma_F]}$$

(1) 确定计算参数

1) 计算载荷系数。

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.07 \times 1.4 \times 1.37 = 2.05$$

2) 根据纵向重合度 $\varepsilon_\beta = 1.903$ ，从课本 P_{217} 图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.88$ 。

3) 计算当量齿数。

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 14^\circ} = 26.37$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{103}{\cos^3 14^\circ} = 113.19$$

4) 查取齿形系数。

由课本 P_{200} 《齿形系数 $Y_{F\sigma}$ 及应力校正系数 $Y_{S\sigma}$ 》表查得 $Y_{F\sigma 1} = 2.6$ ； $Y_{F\sigma 2} = 2.18$

5) 查取应力校正系数。

由课本 P_{200} 《齿形系数 $Y_{F\sigma}$ 及应力校正系数 $Y_{S\sigma}$ 》表查得 $Y_{S\sigma 1} = 1.595$ ； $Y_{S\sigma 2} = 1.79$

6) 由课本 P_{208} 图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 MP_a$ ；大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 MP_a$ ；

7) 由课本 P_{206} 图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ ， $K_{FN2} = 0.88$ ；

8) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由课本 P_{205} 式 10-12 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 MP_a$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 MP_a$$

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

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.6 \times 1.595}{303.57} = 0.01366$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.18 \times 1.79}{238.86} = 0.01634$$

大齿轮的数值大，故选用大齿轮的尺寸设计计算。

(2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.05 \times 393.72 \times 10^3 \times 0.88 \times \cos^2 14^\circ \times 0.01634}{1 \times 24^2 \times 1.65}} mm = 2.84 mm$$

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，按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数，取 $m_n = 3 mm$ 。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 $d_1 = 97.45 mm$ 来计算应有的齿数。于是由

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{97.45 \cos 14^\circ}{3} = 31.51$$

取 $z_1 = 32$ ，则 $z_2 = i_2 z_1 = 4.29 \times 32 = 137.28$ ，取 $z_2 = 137$ 。

5.4 几何尺寸计算

(1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(32 + 137) \times 3}{2 \times \cos 14^\circ} = 261.34 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 261mm。

(2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a} = \arccos \frac{(32 + 137) \times 3}{2 \times 261} = 13.78^\circ$$

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

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{32 \times 3}{\cos 13.78^\circ} = 98.97 \text{ mm}$$

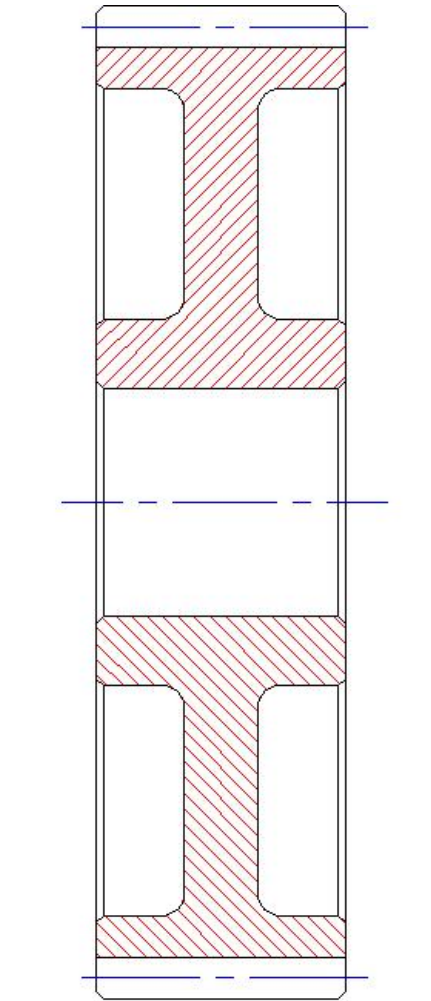
$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{137 \times 3}{\cos 13.78^\circ} = 423.71 \text{ mm}$$

(4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 98.97 \text{ mm} = 98.97 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 99 \text{ mm}$ ， $B_1 = 105 \text{ mm}$ 。

(5) 结构设计（低速级大齿轮）如下图所示



6 从动轴系零件的设计计算

6.1 选择轴的材料

因为轴的受力大，对材料的强度和硬度比较高，可选取轴的材料为 45 钢，调质处理。

6.2 初算轴径，联轴器的选择

(1) 求输出轴上的功率 P_2 、转速 n_2 、转矩 T_2

$$P_2 = P_{II} \eta_3 = 8.84 \times 0.98 \text{ kW} = 8.66 \text{ kW}$$

$$n_2 = 52.55 \text{ r/min}$$

$$T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550 \times 8.66 / 52.55 \text{ N}\cdot\text{m} = 1573.8 \text{ N}\cdot\text{m}$$

(2) 求作用在齿轮上的力

已知低速级大齿轮的分度圆直径为

$$d_2 = 423.71 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1573.8}{423.71 \times 10^{-3}} \text{ N} = 7428.67 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 7428.67 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 13^\circ 49' 48''} \text{ N} = 2757.03 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \tan \beta = 7428.67 \times \tan 13.78^\circ \text{ N} = 1828.94 \text{ N}$$

圆周力 F_t ，径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如右图所示

(3) 初步确定轴的最小直径

先按课本 P_{370} 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，根据课本 P_{370} 《轴常用几种材料的 $[\tau_T]$ 及 A_0 值》表，取 $A_0 = 112$ ，于是得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{8.66}{52.55}} \text{ mm} = 61.60 \text{ mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处的直径 d_{I-II} ，为了使所选的轴直径 d_{I-II} 与联轴器吻合，故需同时选取联轴器的型号。

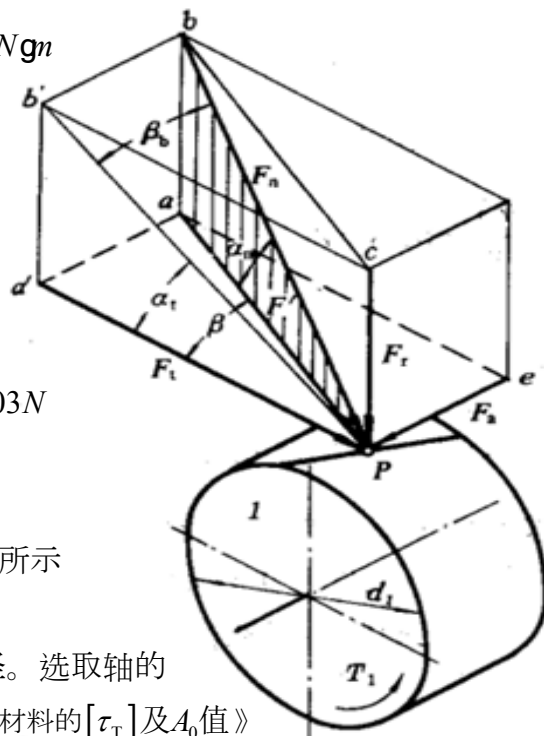
联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_2$ ，查课本 P_{351} 《工作情况系数表 K_A 》表，取 $K_A = 1.5$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_2 = 1.5 \times 1573.8 \text{ N}\cdot\text{m} = 2360.7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，所以查《机械设计课程设计》书 P_{196} 《弹性柱销联轴器》表，根据 T_{ca} ，选择 $L \times 4$ 型弹性柱销联轴器，取 $d_{I-II} = 63 \text{ mm}$ ，其公称转矩为 $2500 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，半联轴器的长度为 $L = 142 \text{ mm}$ ，半联轴器与轴的配合长度 $L_1 = 107 \text{ mm}$ 。

6.3 轴的结构设计

(1) 拟定轴上零件的装配方案如下图所示



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/898022056010006115>