

机电一体化 课程设计

题目：数控铣床工作台三维运动伺服进给系统设计

学生姓名 _____

专 业 机械设计制造及其自动化

学 号 _____

班 级 _____

指导教师 _____

成 绩 _____

2010年6月

目 录

一、设计任务.....	1
1.1 机电一体化课程设计题目	1
1.2 数控铣床工作台等相关部件的基本参数	1
二、系统总体方案框图及分析说明.....	1
2.1 总体方案设计	1
2.2 绘制总体方案图	2
三、机械系统设计计算、各部件类型选择说明及进给传动系统的示意图与说明.....	2
3.1 移动部件的重量估算	2
3.2 负载的分析计算	2
3.3 导轨副的分析计算, 选型, 效核	4
3.4 丝杠螺母副的计算, 选型, 效核	5
3.5 绘制进给传动系统示意图	8
3.6 直流伺服电动机的计算, 选型, 效核	8
3.7 减速器的选用	9
3.8 验算系统的等效转动惯量	10
四、控制系统硬件电路设计.....	11
4.1 微机的选用	11
4.2 存储器的选用与扩展	12
4.3 译码电路设计	15
4.4 接口电路设计等	16
4.5 驱动电路的设计	17
4.6 绘制控制系统原理框图	18
五、传感器的选择与设计说明.....	19
5.1 选择传感器	19
5.2 传感器与微机的接口电路	20
六、课程设计总结与心得体会.....	21

一、设计任务

1.1 机电一体化课程设计题目

数控铣床工作台三维运动伺服进给系统设计

1.2 数控铣床工作台等相关部件的基本参数

- 能用键盘输入命令控制工作台的运动方向；
- 能实时显示当前运动位置；
- 具有越程指示报警及停止功能；
- 能有位置检测装置，能进行调节并反馈给控制系统；
- 工作台尺寸：700×800×50mm
- 工作台 T 型槽：5×18mm
- 工作台最大承重：800kg
- X—Y—Z 轴行程：600×800×350mm
- 电主轴输出功率：15kw
- 变频主轴转速：15000r/min
- 最高位移速度：15m/min
- 最大加工速度：8m/min
- X—Y—Z 轴最小分辨率（即脉冲当量）：0.001mm
- 定位精度：±0.005/300mm
- 重复定位精度：0.005mm

二、系统总体方案框图及分析说明

2.1 总体方案设计

(1) 系统的运动方式与伺服系统

为了使铣床的性能满足基本要求，选 x、z 轴坐标快进为 15m/min，水平拖力 $F_x=30\text{kN}$ ，则要求电动机功率 $P=Fv=(30\times 15/60)\text{kW}=7.5\text{kW}$ ，选用步进电机则满足不了要求，例如，200BF001 反应式步进电机，其最大静转矩为 14.7N.m，最高空载运行频率为 11000 step/s，步距角为 $\alpha=0.16^\circ/\text{step}$ ，若取最高工作频率下的工作转矩为最大静转矩的 1/4，则高速运行工作状态下所需功率为 $P_H=1/4\times 14.7\times 11000\times 0.16\times (2\pi/360)\text{W}=0.1129\text{kW}$ ，如果选用步进电机，则会降低快速性要求。但交流电机的控制结构较复杂，技术难度高，而且价格高，故选择直流伺服电机。选择半闭环系统比闭环系统简单，成本低，且能满足机床精度和加工精度基本的要求。

综上所述采用直流伺服电机开环控制系统驱动 X—Y—Z 工作台。

(2) 计算机控制系统

本设计采用了与 MCS-51 系列兼容的 AT89S51 单片机控制系统。它的主要特点是集成度高，可靠性好，功能强，速度快，有较高的性价比。

控制系统由微机部分、键盘、LED、I/O 接口、光电耦合电路、步进电机、电磁铁功率放大器电路等组成。系统的加工程序和控制命令通过键盘操作实现。LED 显示数控铣床工作台的状态。

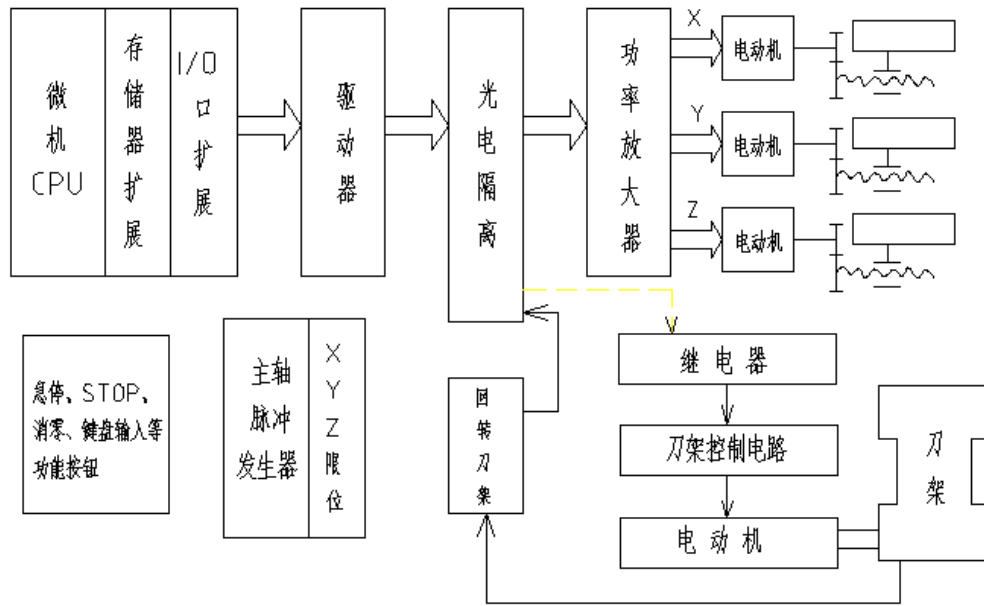
(3) X—Y—Z 工作台的传动方式

为保证一定的传动精度和平稳性,又要求结构紧凑,所以选用精密滚珠丝杠螺母传动副。为提高传动刚度和消除间隙,采用预加负荷的结构。

由于工作台的运动载荷不大,因此采用有预加载荷的双 V 形滚珠导轨。采用精密直线滚动导轨可减少两个相对运动面的动、静摩擦系数之差,从而提高运动平稳性,减小振动。

考虑直流电机和丝杆导程只能按标准选取,为达到分辨率的要求,需采用齿轮降速传动。

2.2 绘制总体方案图



开环控制系统框图

图 1 为本开环控制数控铣床工作台三维运动伺服进给系统设计的总体方案图。这种标准的微机数控系统通常采用单板机、单片机、驱动电源、步进电机及专用控制程序组成的开环控制系统,其结构简单、价格低廉。对机床的控制过程是由单片机或者单板机,按照输入的加工程序进行查补运算,由软件或硬件实现脉冲分配,输出一系列脉冲、经功率放大驱动 X—Y—Z 三个坐标轴运动的步进电机来实现。

三、机械系统设计计算、各部件类型选择说明及进给传动系统的示意图与说明

3.1 移动部件的重量估算

工作台重量估算:

$$m_1 = \rho V = 7.8 \times 10^3 \times 700 \times 800 \times 50 \times 10^{-9} = 218.4 \text{ kG} \approx 220 \text{ kG}$$

工作台最大承载 $m_2=800\text{kG}$,

总的重量估算如下:

$$M = m_1 + m_2 = 1020 \text{ kG}$$
$$G = Mg = 10200 \text{ N} = 10.2 \text{ kN}.$$

3.2 负载的分析计算 (机床设计手册 P498)

直流伺服电机的负载有外力负载、摩擦负载和惯性负载, 所选直流伺服电机必须克服这些负载才能作正常的进给驱动。这里我们以 Z 轴计算为主, X、Y 轴的相关计算略。

(1) 切削负载:

根据切削原理近似公式计算, 有 $F_X = 30kN$, $F_X = 0.6F_Z \Rightarrow F_Z = F_X / 0.6 = 50kN$,

$$F_Y = 0.5F_Z = 25kN。$$

(2) 摩擦阻力:

本数控铣床工作台三维运动伺服进给系统采用滚动导轨副, 滚动导轨副的摩擦系数一般 $\mu = 0.003 \sim 0.005$ 之间, 这里我们取其中间值 $\mu = 0.004$, 摩擦阻力如下:

$$F_f = \mu(G + F_Z) = 0.004 \times (10.2 + 50) kN = 240.8N$$

注: 这里取 $g = 10m/s^2$, 其他的摩擦阻力这里没有计算。

(3) 等效转动惯量计算:

$$J_{eq}^k = \frac{900}{\pi^2} \sum_{i=1}^m m_i \left(\frac{v_i}{n_k} \right)^2 + \sum_{j=1}^n J_j \left(\frac{n_j}{n_k} \right)^2$$

式中 v_i 采用最不利于机床启动时的速度, 这里选用快速进给速度 $v_i = 15m/min$;

$n_k = n_m$ (电动机) = 2000r/min; $m_i = 1020kg$ (全部直线运动部件的总质量)。旋转的部件暂时没有计算考虑 (因为此时不知道减速器中齿轮的相关尺寸)。

$$J_{eq}^k = \frac{900}{3.1416^2} \times 1020 \times \left(\frac{15}{60 \times 2000} \right)^2 = 0.0015 kg \cdot m^2$$

(4) 滚珠丝杠摩擦阻力矩 (T_{sm}) 的计算:

由于丝杠承受轴向载荷, 又由于采取了一定的预紧措施, 故滚珠丝杠会产生摩擦阻力矩, 但由于滚珠丝杠的传动效率很高, 其摩擦阻力矩相对于其他负载力矩小得多, 故一般不予考虑。

(5) 等效负载转矩 T_{ep}^m :

$$T_{ep}^m = \frac{1}{2\pi} (F_Z + F_f) \times v / n_m = \left[\frac{1}{2 \times 3.1416} \times (50 \times 10^3 + 240.8) \times 15 / 2000 \right] N \cdot m$$

= 59.9705N.m

(6) 启动惯性阻力矩 (T') 的计算:

这里以最不利于启动的快速速度进行计算, 设启动加速 (或制动减速) 时间为 $\Delta t = 0.3s$ (一般在 0.3~1s 之间选取), 由于电动机转速:

$$\omega_m = 2\pi n_m / 60 = 2 \times 3.1416 \times 2000 / 60 s^{-1} = 209.4395 s^{-1}$$

取加 (减) 速曲线为等加 (减) 速梯形曲线, 故角加速度为:

$$\varepsilon_m = \frac{\omega_m}{\Delta t} = (209.4395 / 0.3) s^{-2} = 698.1317 s^{-2}$$

则： $T' = J_{eq}^k \varepsilon_m = 0.0015 \times 698.1317 N.m = 1.0472 N.m$

(7) 直流伺服电机输出轴上总负载转矩 T_Σ ：

$$T_\Sigma = T_{eq}^m + T' = (59.9705 + 1.0472) N.m = 61.0177 N.m$$

3.3 导轨副的分析计算，选型，效核（机床设计手册 P1109、P1118）

执行机构是伺服系统中的被控对象，是进行实际操作的机构，执行机构中一般含有导向机构，执行机构方案的选择主要是指导向机构的选择，即导轨的选择。这里我们选择直线滚动导轨。

它的主要特点是：(1)承载能力大，刚度高。直线滚动导轨副中，滚珠与圆弧沟槽相接触，因为许用载荷和刚度与点接触相比有较大幅度的提高。(2)采用直线滚动导轨副可以简化设计、制造和装配工作。导轨副的安装基面精度和质量要求不高，只要求精铣或精刨。

本系统中工作台负载 $G=Mg=10200N=10.2kN$ ， $F_z=50kN$ ，有效行程 $L_z=350mm$ ，每分钟往复次数为 $N=4$ ，移动速度 $V \leq 15m/min$ ，运动条件为：常温，平稳无冲击和振动。

(1) 直线运动导轨上负荷的计算：（P1106—P1118）

计算条件：水平安装，卧式导轨，滑块座移动，工作台质量均匀分布，垂心在中间，外力 F 的作用点偏离中心，不与中心重合。计算负荷如下：

$$P_1 = \frac{10.2}{4} + \frac{50}{4} - \left(\frac{600-400}{2 \times 1000} + \frac{350-250}{2 \times 600} \right) \times 4 = 14.3167 kN$$

$$P_2 = \frac{10.2}{4} + \frac{50}{4} + \left(\frac{600-400}{2 \times 1000} - \frac{350-250}{2 \times 600} \right) \times 4 = 15.1167 kN$$

$$P_3 = \frac{10.2}{4} + \frac{50}{4} - \left(\frac{600-400}{2 \times 1000} - \frac{350-250}{2 \times 600} \right) \times 4 = 14.9833 kN$$

$$P_4 = \frac{10.2}{4} + \frac{50}{4} + \left(\frac{600-400}{2 \times 1000} + \frac{350-250}{2 \times 600} \right) \times 4 = 15.7833 kN$$

在这里，我们选取最大值 $P_4=15.7833kN$ 代入计算。

(2) 额定寿命计算：

在这里我们选用使用钢珠的直线滚动导轨，其额定寿命计算公式如下：

$$L = \left(\frac{f_H f_T f_C}{f_W} \times \frac{C}{P_C} \right)^3 \times K$$

式中 L ：额定寿命 km ；

C ：基本额定动负荷， kN ；

K ：额定寿命单位，滚珠时， $K=50km$ ，滚珠时， $K=100km$ 。

P_C ：计算负荷， kN ；

f_H ：硬度系数，取 $f_H=1$ ；

f_T ：温度系数；

f_C ：接触系数，

f_W ：载荷系数。

这里我们先试选型号为 GGB65—AA2L₁2×350×D 直线滚动导轨副。
查表得：这种导轨的额定动、静载荷分别为 C=115kN，Ca=163kN，f_H=1，f_T=1，f_C=0.66，f_W=1.2。计算得 Pc=15.7833kN。代入公式有：

$$L = \left(\frac{1 \times 1 \times 0.66}{1.2} \times \frac{115}{15.7833} \right)^3 \times 50 = 3217.8 \text{ km}$$

其中寿命时间的计算公式为：

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times L_a n_c \times 60} \approx \frac{8.3L}{L_a n_c}$$

注：L_h—寿命时间，h，
L—额定寿命，km，
L_a—行程长度，m，
N_c—每分钟往复次数。

根据上述数据计算有： $L_h = \frac{3217.8 \times 10^3}{2 \times 0.35 \times 4 \times 60} \approx 19717 \text{ h}$ ，按照每年工作日为 300 天，

二班工作制，每班 8h，开机率为 80%，则预计寿命年限为：

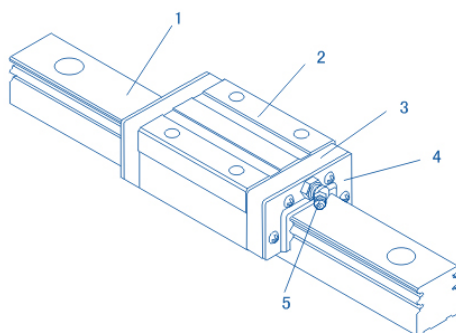
$$L_h = \frac{19717}{300 \times 16 \times 0.8} = 5.1346 \text{ 年}$$

故选用型号为 GGB65—AA2L₁2×350×D 直线滚动导轨副能满足要求。

(3) 滚动导轨预紧及调整：

当工作台往复移动时，工作台压在两端滚动体上的压力会发生变化，受力大的滚动体变形大，受力小的滚动体变形小。当导轨在位置 I 时，两端滚动体受力相等，工作台保持水平；当导轨移动到位置 II 或 III 时，两端滚动体受力不相等，变形不一致，使工作台倾斜 α 角，由此造成误差。此外，滚动体支承工作台，若工作台刚度差，则在自重和载荷作用下产生弹性变形，会使工作台下凹（有时还可能出现波浪形），影响导轨的精度。

(4) 结构形式如下：



1、导轨 2、滑块 3、返回器
4、密封端盖 5、注油杯

3.4 丝杠螺母副的计算，选型，效核（机床设计手册 P730—P753）

假设工作时候平均载荷 F_m=5000N；丝杠的使用寿命 L_h=20000h；丝杠的工作长度

$L=0.35\text{m}$; 丝杠的转速 $n=600\text{r/min}$, 丝杠材料为 CrWMn 钢, 滚道硬度为 58~62HRC, 传动精度要求 $\sigma = \pm 0.03\text{mm}$ 。

(1) 求出计算载荷 F_c :

$$\text{计算公式为: } F_c = K_F K_H K_A F_m$$

式中: K_F —载荷系数, K_H —硬度系数, K_A —精度系数, F_m —工作载荷, 这些都是按照相关的标准查取。计算载荷为如下,

$$F_c = K_F K_H K_A F_m = 1.2 \times 1.0 \times 1.0 \times 5000 = 6000\text{N}$$

(2) 根据寿命计算出额定动载荷:

$$C_a' = F_c \sqrt[3]{\frac{n_m L_h}{1.67 \times 10^4}} = 6000 \sqrt[3]{\frac{600 \times 20000}{1.67 \times 10^4}} = 53741\text{N}$$

(3) 查滚珠丝杠副系列中的额定动载荷 C_a , 使 $C_a \geq C_a'$, 初选几个规格 (或型号), 列出其主要参数如下表所示:

规格型号	D_0	公称导程 p	丝杠外径 d	钢球直径 d0	丝杠内径 d1	循环圈数	动载荷 Ca(kN)
FFZD6310	63	10	61	7.144	55	4	58
FFZD8010	80	10	78	7.144	72	4	65
FFZD6312	63	12	91	7.144	55	4	59
FFZD8012	80	12	78	7.144	72	4	65

注: FFZD 型为内循环浮动反相器双螺母垫片预紧滚珠丝杠副。

最后考虑各种因素, 选丝杠型号为 FFZD6310, 其中:

公称直径: $D_0=63\text{mm}$

导程: $p=10\text{mm}$

螺旋角: $\lambda = \arctan(10/(63\pi)) = 2^\circ 54'$

钢球滚珠直径: $d_0=7.144\text{mm}$

丝杠内径: $d_1=55\text{mm}$

(4) 稳定性验算:

①由于一端轴向固定的长丝杠在工作时可能发生失稳,所以在设计时应验算其安全系数 S ,其值应大于许用安全系数 $[S]$ 。

丝杠不会发生失稳的最大载荷称为临界载荷 F_{cr} :

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_a}{(\mu l)^2}$$

式中: E —丝杠的弹性模量, 对钢来说 $E=206\text{GPa}$

I_a —丝杠危险截面的轴惯性矩,

$$I_a = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{\pi \times 0.055^4}{64} = 4.4918 \times 10^{-7} m^4$$

μ —长度系数，双推-简支时， $\mu=2/3$

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 206 \times 10^9 \times 4.4918 \times 10^{-7}}{(2/3 \times 0.35)^2} = 1.6774 \times 10^7 N$$

$$\text{安全系数 } S = \frac{F_{cr}}{F_m} = \frac{1.6774 \times 10^7}{5000} = 3354.8 \gg [S] = 2.5 \sim 3.3$$

故丝杠是安全的，不会失稳。

支承方式 有关系数	双推—自由 F—O	双推—简支 F—S	双推—双推 F—F
[S]	3~4	2.5~3.3	—
μ	2	2/3	—
f_c	1.875	3.927	4.730

② 临界转速 n_{cr} 验证

高速运转时，需验算其是否会发生共振的最高转速，要求丝杠最高转速 $n_{\max} < n_{cr}$ ，临界转速可按公式计算：

$$n_{cr} = 9910 \frac{f_c^2 d_1}{(\mu l)^2} = 9910 \times \frac{3.927^2 \times 0.055}{(2/3 \times 0.35)^2} \approx 1.5438 \times 10^5$$

$$n_{cr} > n_{\max} = 10000。$$

(5) 刚度验算：

滚珠丝杠在工作负载 F (N) 和转矩 T (N.m) 共同作用下引起每个导程的变形量 ΔL_0 (m)

$$\text{为： } \Delta L_0 = \pm \frac{pF}{EA} \pm \frac{p^2 T}{2\pi GJ_c}$$

式中：A—丝杠的截面积， $A = \frac{\pi}{4} d_1^2 (m^2)$

J_c —丝杠的极惯性矩， $J_c = \frac{\pi}{32} d_1^4 (m^2)$

G—丝杠切变模量，对于钢 $G=83.3\text{GPa}$ ；

T—转矩 (N.m)

$$T = F_m \frac{D_0}{2} \tan(\lambda + \rho) = 5000 \times \frac{63}{2} \times 10^{-3} \tan(2^\circ 54' + 8' 40'') \approx 8.3766 (N.m)$$

按最不利的情况，即取 $F=F_m$ ，则：

$$\Delta L_0 = \frac{pF}{EA} + \frac{p^2 T}{2\pi GJ_c} = \frac{4pF}{\pi E d_1^2} + \frac{16p^2 T}{\pi^2 G d_1^4} \quad (p \text{ 为基本导程})$$

$$= \left(\frac{4 \times 10 \times 10^{-3} \times 5000}{3.14 \times 206 \times 10^9 \times 0.055^2} + \frac{16 \times (10 \times 10^{-3})^2 \times 8.3766}{3.14^2 \times 83.3 \times 10^9 \times 0.055^4} \right) \approx 10.394 \mu\text{m}$$

通常要求丝杠的导程误差应小于其传动精度的 1/2，即：

$$\Delta L < \frac{1}{2} \sigma = \frac{1}{2} \times 0.03 \text{mm} = 15 \mu\text{m}$$

故该滚珠丝杠刚度满足要求。

(6) 效率验算：

滚珠丝杠副的传动效率为：

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)} = \frac{\tan(2^\circ 54')}{\tan(2^\circ 54' + 8' 40'')} = 0.9492$$

通常要求在 90%~95%之间，所以该丝杠副能满足使用要求。

最后，经上述计算验证，FFZD6310 各项性能指标均符合题目要求，可选用。

3.5 绘制进给传动系统示意图



电动机传动原理图

双推——简支式进给传动系统示意图

3.6 直流伺服电动机的计算，选型，效核（机床设计手册 P1323）

本系统设计中，由于在前面的总体设计中已经说明了步进电机不能满足其性能要求，故选择直流伺服电机，并且是在半闭环控制系统中使用。

宽调速直流伺服电机应根据负载条件来选择。加在电动机轴上的负载有两种，即负载转矩和负载转动惯量。当选用电动机的时，必须正确的计算负载，即必须确认电动机能满足下列条件：(1)在整个调速范围内，其负载转矩应在电动机连续额定转矩范围以内；(2)工作负载与过载时间应在规定的范围内；(3)应使加速度与希望的时间常数一致。一般讲，由于负载转矩起减速作用，如果可能，加减速应选取相同的时间常数。

我们在这里首先初选大惯量系列（H 系列）型号为 60H 的直流伺服发电机。其性能参数如下：输出功率 15kW，额定转矩 98N.m，最大转矩为 784 N.m，最高转速为 2000r/min，转子转动惯量 0.0027kg.m²，机械时间常数 12ms，热时间常数 120min，重量为 160kg。

(1) 过热验算：

当负载转矩为变量时，应用等效法求其等效转矩：

$$T_{eq} = T_{dx} = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots}}$$

由前述计算直流伺服电机输出轴上总负载转矩 $T_{\Sigma} = 61.0177N.m$

式中： t_1, t_2 — 时间间隔，在此时间间隔内的负载转矩分别为 $T_1, T_2 \dots$ 。

所选电动机过热的条件为

$$\begin{cases} T_N \geq T_{eq} \\ P_N \geq P_{dx} \end{cases}$$

式中： T_N — 电动机的额定转矩，N.m；

P_N — 电动机的额定功率，W；

P_{dx} — 由等效转矩 T_{eq} 换算的电动机功率，W， $P_{dx} = (T_{eq} n_N) / 9.55$ 。其中 n_N 为电动机的额定转速 r / min 。

由本题可知： $T_{eq} = T_{\Sigma} = 61.0177N.m \leq T_N = 98N.m$

$$P_{dx} = (61.0177 \times 2000) / 9.55 = 1.2779 \times 10^4 \leq P_N = 15kW$$

(2) 过载验算：

即使使瞬时最大负载转矩 $T_{\Sigma \max}$ 与电动机的额定转矩 T_N 的比值不大于某一系数，即：

$$\frac{T_{\Sigma \max}}{T_N} \leq k_m$$

式中： k_m — 电动机过载系数，取 $k_m = 2.2$ 。

由题知： $\frac{61.0177}{98} = 0.6226 < k_m = 2.2$

故该电动机有较好的过载保护能力。

3.7 减速器的选用

直流伺服电机与丝杠螺母间的运动传递可能有多种形式,我们这里选择通过减速器传动丝杠。

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/558023024041006075>