

大

上海交大

螺旋输送式减速器设计

一、设计要求

设计一带式输送机传动装置，要求如下：1.螺旋筒轴上的功率为 $P_w=2.0\text{kW}$ ；2.螺旋筒轴上的转速 $n_w=35\text{r/min}$ ；3.工作情况
4.使用折旧期 5.工作环境 6.动力来源 7.检修间隔期

三班制连续单向运转，载荷较平稳；10 年；

室外，灰尘较大，环境最高温度为 35°C ；电力，三相交流，
电压 380/220V；三年一大修，两年一中修，半年一小修；

一般机械厂制造，单件生产。

8.制造条件及生产批量

二、传动方案的确定

1.由设计要求知，该减速器要求能够长期工作，工作环境恶劣。比较各种传动方案，选择结构、经济、性能都较符合的二级圆柱齿轮减速器。由 P109 的表 13—2 得，圆柱齿轮传动常用值为 3~5，最大值为 8。

2.个人希望该减速器设计可以锻炼自己探索 and 解决问题的

3.该减速器特点：结构简单，应用广泛，虽然由于齿轮相对与轴承为不对称布置而导致沿齿向载荷不均匀，但是可以设计刚度较大的轴来弥补。4.总体传动方案附图如下：

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

三、电动机的选择

根据设计指导书推荐，一般交流电动机，采用 Y 系列三相异步电动机。其用于运输机，结构简单，工作可靠，价格低廉，维护方便。

根据已知条件 $P_w=2.0\text{kW}$ ，由《设计手册》查得传动传动装置中各零件（初步确定）的效率，总效率按下式计算

$$\eta=\eta_1\eta_2\eta_3 \eta_n$$

其中 η 为各效率概略值的总作用，关于各效率概略值取值说明如下表：

符号效率概略值个/对数取该值的原因

这类联轴器因装有弹性元件，不仅可以补偿

弹性联轴器

η_1

0. 992 两袖间的相对位移，而且具有缓冲减振的能力，比较具有代表性。

8 级精度齿

η_2

0.973

一般机械厂生产，精度不太高，8级精度齿

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

轮传动副滚子轴承

轮能较好跑和，能满足一定的精度要求。

η_3

滚动轴承：摩擦阻力小、启动灵敏、效率高、

0.98

4

润滑简便易于互换。

3

$$\eta = \eta_{12} \times \eta_2 \times \eta_{34} = 0.992 \times 0.973 \times 0.984 = 0.8251$$

所以 $P_d =$

$$P_w / 2.0 \text{ kW}$$

$$= 2.4239 \text{ kW} \times 0.8251$$

由 $P_d \leq P$ ，选电动机的额定功率为 $P = 3.0 \text{ kW}$ 螺旋筒轴
上的转速为 $n_w = 35 \text{ r/min}$

已知一副圆柱直齿轮传动比范围为 $3 \sim 5$ ，二级圆柱齿轮传
动比范围为 $9 \sim 25$ ，三级圆柱齿轮传动比范围为 $27 \sim 125$ ，可得
电动机转速范围为 $n = 945 \sim 4375 \text{ r/min}$

选同步转速为 1500r/min 的电动机，根据额定功率为 $P_{ed}=3.01\text{kW}$ 和同步转速为 1500r/min 查 P167 的表 12-1，选择 Y100L2-4 型电动机，其主要性能如下：

满载时

额定功率

型号

满载转速

电流 A380V0.74

功率因数

启动转矩额定转矩最大转矩额定转矩

P_{ed}/kW

3.0

$n_m(\text{r/min})$

1430

ϕ

6

2.2

2.3

Y100L2-4

四、各级传动比分配

由电动机选择的相关计算中我们已知该减速器的要求传动

$i =$

$n_m 1430 = 40.8571 \geq 8$, 应用二级减速器, 假设符合。 $n_w 35$

展开式二级圆柱齿轮减速器和一副开式齿轮, 要求两级传动比近似关系为 $i_1 = (1.3 \sim 1.5)i_2$, i_3 为开式齿轮传动比, 取其传动比为 4, 于是该减速器分配传

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

动比

$i_2 =$

40.8571

$= 2.70$

1.4×4

$i_1 = 1.4i_2 = 3.78$ $i_3 = 4$

五、传动装置运动和动力参数的计算

已知各级传动副传动比, 电动机输出功率 $P_d = 2.4239 \text{ kW}$ 和转速

$n_m = 1430 \text{ r/min}$, 计算得电动机输出转矩

$T_d = 9550$

§

轴 I

电动机输出轴与 1 号轴之间存在一个联轴器效率、一个轴承

$$P_d 2.4239 = 9550 \times \frac{16.1876}{1430} = 106.4239 \text{ kW}$$

$$\eta_1 = \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{轴承}} = 0.99 \times 0.98 = 0.97 \quad n_1 = n_m = 1430 \text{ r/min}$$

$$P_1 = P_d \quad \eta_1 = 2.4239 \times 0.97 = 2.3512 \text{ kW} \quad T_1 = T_d$$

$$\eta_1 = 16.1876 \times 0.97 = 15.7020 \text{ N} \cdot \text{m}$$

轴 II

轴 I 和轴 II 之间存在一个轴承效率、一个齿轮传动副效率。

故取

$$\eta_2 = \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{轴承}} = 0.97 \times 0.98 = 0.95$$

$$n_2 =$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1430}{3.78} = 378.31 \text{ r/min}$$

$$P_2 = P_1 \eta_2 = 2.3512 \times 0.95 = 2.2336 \text{ kW}$$

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_2 = 15.7020 \times 3.78 \times 0.95 = 56.3859 \text{ N} \cdot \text{m}$$

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

轴 III

轴 II 和轴 III 之间存在一个齿轮传动副效率、一个轴承效率。

故取

$$\eta_3 = \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{轴承}} = 0.97 \times 0.98 = 0.95 \quad n_3 =$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{378.31}{2.70} = 140.11 \text{ r/min}$$

$$P_3 = P_2 \eta_3 = 2.2336 \times 0.95 = 2.1192 \text{ kW}$$

$$T_3 = T_2 i_2 \eta_3 = 56.3859 \times 2.70 \times 0.95 = 144.6298 \text{ N} \cdot \text{m}$$

§ IV

轴III和轴IV之间存在一个联轴器效率、一个齿轮传动副效率、一个轴承效率。

故取

$\eta_4 = \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} = 0.97 \times 0.98 \times 0.99 = 0.94$

$n_4 = n_3 \times i_3 = 140.11 \times 0.25 = 35.03 \text{ r/min}$

$P_4 = P_3 \times \eta_4 = 2.2192 \times 0.94 = 2.0860 \text{ kW}$

$T_4 = T_3 \times i_3 = 144.6298 \times 4 \times 0.93 = 543.8080 \text{ N m}$

综上，各轴运动和动力参数整理如下表。

轴 I

转速 r/min 输入功率 kW 输入转矩 Nm

*****.*****.7020

轴II378.312.*****.3859

轴III140.112.***-*****.6298

轴IV35.032.***-*****.8080

六、齿轮的设计和校核

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

§材料选择：

1.小齿轮材料选择 40MnB 调质处理，齿面硬度 241～286HBS。

接触疲劳极

限 $\sigma_{Hlim} = 680 \sim 760 \text{ MPa}$ ，取中值 720MPa。弯曲疲劳极限

610MPa，取中值 600MPa

2.大齿轮材料选用 ZG35SiMn 调质处理，齿面硬度 241～269HBS。接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}=590\sim740\text{MPa}$ ，取中值 665MPa。

弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE}=500\sim520\text{MPa}$ ，取 510MPa

3.补充说明：如此大小齿轮材料的选择满足软齿面齿轮硬度差为 30～50MPa 的要求。该设计中的高速级齿轮对和低速级齿轮对都服从该材料选择。为便于下一步的计算，先将齿轮许用应力值整理如下（根据课本 P171 表 11—5，工业用齿轮，取一般可靠度，最小安全系数 $S_{Hmin}=1.0$ ， $S_{Fmin}=1.25$ ）：

$$[\sigma_{H1}]=\sigma_{Hlim1}/S_H=720/1.0=720\text{MPa}$$

S_H

1.0

$$[\sigma_{H2}]=\sigma_{Hlim2}/S_H$$

$S_H S_F$

=

665

$$=665\text{MPa}/1.0$$

$$[\sigma_{F1}]=\sigma_{FE1}/S_F=595/1.25=476\text{MPa}$$

1.25

$$[\sigma_{F2}]=\sigma_{FE2}/S_F$$

S_F

σ

=

510

=408MPa1.25

由书 P171，根据齿面接触强度，齿轮估算公式

$d_1 \geq 2 K T_1 u \pm 1 Z_E Z_H^2$

$(\text{mm}) \phi_d u [\sigma_H]$

电动机载荷均匀，直齿、高速、精度一般，查书 P169 表 11-

3，取载荷系数

$K=1.2$

两齿轮均取锻钢，查书 P171 表 11-4，取弹性系数 $Z_E=189.8$

标准齿轮，取 $Z_H=2.5$

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

齿轮相对于轴承非对称分布(软齿面)，查书 P175 表 11-6，

取齿宽系数

$\phi_d=0.7$

1.第一级齿轮副

代入各系数及 $T_1=1.5702 \times 10^4 \text{N mm}$ ，得高速级小齿轮直径

范围

$d_1 \geq 2 \times 1.2 \times 1.5702 \times 10^4 3.78 + 1189.8 \times 2.52$

$(m=30.92\text{mm}$

$0.73.\text{*****}$

$d_1=100\text{mm}$, 令 $Z_1=30$, 则 $Z_2=30\times 3.78=113.4\approx 113$,

实际

$i_1=$

113

3%), 满足设计指导书提出的要求, 故可采用 $=3.77$, 误差

$0.26\%\square(3\%$,

30

模数 $m=$

$d_1=100\text{mm}=3.33$, 查书 P57 表 4-1 , 取 $m=3.50$ (虽然 3.33 更接

近标准 $Z130$

3.25 , 但是 3.50 更加常见, 抗弯性能也更强), 则小齿轮实际直径

$d_1=m Z_1=105\text{mm}$, 大 齿 轮 实 际 直 径 $d_2=m$

$Z_2=3.50\times 113=395.5\text{mm}$, 实际中

心距 $a=$

d_1+d_2

$=250.25\approx 250\text{mm}$

高速级齿宽 $b=d_1=0.7\times 105=73.5\text{mm}$, 圆整后大齿轮齿宽

$b_2=75\text{mm}$, 小齿轮齿宽 $b_1=b_2+(5\sim 10)\text{mm}$, 取 $b_1=80\text{mm}$

$$v=$$

$$\pi d_1 n_1 \pi \times 105 \times 1430$$

$$=7.8618\text{m/s}$$

$$60 \times \text{*****} \times 1000$$

查表 10-4，得 $6\text{m/s} \leq v \leq 10\text{m/s}$ 时，取 8 级精度符合要求。

2.第二级齿轮副

代入各系数及 $T_2=5.6386 \times 10^4 \text{N mm}$ ，得第二级小齿轮直径范围

$$d \geq'$$

$$1$$

$$2 \times 1.2 \times 5.6386 \times 10^4 \times 2.70 + 1189.8 \times 2.52$$

$$() \text{mm} = 48.64 \text{mm}$$

$$0.72 \cdot \text{*****}$$

暂取 $d_1'=120\text{mm}$ ，令 $Z_1'=30$ ，则 $Z_2'=30 \times 2.70=81$ ，为整数，不必进行误差

$$d_1'120$$

检验。模数 $m='=4$ ，为标准尺寸。则小齿轮实际直径 $d_1'=m$
 $Z_1'=120\text{mm}$ ，

$$Z130$$

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

$$d_1'+d_2'$$

$d=m Z_2=344\text{mm}$,实际中心距 $a=232\text{mm}$,

整数符

2

'2

合要求。

第二级齿宽 $b=d d_1'=0.7\times 120=84\text{mm}$,圆整厚大齿轮齿宽
 $b_2=85\text{mm}$,小齿轮齿宽 $b_1=b_2+(5\sim 10)\text{mm}$,取 $b_1=90\text{mm}$

$\pi d_1' n_2 \pi \times 120 \times 378.31$

第二级齿轮圆周速度 $v=2.3770\text{m/s}$

$60\times \times 1000$

查表 10-4 ,得 $6\text{m/s}\leq v\leq 10\text{m/s}$ 时,取 8 级精度符合要求。

√ 轮齿弯曲强度校核 1.第一级齿轮副由校核公式 $\sigma_F=$

$2 K T_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{Fa2} \times Y_{Sa2}$

,, 对轮齿弯曲 $\leq [\sigma] \sigma = \sigma \times F_F F_2 F_1 2$

$b m Z_1 Y_{Fa1} \times Y_{Sa2}$

强度进行校核。

由书 P173 图 11-8 和 P174 图 11-9 得

$Z_1=30$ 时,齿形系数 $Y_{Fa1}=2.6$,齿根修正系数
 $Y_{Sa1}=1.625 Z_2=113$ 时,齿形系数 $Y_{Fa2}=2.2$ 齿根修正系数
 $Y_{Sa2}=1.825$

代入数据,对高速级小齿轮校核得

σ_{F1}

$$2 \times 1.2 \times 1.5702 \times 10^4 \times 2.6 \times 1.625$$

$$= 58.9452 \text{ MPa} < 476 \text{ MPa}$$

$$73.5 \times 3.502 \times 30$$

$$\sigma_{F2} = 58.9452 \times$$

$$2.2 \times 1.825$$

$$= 56.0154 \text{ MPa} < 408 \text{ MPa}$$

$$2.6 \times 1.625$$

由书 P173 图 11-8 和 P174 图 11-9 得

$Z_1' = 30$ 时，齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.6$ ，齿根修正系数

$Y_{Sa1} = 1.625$ $Z_2' = 81$ 时，齿形系数 $Y_{Fa2} = 2.25$ 齿根修正系数

$$Y_{Sa2} = 1.77$$

代入数据，对高速级小齿轮校核得

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

σ

σ_{F1}

$$2 \times 1.2 \times 5.6386 \times 10^4 \times 2.6 \times 1.625 = 5.4021 \text{ MPa} < 476 \text{ MPa}$$

$$84 \times 4 \times 30$$

对高速级大齿轮校核得

$$\sigma_{F2} = 5.4021 \times$$

$$2.25 \times 1.77$$

$$= 5.0921 \text{MPa} < 408 \text{MPa}$$

$$2.6 \times 1.625$$

§轴 I

※尺寸设计

材料选用 40Cr。查书 P245 表 14-2 取 $[\tau]=45\text{MPa}$ ， $C=100$ 。

由扭转强度初估轴径， $d \geq \sqrt[3]{\frac{C P}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{100 \times 12.3521}{45}} = 11.80 \text{mm}$ ，故

轴 I 最小直径必 n^{*****}

须大于 11.80mm。根据需要使用，将轴 I 分为 7 段

直径

轴段

d/mm

40

长度

用途

s/mm

由联轴器连接，与电

120

动机输入轴配合

查 P94 表 8-2 选凸缘联轴器

_**5450

-**

安装轴承端盖安装轴承安装小齿轮轴肩为定位可靠

轴肩安装轴承

$d_2 = [(0.07 \sim 0.1) + 1] \times d_1$ 课程设计指导

6210 型深沟球轴承，内径 50mm

$d_4 = d_3 + (1 \sim 2) \text{mm}$ 课程设计指导 $d_5 = [(0.07 \sim 0.1) + 1] \times d_4$ 课程设计指导

满足固定的尺寸要求 6210 型深沟球轴承，内径 50mm

✓强度校核

机械设计基础螺旋输送式减速器 上海交大

根据设计指导书提供的受力点，得轴 I 的支点上受力点间的跨距

$L_1 = 56.5 \text{mm}$ ， $L_2 = 266.5 \text{mm}$

1.综上所述，轴 I 受力图如下：2.计算支座反力

圆周力径向力

$2T12 \times 1.5701 \times 10^4$

$F_t = 299.09 \text{N}$

$d_1 105$

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 299.09 \times 0.3640 = 108.87 \text{ N}$$

2.1

右边支座 左边支座剖面 左侧剖面 右侧

$$F_{1H} =$$

$$F_t \quad l_2 = 299.09 \times 266.5$$

$$= 246.77 \text{ N} \quad l_1 = 12266.5 + 56.5$$

$$F_{2H} = F_t \quad F_{1H} = 299.09 \quad 246.77 = 52.32 \text{ N} \quad M_H = F_{1H}$$

$$l_1 = 246.77 \times 56.5 = 13942.51 \text{ N mm}$$

,

$$M_H = F_{2H} \quad l_2 = 52.32 \times 266.5 = 13942.28 \text{ N mm}$$

2.2 在垂直截面上，径向力作用产生支座反力

右边支座 左边支座剖面 左侧剖面 右侧 2.3 合成弯矩

剖面 左侧剖面 右侧

$$F_{1V} =$$

$$F_r \quad l_2 = 108.87 \times 266.5$$

$$= 89.83 \text{ N} \quad l_1 = 1256.5 + 266.5$$

$$F_{2V} = F_r \quad F_{1V} = 108.87 \quad 89.83 = 19.04 \text{ N} \quad M_V = F_{1V}$$

$$l_1 = 89.83 \times 56.5 = 5075.40 \text{ N mm}$$

,

$$M_V = F_{2V} \quad l_2 = 19.04 \times 266.5 = 5074.16 \text{ N mm}$$

$$M = M_H + M_V = 13942.51 + 5074.16 = 19016.67 \text{ N mm}$$

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/987041151040006116>