燕山大学

机械设计课程设计阐明书

题目：　蜗杆-齿轮二级减速器　

学院（系）：机械工程学院

年级专业：15 级模具 1 班

学　　号：___

学生姓名：　望乡人　

指引教师：　白教师　

目　录

一.传动方案拟定……1

二．电动机选取及传动比拟定……1

1．性能参数及工况……1

2．电动机型号选取……1

三．运动和动力参数计算……3

1.各轴转速……3

2.各轴输入功率……3

3.各轴输入转距……3

四．传动零件设计计算……4

1．蜗杆蜗轮选取计算……4

2．斜齿轮传动选取计算……8

五．轴设计和计算……13

1.初步拟定轴构造及尺寸……13

2．3 轴弯扭合成强度计算……17

六．滚动轴承选取和计算……21

七．键连接选取和计算……22

八、联轴器选取……22

九．减速器附件选取……23

十．润滑和密封选取……24

十一．拆装和调节阐明……24

十二.重要零件三维建模……24

十三.设计小结……28

十四．参照资料……29

设计及计算过程	成果

一.传动方案拟定

本设计规定设计一台应用于带式输送机上二级减速器，原动机为三相异步电动机，工作机为卷筒。输送机多用在室内，选用闭式齿轮传动，对于传动比较大减速器，运用蜗轮蜗杆大传动比可以使减速器尺寸构造紧凑，为提高承载能力和传动效率将蜗轮蜗杆传动布置在高速级，低速级用斜齿轮传动，可提高减速器平稳性。初步估算蜗杆分度圆圆周速度，v 4~5 m/s，采用蜗杆下置。整体构造如图 1 所示：

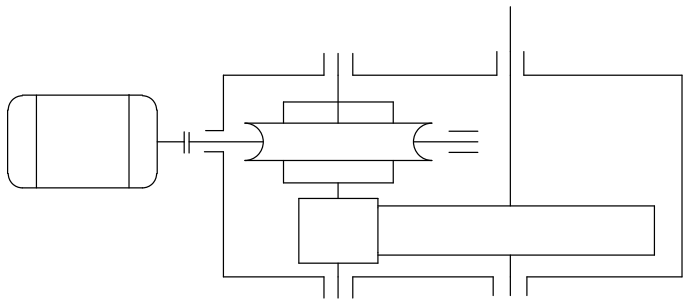


图 1 减速器机构简图

二．电动机选取及传动比拟定

1．性能参数及工况

运送机皮带牵引力：F=2287N　　运送机皮带作速度：V=0.31m/s

滚筒直径：D=0.41m　　使用地点：室内

生产批量：大批　　载荷性质：平稳

使用年限：五年一班

F=2287N

V=0.31m/s

D=0.41m

2．电动机型号选取

依照室外使用条件，选取 Y 系列三相异步电动机。

运送机所需工作功率：

$$P_w = \frac{FV}{1000} = \frac{2287 \times 0.31}{1000} = 0.709Kw$$

P_w=0.709Kw

联轴器效率 η_1=0.99，轴承效率 η_2=0.99 ，一对斜齿轮啮合传动效率 η_3=0.97，蜗轮蜗杆啮合传动效率 η_4=0.8，卷筒效率 η_5=0.96 可得减速器总效率为

$\eta_{总}$=0.7014

$$\eta_{\text{总}} = \eta_1^2\eta_2^4\eta_3\eta_4\eta_5 = 0.7014$$

电动机所需功率

$P_{电}$=1.01Kw

$$P_{\text{电}} = \frac{Pw}{\eta_{\text{总}}} = \frac{0.709}{0.7014} = 1.0108KW$$

卷筒轮转速

$n_{卷}$=14.45 r/min

$$n_{\text{卷}} = \frac{60\times1000}{\pi D}V = \frac{60\times1000\times0.31}{\pi\times360} = 14.45r/\min$$

蜗杆—齿轮减速器总传动比合理范畴为:

$i_{总}$=60~90

所用电机转速范畴

$$n_{\text{电}} = n_{\text{卷}}i_{\text{总}} = 14.45\times(60\sim90) = 867\sim1300.5(r/\min)$$

选用 Y100L-6 型号电机，重要性能参数如表 1：

电动机型号 Y100L-6

n_0=1000 r/min

n_m=940 r/min

表 1 Y100L-6 型电机性能参数

电动机型号	额定功率（Kw）	同步转速（r/min）	满载转速（r/min）	起动转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩
Y100L-6	1.5	1000	940	2.0	2.2

总传动比为

$i_{总}$=65.05

$$i_{\text{总}} = \frac{n_{\text{满}}}{n_{\text{卷}}} = \frac{940}{14.45} = 65.05$$

齿轮传动比 i_2=（0.04~0.07）$i_{总}$，因此齿轮传动比范畴为

$i_{蜗}$=20

$$i_{\text{齿}} = (0.04\sim0.07)\times65.05 = 2.602\sim4.5535$$

$i_{齿}$=3.25

依照 $i_{\text{总}} = i_{\text{齿}}\times i_{\text{蜗}}$，则 $i_{\text{蜗}} = i_{\text{总}}/i_{\text{齿}} = 14.29\sim25$，蜗杆取两头，则传动比在 15~32 范畴内。可取 $i_{蜗}$=20，

$$i_{\text{齿}} = i_{\text{总}}/i_{\text{蜗}} = 65.05/20 = 3.25$$

三．运动和动力参数计算

设电机轴为 0 轴，蜗杆为 1 轴，蜗轮轴为 2 轴，齿轮轴为 3 轴，卷筒轴为 4 轴。

1.各轴转速

$n_0=n_1=n_m$ =940 r / min
$n_2=n_m / i_1$= 940/20= 47 r / min
$n_3=n_4=n_2 / i_2$= 47/3.25= 14.45r / min

n_1=940 r / min
n_2=47r/ min
n_3=14.45 r/ min

2.各轴输入功率：

P_0=1.0108Kw
$P_1=P_0 \eta_1$=1.0108×0.99=1.00Kw
$P_2=P_1 \eta_2 \eta_4$=1.00×0.99×0.80=0.79Kw
$P_3=P_2 \eta_2 \eta_3$=0.79×0.99×0.97=0.76Kw
$P_4=P_3 \eta_1 \eta_2$=0.76×0.99×0.99=0.75Kw

P_1=1.00Kw
P_2=0.79Kw
P_3= 0.76Kw
P_4= 0.75Kw

3.各轴输入转距：

$T_0=9550\times P_0/n_m=9550\times1.0108/940=10.27$ N・m
$T_1=9550\times P_1/n_1=9550\times1.00/940=10.17$ N・m
$T_2=9550\times P_2/n_2=9550\times0.79/47=161.04$ N・m
$T_3=9550\times P_3/n_3=9550\times0.76/14.45=502.99$ N・m
$T_4=9550\times P_4/n_4=9550\times0.74/14.45=492.99$ N・m

T_0=10.27 N・m
T_1==10.17 N・m
T_2==161.04 N・m
T_3=502.99 N・m
T_4=492.99 N・m

表 2 运动及动力参数

轴号	功率 P（Kw）	转矩 T(N・m)	转速 n（r/min)	传动比 i
电机轴	1.0108	10.27	940	----------
1 轴	1.00	10.17	940	-
2 轴	0.79	161.04	47	20
3 轴	0.76	502.99	14.45	3.25
卷筒轴	0.75	492.99	14.45	----------

四．传动零件设计计算

蜗轮计算公式和关于数据皆引自《机械设计》第 102 页~113 页

1．蜗杆蜗轮选取计算

（1）选取蜗轮蜗杆类型、材料、精度级别

考虑到蜗杆传递功率不大，速度不高，故蜗杆选 45 号钢，调质解决，HB=240，选用普通阿基米德蜗杆。初步预计蜗杆相对滑动速度

$$v_s = 5.2\times10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$$

$$= 5.2\times10^{-4}\times940\times\sqrt[3]{161.04} \approx 2.66m/s < 8m/s$$

故蜗轮齿冠选用锻造锡青铜 ZCuSn10Pl，砂型锻造 σ b=220MPa，σ s=140MPa。蜗轮轮心选用 Q235，砂模锻造。

选用 8 级精度。

蜗杆材料用 45 钢，蜗轮选用锻造锡青铜 ZCuSn10Pl

蜗杆传动精度 8 级

Z_1=2

Z_2=40

（2）拟定蜗杆头数和蜗杆齿数

依照蜗轮蜗杆传动比 i_1=20，选用蜗杆头数 Z_1=2，则蜗轮齿数 $Z_2=i_1 \cdot Z_1=2\times20=40$

（3）按齿面接触疲劳强度进行计算

依照闭式蜗杆传动设计准则,先按齿面接触疲劳强度进行设计,再校核齿根弯曲疲劳强度。

计算公式

$$m^3 q \geq 9.47\cos\gamma k T_2 \left(\frac{Z_E}{Z_2[\sigma]_H}\right)^2$$

K=1.05

K_A=1

K β =1.05

K_V=1

载荷系数 $K=K_A \cdot K_\beta \cdot K_V$ =1 x1.05 x1=1.05

查机械设计课本表 7-6 得载荷平稳 K_A =1，设载荷为变载荷，则

K_β =1，设蜗轮圆周速度 v_2≤3m/s，K_V =1.05

Z_E=155 $\sqrt{MPa}$

查机械设计课本表 7-7 得　9.47cos γ =9.26

弹性系数　Z_E= 155 $\sqrt{MPa}$

$[\sigma_H]$=147.23 *MPa*

由表 7-9 得应力循环次数

$N=60nt=60\times47\times300\times8\times5=4.17\times10^7$

$$[\sigma_H] = 0.8\sigma_b \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = 0.8\times220\sqrt[8]{\frac{10^7}{4.17\times10^7}} = 147.23MPa$$

m^3q=1084.63 mm^3，m=5，d_1=40mm ，q=8

将数据代入上式可得

$$m^3 q \geq 9.26\times1.05\times161.039\times\left(\frac{155}{40\times147.23}\right)^2 = 1084.63mm^3$$

查机械设计课本表 7-4，取

$m^3q=1000mm^3$，m=5，d_1=40mm，q=8

(4).计算蜗轮圆周速度、相对滑动速度、传动效率

蜗轮圆周速度

$$v_2=\frac{\pi n_2 m Z_2}{60\times1000}=\frac{\pi\times47\times5\times40}{60\times1000}=0.492m/s$$

相对滑动速度

$$v_s=\frac{v_2}{\sin\gamma}=\frac{0.492}{\sin14.04}=2.028m/s$$

其中 $\gamma=\arctan\frac{Z_1}{q}=\arctan\frac{2}{8}=14.04°$

啮合效率

$$\eta=\frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma+\varphi_v)}=\frac{\tan14.04°}{\tan(14.04°+2.57°)}=0.8383$$

η=0.82

其中当量摩擦角 ψv 由 V_S 查机械设计课本表 7-10 得

搅油效率 η_2 取为 0.99，滚动轴承效率 η_3 取为 0.99/对。

总效率　　$\eta=\eta_1\eta_2\eta_3$=0.8383×0.99×0.99=0.82

(5)复核 m3q

$$m^3q\geq9.47\cos\gamma kT_2(\frac{Z_E}{Z_2[\sigma]_H})^2$$

$$=9.47\cos14.04\times1.05\times161.039\times\frac{0.82}{0.8}\times\left(\frac{155}{40\times147.23}\right)^2$$

$$=1112.43mm^3\approx1000mm^3$$

d_2=200mm

（6）计算中心距

蜗轮分度圆直径

a_1=120mm

$$d_2=mZ_2=5\times40=200mm$$

传动中心距

$$a_1=\frac{1}{2}(d_1+d_2)=\frac{40+200}{2}=120mm$$

（7）校核蜗轮齿根抗弯疲劳强度

蜗轮齿根抗弯校核公式

$$\sigma_F = \frac{1.64KT_2}{d_1 d_2 m} Y_F Y_\beta \le [\sigma_F]$$

K、T_2、m、和 d_1、d_2 同前，当量齿数 $Zv=Z_2/\cos^3\gamma=41.52$

查机械设计课本表 7-8 得齿形系数 $Y_F = 1.76$

螺旋角系数

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140°} = 1 - \frac{14.04°}{140°} = 0.8997$$

许用弯曲应力计算公式

$$[\sigma]_F = (0.25\sigma_s + 0.08\sigma_b)\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}}$$

其中 $\sigma_s = 140MPa \quad \sigma_b = 220MPa$

$$N_2 = 60n_2t_2 = 60\times 47\times 8\times 300\times 5 = 12.35\times 10^7$$

将数据代入许用弯曲应力计算公式得

$$[\sigma]_F = (0.25\sigma_s + 0.08\sigma_b)\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}}$$

$$= (0.25\times 140 + 0.08\times 220)\times \sqrt[9]{\frac{10^6}{12.35\times 10^7}}$$

$$= 30.80MPa$$

齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{1.64\times 1.05\times 161.04}{40\times 200\times 5}\times 1.76\times 0.8997$$

$$= 10.98\text{MPa} < 30.80\text{MPa}$$

蜗轮齿根满足弯曲疲劳强度。

(8)热平衡核算

减速器润滑油工作油温

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_d A}$$

其中室温 t_0=20℃， η=0.82，P_1=1.0Kw，考虑到减速器用于室外取 Kd=15W/（m2·℃）

箱体散热面积

Y_F=1.76

$Y_\beta = 0.8997$

$[\sigma]_F$ = 30.80*MPa*

蜗轮齿根满足弯曲疲劳强度

$$A=0.33\left(\frac{a}{100}\right)^{1.75}=0.33\times\left(\frac{120}{100}\right)^{1.75}=0.45m^2$$

则工作油温为

$$t=20+\frac{1000\times(1-0.82)\times1.0}{15\times0.45}=46°C<80°C$$

油温满足温度规定。

（9）计算蜗杆传动其她尺寸

齿顶高 $h_{a1}=ha^*m=1\times5=5mm$

全齿高 $h_1=2h_a^*m+c^*m=2\times1\times5+0.2\times5=11mm$

1）、蜗杆

齿顶圆直径 $d_{a1}=d_1+2h_a^*m=40+2\times1\times5=50mm$

齿根圆直径 $d_{f1}=d_1-2h_a^*m-2c^*m$
$=40-2\times1\times5-2\times0.2\times5=28mm$

蜗杆螺旋某些 $b1\approx2m\sqrt{Z_2+1}=2\times5\times\sqrt{40+1}=64.03mm$

取 b_1=64mm

蜗杆轴向齿距 $P_x=\pi m=3.14\times5=15.7mm$

蜗杆螺旋线导程 $P_a=Z_1P_x=2\times15.7=31.4mm$

2）、蜗轮

喉圆直径 $d_{a2}=d_2+2mh_a^*=200+2\times5\times1=210mm$

齿根圆直径 $d_{f2}=d_1-2m(h_a^*+c^*)$
$=200-2\times5\times1.2=188mm$

蜗轮外径 $d_{e2}=d_{a2}+m=210+5=215mm$

喉圆母圆半径 $r_{g2}=a-\frac{d_{a2}}{2}=120-\frac{210}{2}=15mm$

齿宽 $b_2\approx2m(0.5+\sqrt{q+1})=2\times5\times(0.5+\sqrt{8+1})$
$=35.3mm$

取 $b_2=35mm$

2．斜齿轮传动选取计算

（1）选取材料、热解决方式及精度级别

油温满足温度规定

$h_{a1}=5mm$

$h_1=11mm$

$d_{a1}=50mm$

$d_{f1}=28mm$

$b_1=64mm$

$P_x=15.7mm$

$P_a=31.4mm$

$d_{a2}=210mm$

$d_{f1}=188mm$

$d_{e2}=215mm$

$r_{g2}=15mm$

$b_2=35mm$

齿轮计算公式和关于数据皆引自《机械设计》第75页~100页

对于普通动力传递，选用 8 级精度斜齿轮，小齿轮材料为 45 钢，调质解决，齿面硬度为 HB_3=240，大齿轮材料为 45 钢，正火解决，齿面硬度为 HB_4=200，HB_3-HB_4=40，热解决方式适当。

Z_3=30
Z_4=98

$u = 3.27$

（2）初步拟定大小齿轮齿数

依照小齿轮齿数推荐范畴 20~40，取 Z_3=30，则大齿轮齿数为 $Z_4 = i_2 Z_3 = 3.25 \times 30 = 97.5$ 取 Z_4=98，则实际传动比为

$$u = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{98}{30} = 3.27$$

传动比误差

$$\left| \frac{u - i_2}{i_2} \right| = \left| \frac{3.27 - 3.25}{3.25} \right| \times 100\% = 0.51\% < 5\%$$

在容许范畴内。

(3)初算传动重要尺寸

K_A=1
K_V=1.01

对于闭式软齿面齿轮，按接触疲劳强度设计

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1)拟定载荷系数

查机械设计课本表 6-4，考虑微振工况取 K_A=1

查机械设计课本图 6-11b 取 K_V=1.01

初步取螺旋角 β=15°，

$\varepsilon_\alpha = 1.68$

端面重叠度

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \cos\beta$$

$$= \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{98} \right) \right] \times \cos 15° = 1.68$$

$\varepsilon_\beta = 2.05$

轴向重叠度

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{\varphi_d Z_3}{\pi} \tan\beta = \frac{1 \times 30}{\pi} \tan 15° = 2.05$$

其中 φ_d 查机械设计课本表 6-7 取 $\varphi_d = 0.8$

$\varepsilon_\gamma = 3.73$

总重叠度

$K_\alpha = 1.45$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3.73$$

查机械设计课本图 6-13 取 $K_\alpha = 1.45$

查机械设计课本图 6-17 取 $K_\beta = 1.12$ 则

$$K = K_A K_V K_\alpha K_\beta = 1 \times 1.01 \times 1.45 \times 1.12 = 1.64$$

2)材料弹性系数

查机械设计课本表 6-5 得 Z_E=189.8$\sqrt{MPa}$

3)节点区域系数

由β=15 °，查机械设计课本表 6-19 取 Z_H=2.42

4）重叠度系数

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

其中ε_β>1，取ε_β=1，则

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1.68}} = 0.77$$

5）螺旋角系数

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 15°} = 0.983$$

6）接触疲劳强度极限

查机械设计课本图 6-27(c)取 σ Hlim3=590MPa

查图 6-27（b）取 σ Hlim4=470MPa

7）计算应力循环次数

$$N_3 = 60 n_3 j L_h = 60 \times 47 \times 1 \times 8 \times 300 \times 5 = 3.38 \times 10^7$$

$$N_4 = \frac{N_3}{u} = \frac{3.384 \times 10^7}{3.25} = 1.04 \times 10^7$$

查机械设计课本图 6-25 得 接触疲劳寿命系数 KHN3=1.25，KHN4 =1.3

8）计算接触疲劳许用应力

取安全系数 S=1(失效概率为 1%)

$$[\sigma_{H3}] = K_{HN3}\sigma_{H\lim 3} = 1.25 \times 590 = 737.5MPa$$

$K_\beta = 1.12$

$K = 1.64$

Z_E=189.8 $\sqrt{MPa}$

Z_H=2.42

$Z_\varepsilon = 0.77$

$Z_\beta = 0.983$

$\sigma_{Hlim3} = 590MPa$

$\sigma_{Hlim4} = 470MPa$

$N_3 = 3.38 \times 10^7$

$N_4 = 1.04 \times 10^7$

$K_{HN3} = 1.25$

$K_{HN4} = 1.3$

$[\sigma_{H3}] = 737.5$ *MPa*

$[\sigma_H] = 611$ *MPa*

$$[\sigma_{H4}] = K_{HN4}\sigma_{H\lim 4} = 1.3\times 470 = 611MPa$$

取 $[\sigma_H] = 611MPa$

9)试算小齿轮分度圆直径 d1

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2\times 1.64\times 161.039}{0.8}\times\frac{3.25+1}{3.25}\left(\frac{189.8\times 2.42\times 0.77\times 0.98}{611}\right)^2}$$

$$= 67.143mm$$

（4）拟定传动尺寸

1）校核圆周速度

$$v = \frac{\pi d_3 n_2}{60\times 1000} = \frac{\pi\times 67.14\times 47}{60\times 1000} = 0.165m/s$$

$K'_V = 1.0$

2）修正载荷系数

$$\frac{vZ_3}{100} = \frac{0.165\times 30}{100} = 0.0495\text{m/s}$$

$d'_3 = 66.92$ *mm*

查机械设计课本图 6-11b 得 $K'_V = 1.0$

3）校正分度圆直径

$$d'_3 = d_3\sqrt[3]{\frac{K_V'}{K_V}} = 67.14\times\sqrt[3]{\frac{1.0}{1.01}} = 66.92mm$$

$m_n = 2.5mm$

4）拟定模数

计算法向模数

$$m_n = \frac{d_3'\cos\beta}{Z_3} = \frac{66.92\times\cos 15°}{30} = 2.15mm$$

取原则值 $m_n = 2.5mm$

a=165mm

5）计算中心距

$$a = \frac{m_n(Z_3+Z_4)}{2\cos\beta} = \frac{2.5\times(30+98)}{2\times\cos 15°} = 165.64mm$$

圆整取 a=165mm

$\beta = 15.45^o$

6）按圆整后中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos\frac{m_n(Z_3+Z_4)}{2a} = \arccos\frac{2.5\times(30+98)}{2\times 165} = 15.45°$$

β 值变化不大，故不必对有关参数进行修正

d_1=77.81mm

7）拟定传动尺寸

$$d_1=\frac{m_nZ_3}{\cos\beta}=\frac{2.5\times30}{\cos15.45^o}=77.81mm$$

d_2=254.18mm

$$d_2=\frac{m_nZ_4}{\cos\beta}=\frac{2.5\times98}{\cos15.45^o}=254.18mm$$

b_3=70mm
b_4=63mm

8)计算齿宽

$$b=\varphi_d\cdot d_3=0.8\times77.81=62.25mm$$

圆整取 b_4=63mm，b_3=70mm

（5）校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度校核公式

$$\sigma_{F3}=\frac{2KT_2}{bd_3m_n}Y_{Fa3}Y_{Sa3}Y_\varepsilon Y_\beta\le[\sigma_{F3}]$$

$$\sigma_{F4}=\frac{\sigma_{F3}Y_{Fa4}Y_{Sa4}}{Y_{Fa3}Y_{Sa3}}\le[\sigma_{F2}]$$

1）计算重叠度系数

Y^{ε}=0.696

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_\alpha}=0.25+\frac{0.75}{1.68}=0.696$$

2）计算螺旋角系数

Y^{β}=0.736

$$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\frac{\beta}{120^o}=1-2.05\times\frac{15.45^o}{120^o}=0.736$$

3)计算当量齿数

z_{V3}=33.50

$$z_{V3}=\frac{z_3}{\cos^3\beta}=\frac{30}{\cos^3 15.45°}=33.50$$

z_{V4}=109.44

$$z_{V4}=\frac{z_4}{\cos^3\beta}=\frac{98}{\cos^3 15.45°}=109.44$$

4) 查取齿形系数

查机械设计课本图 6-21 得　YFa3=2.55，YFa4=2.18

5）查取应力集中系数

查机械设计课本图 6-22 得　YSa3=1.62，YSa4=1.82

6）查取弯曲疲劳极限应力及寿命系数

查机械设计课本图 6-28b。6-28c 得

Y_{Fa3}=2.55
Y_{Fa4}=2.18
Y_{Sa3}=1.62
Y_{Sa4}=1.82
$\sigma_{Flim3}=450MPa$
$\sigma_{Flim4}=390MPa$
$K_{FN1}=K_{FN2}=1$

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/197103061103006066