

1 绪论

本次设计的电磁杠杆式翻模机械手一种专用机械手，用于陶瓷工厂翻模工作，虽是专用机械手但不乏通用件，里面的零部件基本可以在市场上买到。所以本次设计依然依托于平时学习的机械设计、机械原理等知识。

1.1 机械手定义

机械手在发展工业的应用相当广泛，还没有人对“机器人机械手”给出明确的统一的定义。而“机械手”通常都具有固定的手部、工作方法大都适应于稳固的机械装置。因而称作“机器人机械手”、“机械手”、“操作机”的这几种自动化和半自动化装置，在某些方面有很多相同之处，所以不易区别开来，从其技术特点来看，其区别如下。

“机器人机械手”：大都是指程序的自动抓取、搬运、操纵工具的装置。

“机械手”：附于主机、程序特定的抓取、操作装备。像自动线、自动线的上、下料，主要加工的自动换刀的装置。

“操作机”：一般是指由人控制的半搬运、抓取、操作装置。如锻造操作机或放射性材料、火工品的装配等所使用的装置。

本次课题研究的电磁杠杆式机械手用于陶瓷制造行业的翻模工作，把水平链盘上带有碗坯的石膏模钳送到干燥机供模集模皮带上。钳送时，使石膏模移位外，还要使模子翻一个身，以便模子底朝上放置在干燥机吊篮上，以利于下一个脱模工序。则按照前面的阐述本课题研究的一种专用机械手。

1.2 机械手发展趋势

电磁杠杆式翻模机械手是一种模拟人手操作的自动机械。应用此机械手可以代替人从事单调、重复或繁重的体力劳动，并且能够保证产品不受人造的损坏，实现生产的机械化和自动化，改善劳动条件，保证人身安全。其除了具备上述的发展趋势还具备具有以下的独特的发展趋势：

- 1 专用于某一种作业；如下图所示的是一种专用的机床上下料机械手

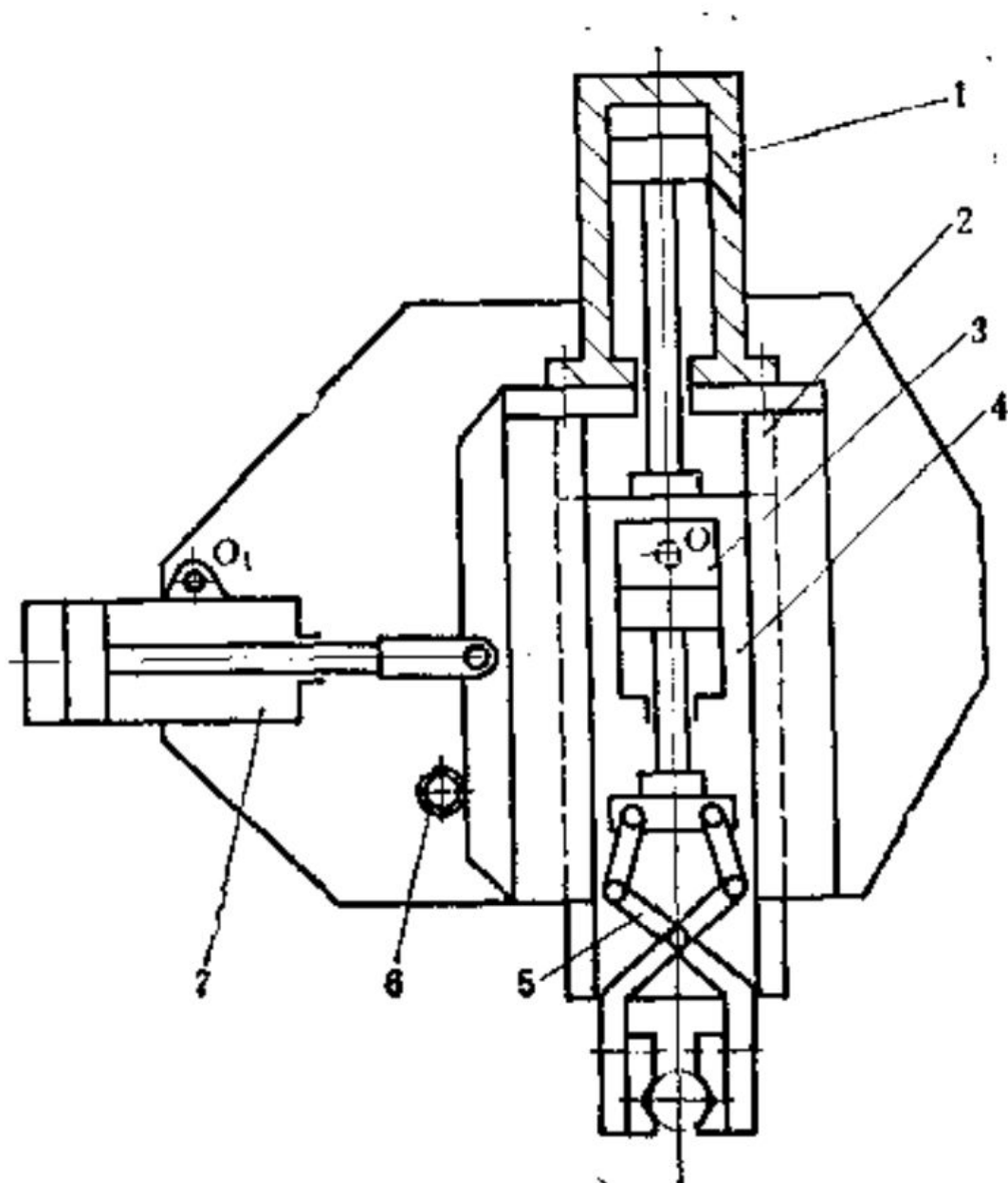


图 1 机床上下料机械手

2 成本低廉；3 容易操作；4 维修简单方便

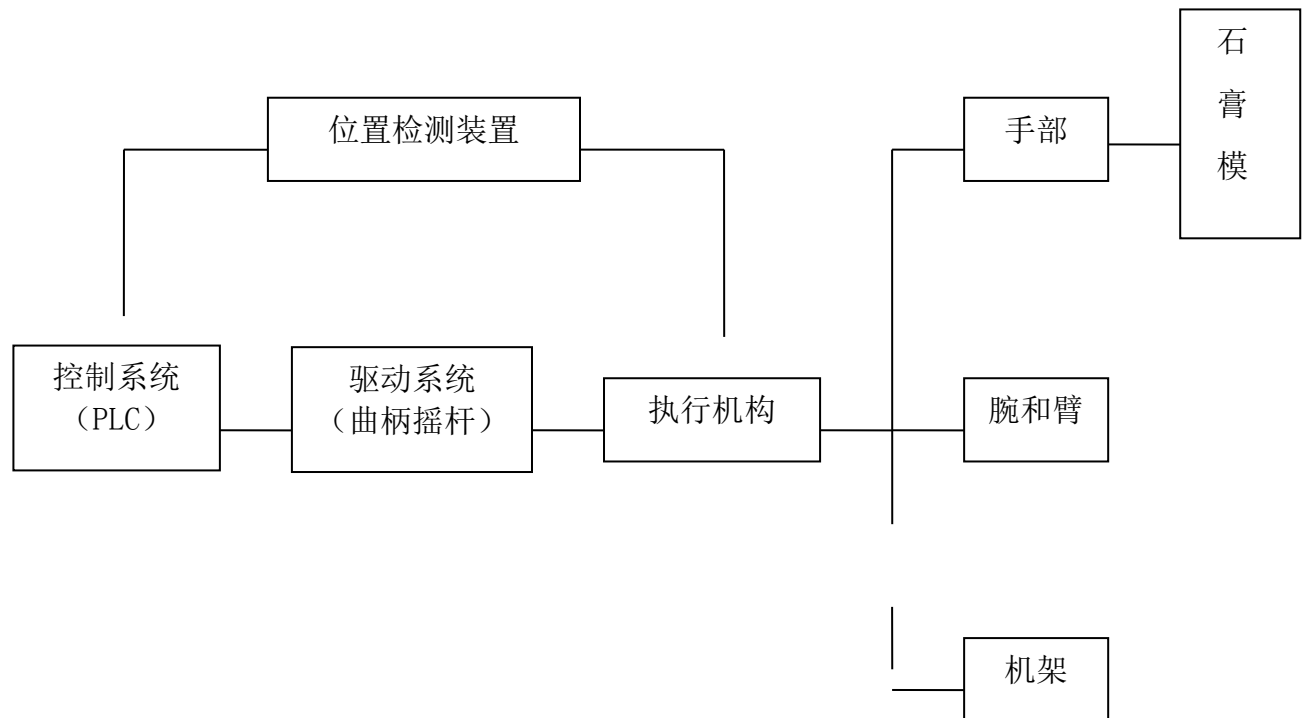
1.3 机械手研究的目的意义

在机械运作工业中，应用的意义可以概括如下：

- (1) 以增强生产的自动化控制程度
- (2) 提高工作基础，避免人身事故
- (3) 减少人力劳动，并便于生产

1.4 机械手工作原理及组成部件

1.4.1 机械手的系统工作原理框图



1.4.2 执行机构

- 1、手部
- 2、手臂
- 3、立柱
- 4、机座

1.4.3 驱动系统

1.4.4 控制系统

1.5 设计要考虑的几个因素

- (1) 具有足够的夹紧力
- (2) 手指间应具有一定的开闭角
- (3) 保证工件准确定位
- (4) 具有足够的强度和刚度。
- (5) 考虑石膏模的强度

1.6 设计原则

这次毕业设计的原则是：以任务书的具体设计要求为设计目标，考虑机械手工作的环境具体要求。在工艺要求的基础上，使结构简易，采用标准化、模块化的配件，降低

成本，提高可靠性。本着科学经济和满足生产要求的设计原则，同时也考虑本次设计是毕业设计的特点，将大学期间所学的知识，如机械设计、机械原理、液压、气动、电气传动及控制、传感器、可编程控制器（PLC）、电子技术、自动控制等知识尽可能多的综合运用到设计中，使得经过本次设计对大学阶段的知识得到巩固和强化，同时也考虑个人水平，充分发挥个人特长。

2 整体结构设计方案

本课题的电磁杠杆式机械手是用于陶瓷制造行业中的翻模工作，把水平链盘上带有碗坯的石膏模钳送到干燥机供模集模皮带上。基本原则是：充分分析动作要求，拟定最合理的作业工序和工艺，并满足系统功能要求和环境条件；下图即为电磁杠杆式机械手示意图。

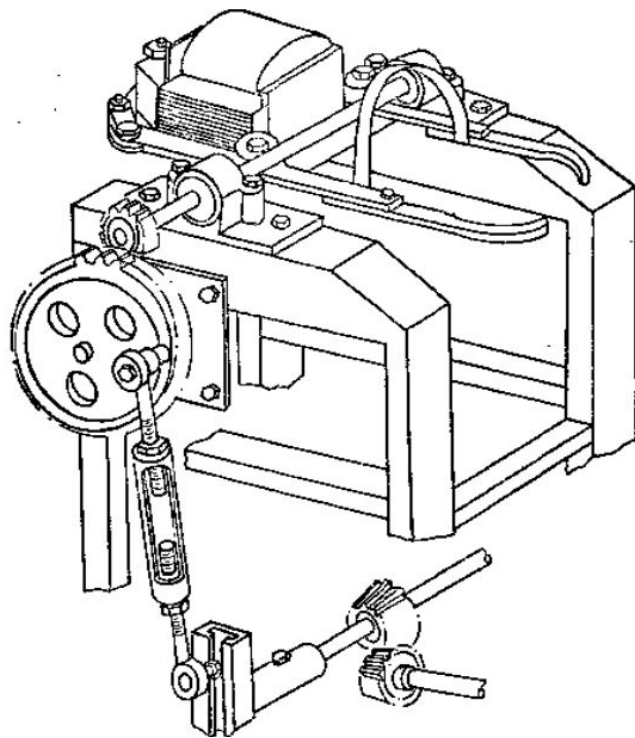


图2-1电磁杠杆式机械手轴侧投影图

2.1 机械手的坐标型式与自由度方案设计

2.1.1 坐标型式的选取

各结构形式及其相应的特点如下：

1. 直角坐标机器人结构

工作空间为一空间长方体。直角坐标机器人主要用于装配作业及搬运作业，有悬臂

式，龙门式，天车式三种结构。

2. 圆柱坐标机器人结构

空间运动是用一个回转运动及两个直线运动来实现的，这种机器人构造比较简单，精度还可以，常用于搬运作业。其工作空间是一个圆柱状的空间。

3. 球坐标机器人结构

由两个回转运动和一个直线运动来实现的，如图这种机器人结构简单、成本较低，但精度不很高。主要应用于搬运作业。其工作空间是一个类球形的空间。

4. 关节型机器人结构

空间运动是由三个回转运动实现的在工业中应用十分广泛，如焊接、喷漆、搬运、装配等作业，都广泛采用这种类型的机器人。

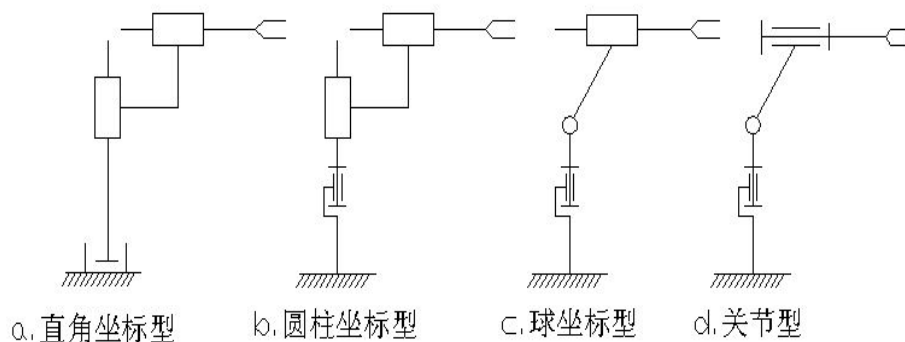
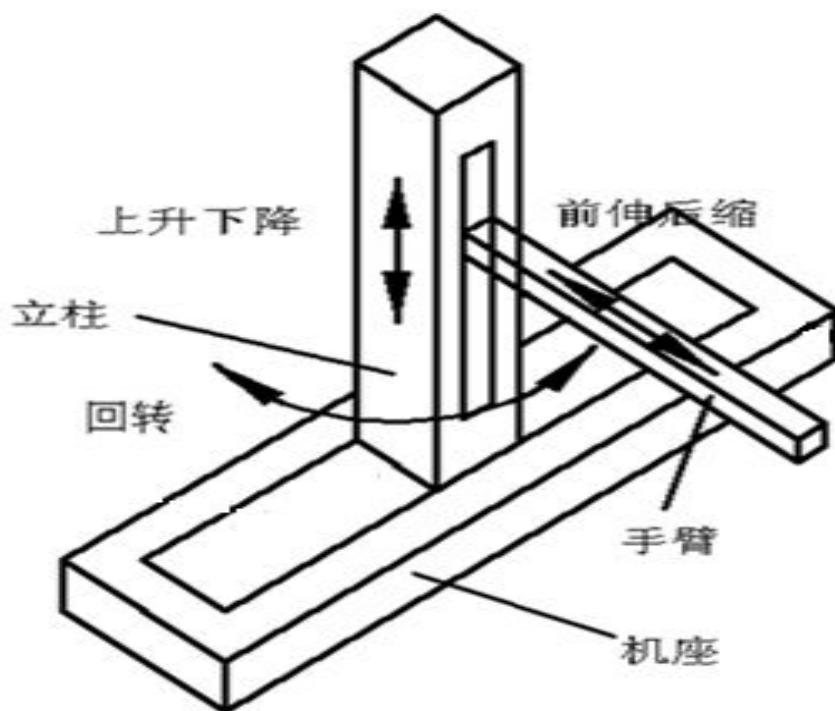


图 2-2 四种机器人坐标形式

方案选取：本机械手在翻模时手臂具有回转运动，因此，采用圆柱坐标型式。

2.1.2 自由度的选取

每一个构件相对固定坐标系做多可有六个自由度即沿着 X、Y、Z 的往复运动和回转运动。这些运动副又可分为只有一个自由度的回转副和移动副或者有三个自由度的球面副。具体运动可见图 2-3



2-3 机械手的运动示意图

本课题的电磁杠杆式翻模机械手是一种专用雨翻模的机械手，只要实现手臂的 180° 回转，和一定范围的伸缩。

方案选取：自由度选取两个

2.2 机械手的手部（手爪）结构设计

2.2.1 设计要求

机械手末端执行器的种数多，以适应机械手的不同工作要求。末端执行器可分为搬运、加工测量用等。

在设计机械手末端执行器时，

1. 机械手末端执行器是根据机械手操作条件来设计的。一个新的末端执行器的出现，就可以一种机器人新的应用场所。因此，根据作业的需要和人们的想象力而创造的新的机械手末端执行器，将不断的扩大机械手的应用领域。

2. 机械手末端执行器的重量、被抓取物体的重量及操作力的总和机械手容许的负荷力。因此，要求机械手末端执行器小、轻、紧凑。

3. 目能用于生产的还是那些结构简单、万能性不强的机械手末端执行器。而不主张用一个万能的末端执行器去完成多种作业。因为这种万能的执行器的结构复杂且造价昂贵。

4. 通用性和万能性是两个概念，万能性是指一机多能，而通用性是指有限的末端执行器，这就要求末端执行器要有标准的机械接口，使末端执行器实现标准化和积木化。

5. 要便于安装和维修，易于实现计算机控制。用计算机控制最方便的是电气式执行机构。因此，工业机械手执行机构的主流驱动是电气式。

2.2.2 机械手手爪运动和驱动方式设计

具备以下典型的运动方式：

1. 楔块杠杆式手爪

楔块与杠杆来实现手爪的松、开，来实现抓物品。

2. 滑槽式手爪

当活塞向前运动时，滑槽通过销子，产生夹紧力，当活塞向后运动时，手爪松开。

这种手爪波动很大，用来抓取不同的工件。

3. 连杆杠杆式手爪

通常与弹簧联合使用。

4. 齿轮齿条式手爪

这种通过活塞推动，带动齿轮旋转，产生夹紧与松开动作。

5. 平行杠杆式手爪

平行四边形机构，不要导轨就能保证手爪的两手指保持平行运动，比带有导轨的平行移动手爪的摩擦力要小很多。

机器人夹持器（手爪）的驱动方式主要有三种

1. 气动驱动方式

但该类系统缺点就是功率质量比较小，所以适合于节拍快、负载小且精度要求不高的场合

2. 电动驱动方式

但这种驱动方式不能用于有防爆要求的条件下，因为电机有可能产生火花和发热。

3. 液压驱动方式 液压驱动系统传动

它具有高精度、高灵敏度和安全性。比如在一些工作区域对所带电压有要求的场合。适用于大负载的场合。

但具有以下的缺点：

（1）在工作过程中常有能量损失，不仅污染工作场地，可能引起失火事故，而且影响执行部分的运动平稳性。

(2) 工作时受温度变化影响较大。油温变化时，液体粘度变化，引起运动特性变化。

(3) 易造成噪声。

(4) 为了杜绝泄漏，且使用维护需要较高技术水平。

方案选取：(1) 由于本次的机械手是一种专用机械手，并且要求成本低廉，控制方便，维修简单，体积较小，故选择较早以前用的一种方式：电磁式。但此电磁铁是和杠杆结合在一起。通过电磁力驱动杠杆的运动，具备以上要求。

(2) 由于碗坯石膏模是圆形的故手指的形状为圆形如 2-4 所示，运动方式选取连杆杠杆式。

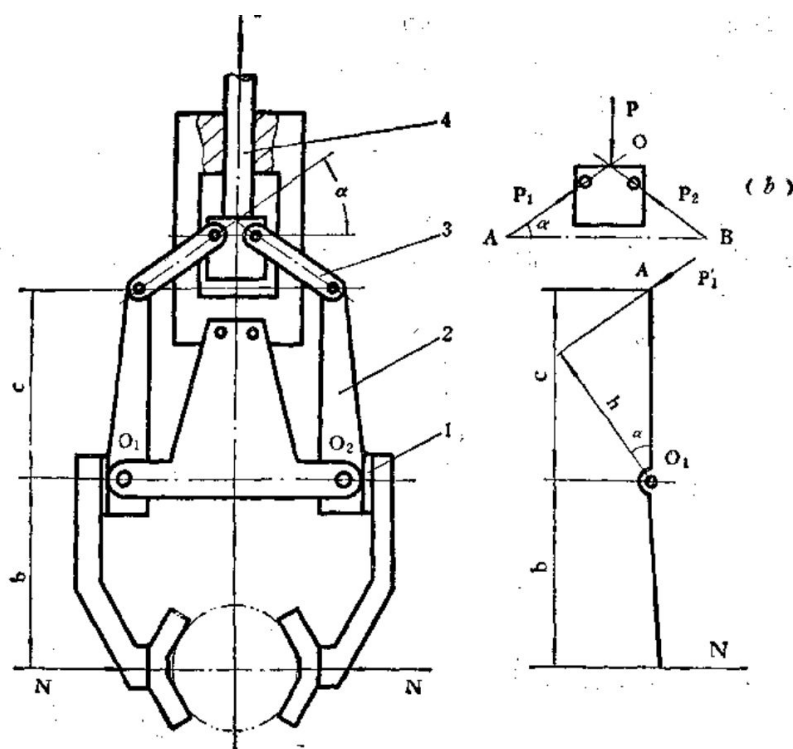


图 2-4 机械手手指形状

2.3 机械手的腕部（臂部）结构设计

本次机械手的特别之处就是腕部和手臂是一体的，没有自由度，跟随手臂回转。具体见手臂方案选取。

2.4 机械手的手臂结构设计

本次机械手只要具备回转 180° 即可，按照具体的工作要求选取适当的长度。其驱动方式是传动轴驱动，传动轴通过齿轮传动和曲柄摇杆驱动。

2.5 机械手的驱动方案设计

由于电磁杠杆系统的动作迅速，反应灵敏，阻力损失成本低廉因此本机械手采用电磁杠杆传动驱动手指的开合。同时利用弹簧使手指张开。

而手臂的回转前面已经介绍过用齿轮传动和曲柄摇杆驱动。

2.6 机械手的控制方案设计

本次设计不涉及控制方案的设计，故没有详

3 手部结构设计计算

3.1 夹紧力计算

- (1) 应有恰当的夹紧力驱动力;
- (2) 手指应具有一定的开闭范围;
- (3) 应保证手指内的夹持精度;
- (4) 要求结构紧凑, 轻, 效率高;
- (5) 应考虑通用性和特殊要求。

设计参数及要求

- (1) 执行动作为抓紧—放松;
- (2) 所要抓紧的石膏模直径为 200mm, 重量 5kg, 放松时的两抓的最大距离为 220-230mm/s, 1s 抓紧, 夹持速度 20mm/s;
- (3) 夹持器有足够的夹持力;
- (4) 夹持器靠法兰联接在手臂上。

$$N = k_1 k_2 k_3 G \quad (3-1)$$

式中:

K_1 —安全系数, 取 1.5;

K_2 —工件情况系数, $k_2 = 1 + \frac{a}{g} = 1 + \frac{0.4}{9.8} = 1.04$, $a = 0.4 \text{ m/s}^2$

K_3 , $K_3 = \frac{0.5 \sin \theta}{f}$, f 为摩擦系数, 这里 K_3 取 1

则 $N = 1.5 * 1.04 * 49 = 76.44$, 取整 $N = 77\text{N}$

3.2 驱动力计算

根据前面的方案选取, 手部采用电磁杠杆式的驱动方式, 其中杠杆的连接方式采用的是连杆杠杆式如图 3-1

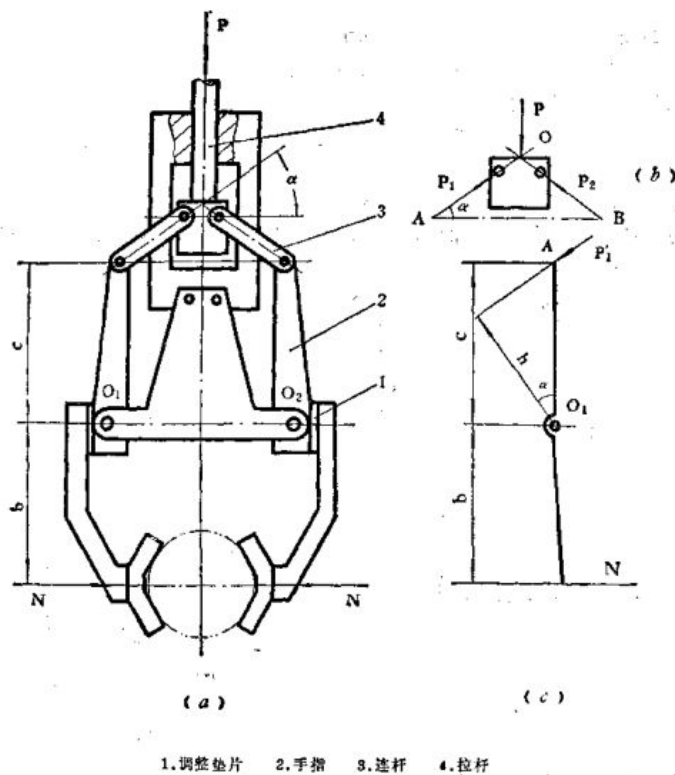


图 3—1 连杆杠杆式手指

$$\Sigma F_X = 0, \quad p_1 = p_2$$

$$\Sigma F_X = 0,$$

$$p = 2p_1 \sin a$$

$$p_1 = \frac{P}{2\sin a}$$

连杆对手指 2 的作用力为 p_1 , 因连杆 3 为二力杆, 故 $\overline{p_1} = -\overline{p_1}$, 由手指的力矩平衡条件, 即

$$\Sigma m(F) = 0$$

$$P_1 h = N b$$

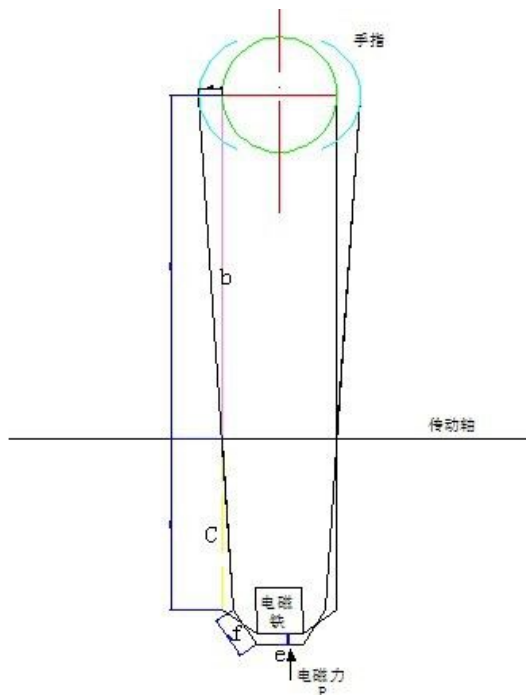
因 $h = c \cdot \cos a$

$$\text{所以} \quad p = \frac{2b}{c} \cdot \operatorname{tga} \cdot N \quad (3-2)$$

由（3-1）公式可知，若结构尺寸 c 、 b 和理论驱动力 p 一定时。如果工件允许有少量的尺寸变化时，可更换调整垫片 1，调整到使手指在夹紧最小尺寸的工件时，保持 α 角大于 0。

根据工作要求夹紧时 $b=600\text{mm}$ $c=300\text{mm}$ $e=80\text{mm}$ $\alpha=30^\circ \sim 40^\circ$ 这里取 $\alpha=35^\circ$ 轴上两根杠杆距离：318.89mm

利用 CAD 软件画图实验可求得 $d=173.01\text{mm}$ $h=20.59\text{mm}$ 具体见下图 3-2



3-2 机械手示意图

$$\text{则} \quad p = \frac{2 \times 600}{300} \times \operatorname{tg} 35^\circ \times 77 = 215.6\text{N} \quad \text{取整为 } 216\text{N}$$

上面的 p 是理论驱动力， $p_{\text{实际}} = \frac{p}{\eta}$

η ：手部杠杆传动机械效率，一般取 $0.85 \sim 0.95$ 取 $\eta = 0.88$ （滑动摩擦）

$$\text{则} \quad p_{\text{实际}} = 216 / 0.88 = 245.5\text{N}$$

所以实际因为杠杆是通过电磁铁驱动，则 $F_{\text{电磁}} = p_{\text{实际}} = 245.5\text{N}$

3.3 计算确定电磁铁型号

3.3.1 电磁铁的结构

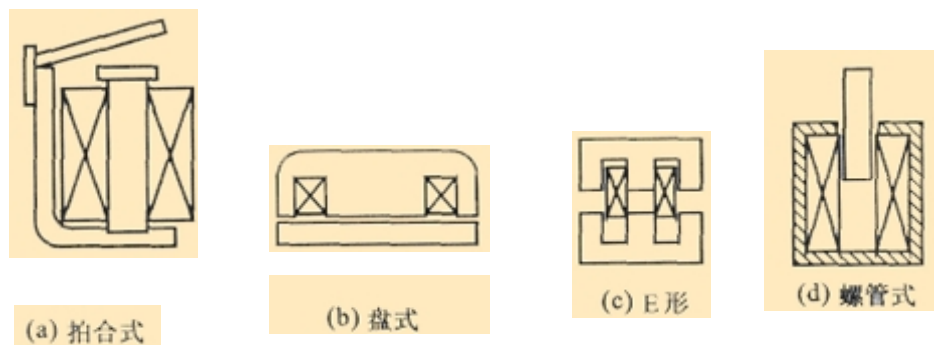


图 3-2 电磁结构

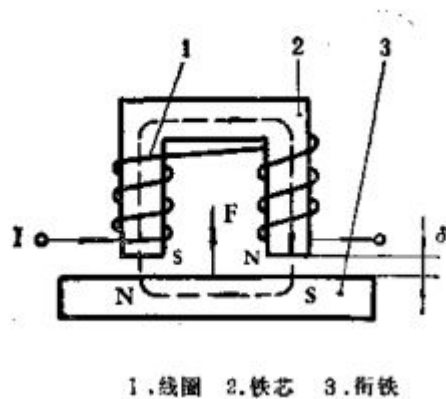


图 3-3 工作原理图

3.3.2 电磁铁的分类

- ①交流电磁铁。
- ②直流电磁铁。
- ③本整型电磁铁。

3.3.3 设计计算

直流电磁铁

$$F_x = 5.1 \times I^2 \times (dL/d\delta) \quad (3-3)$$

$$\text{于是式 (3-3) 又可写为 } F_x = 5.1 \times (IW)^2 \times dG\delta/d\delta \quad (3-4)$$

则气隙磁导可以表示为:

$$G\delta = \mu_0 \times (KS/\delta) \quad (\text{亨}) \quad (3-5)$$

$$\text{于是有: } F_x = 5.1 \times \{ \mu_0 (IW)^2 S / \delta \}$$

则气隙磁感强度为:

$$B = \Phi/S = \{ (IW) G\delta \} / S = \{ (IW) \mu_0 S \} / S\delta = (IW \mu_0) / \delta$$

式中 B 是以 wb/cm^2 为单位的，若改用高斯为单位，则上式又可写为：

$$F_x = 5.1 \times 10^{-16} B^2 S / 1.25 \times 10^{-8} = \left(\frac{B}{5000} \right)^2 S \quad (\text{公斤}) \quad (3-7)$$

根据本次设计要求衔铁气隙较小，故用公式（3~7）得

$$F_x \frac{F_{\text{电磁}}}{g} = \frac{245.5}{9.8} = 25 \text{ kg}$$

根据设计参数工作电压： $U=24\text{V}$ 电阻： $R=150 \pm 10\% \Omega$ 线径： $D=0.8\text{mm}$

由已知条件可计算得出：

电流： $I=U/R=24/150=0.16\text{A}$

电磁吸力：

$$F_x = \left(\frac{B}{5000} \right)^2 S = \left(\frac{\Phi}{5000} \right)^2 \frac{1}{s} \quad (3-8)$$

其中： Φ ：通过铁芯极化面的磁通量 M_x

解得： $\Phi=4203\text{wb}$

在式(1)中磁通量为：

$$\Phi = IW * G_\delta * 10^8 \quad (3-9)$$

其中: IW ：线包的安匝值

G_δ ：工作磁通的磁导 H

在式(2)中工作磁通的磁导为：

$$G_\delta = \frac{2\pi R_0^2 \mu_0}{\delta} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{R_0^2}} \right) \quad (3-10)$$

其中

r ：极化面的半径 cm

$R_0=0.56$ $r=0.3$ $\delta=0.069$

故有：

$$G_\delta = \frac{2\pi * 0.56^2 * 0.4\pi * 10^{-8}}{0.069} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{0.3^2}{0.56^2}} \right) = 5.58 * 10^{-8}$$

根据式 3-9 解得： $IW=753.23$

线圈匝数： $Iw=I*n$ 解得： $n=4707.66$ 取整为：4708

所以综上：电磁铁类别：盘式直动式直流电磁铁 外面用

电磁铁的规格为： 24v(DC) R=150±10%Ω 线径： D=0.8mm

匝数 n=4600 重量： 6kg

衔铁型号： D=6cm H=15cm 重量： 0.3kg

3.4 手指螺栓设计计算

根据图 2-4 在连杆 b 与石膏模接触的碗坯状手指之间是通过螺栓连接, 这样可以实现手指的更换, 已达到夹取不同直径的石膏模, 这里设计的是夹取最大直径石膏模, 螺栓所能承受的最大轴向力 $F_{\text{轴}} = N = 77N$,

根据机械设计手册残余预紧力 $F_1 = (0.2 - 0.6)F_{\text{轴}} = 15 - 45N$

这里取了最大值 43N

则总的工作拉力: $F_{\text{总}} = F_{\text{轴}} + F_1 = 120N$

根据工作要求这里需要用到能够防磁的螺栓, 查表得 性能等级区 3.6 的 低碳钢 并且经过高温回火, 则:

$$\sigma_B = 300MPa \quad \sigma_s = 180MPa \quad S = 4$$

则许用应力: $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{180}{4} = 45MPa$

$$\text{计算得: } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 120}{3.14 \times 45}} = 1.28mm$$

查表 GB196—81, 取 M5 ($d_1 = 5.188 > 1.28$)

则表示为 M5X0.5-7H-LH, C 级精度 采用六角螺栓, 螺母。

3.5 手部总重量

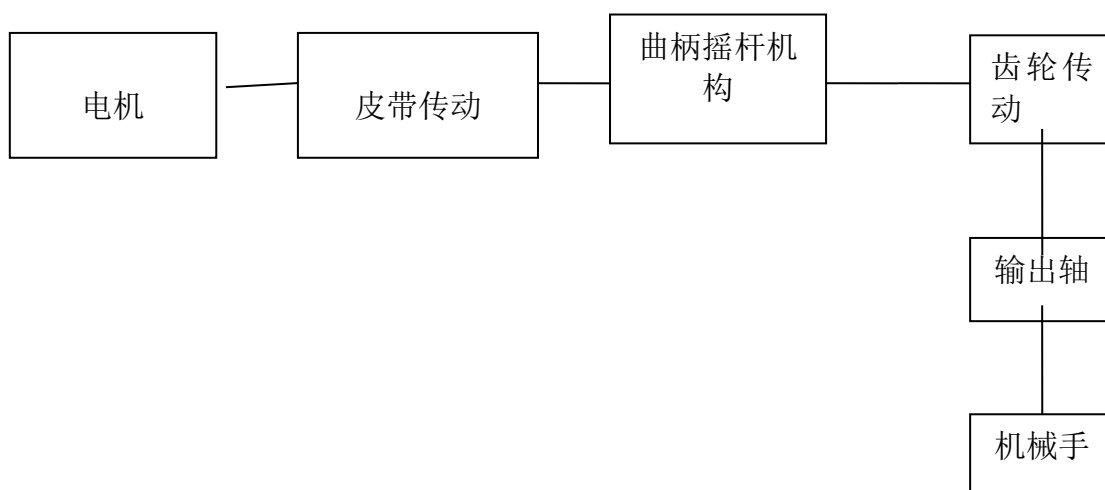
根据前面的计算结果以及已知参数, $M_{\text{石膏}} = 5kg$ $M_{\text{电磁}} = 6kg$ $M_{\text{衔铁}} = 0.3kg$ 手部连杆都是用低碳钢制作, 这样不容易被磁化, 但钢的密度比铁大, 如果选择重量过大的钢势必会加大传动轴的压力, 需要更高的成本, 所以这里尽量选择较轻的连杆, 总共有 7 根连杆, 连杆 b: 3kg c 处: 1.5kg d 处: 1kg f 处: 1kg 所以:

$$M_{\text{连杆}} = 2 \times 3 + 2 \times 1.5 + 1 \times 2 + 1 = 12kg, \quad M_{\text{螺栓}} = 0.2kg$$

$$M_{\text{总}} = M_{\text{石膏}} + M_{\text{电磁}} + M_{\text{衔铁}} + M_{\text{连杆}} + M_{\text{螺栓}} = 5 + 6 + 0.3 + 12 + 0.2 = 23.5kg$$

4 机械手手臂驱动系统设计计算

本次机械手的特殊之处就在于手臂和手腕的设计上，在前面已经强调过，手腕不会转动，跟手臂没有的分界，跟着手臂一起沿着传动轴做 180° 的回转运动。所以这里手臂只涉及到驱动系统。



4.1 基本参数计算

(1) 石膏模参数：

石膏模随着传动轴一起转动，则石膏模圆心处向心加速度 $a = 0.4 \text{ m/s}^2$ ， $R = 0.6 \text{ m}$ ，

$$a = \frac{v^2}{R}$$

$$v_{\text{石膏模进}} = \sqrt{Ra} = \sqrt{0.24} = 0.49 \text{ m/s}$$

(2) 输出轴参数

$$\omega_{\text{轴逆}} = \frac{v_{\text{石膏模进}}}{R} = \frac{0.49}{0.6} = 0.82 \text{ rad/s}$$

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_{\text{轴逆}}} = 7.66\text{s}$$

则从夹取到把石膏模放在干燥机花篮上这一过程：传动轴的转动速度为：

$$\omega_{\text{轴逆}} = 0.82\text{rad/s} \quad n_1 = \frac{1}{T_1} = 0.13\text{r/s} \quad t_1 = 3.83\text{s} \quad v_{\text{石膏模进}} = 0.49\text{m/s}$$

因为曲柄摇杆机构存在急回特性 k ，摇杆在回来时速度比刚开始的快，所以机械手顺时针转动比逆时针转动快，

$$\text{故 } k = \frac{v_{\text{摇杆回}}}{v_{\text{摇杆进}}} = \frac{\omega_{\text{摇杆回}}}{\omega_{\text{摇杆进}}} = \frac{\omega_{\text{轴顺}}}{\omega_{\text{轴逆}}} = 1.4$$

解得： $\omega_{\text{轴顺}} = 1.15\text{rad/s}$

$$T_2 = \frac{2\pi}{\omega_{\text{轴顺}}} = \frac{2\pi}{1.15} = 5.46\text{s} \quad n_2 = \frac{1}{T_2} = 0.18\text{r/s}$$

$$t_2 = \frac{T_2}{2} = 2.73\text{s}$$

所以一次动作的完成时间 $t = t_1 + t_2 = 6.56\text{s}$

（3）小齿轮 1 参数：

小齿轮 1 逆时针转动是夹紧状态：顺时针转动是放松状态；

则相应的是大齿轮 2 顺时针转动是夹紧状态，逆时针转动是放松状态；

$$\omega_{\text{齿轮1逆}} = 0.82\text{rad/s} \quad n_1 = 0.13 \times 60 = 7.8\text{r/min}$$

$$\omega_{\text{齿轮1顺}} = 1.15\text{rad/s}; \quad n_2 = 0.18 \times 60 = 10.8\text{r/min}$$

（4）大齿轮 2 参数：由于由于传动比 $i = \frac{\omega_{\text{齿轮1}}}{\omega_{\text{齿轮2}}} = 3$;

$$\omega_{\text{齿轮2顺}} = 0.82/3 = 0.27\text{rad/s} \quad n_{2\text{顺}} = \frac{7.8}{3} = 2.6\text{r/min}$$

$$\omega_{\text{齿轮2逆}} = 1.15/3 = 0.42\text{rad/s} \quad n_{2\text{逆}} = \frac{10.8}{3} = 3.6\text{r/min}$$

（5）曲柄 AB 参数：

曲柄杠杆的角速度是恒定不变的，因为 $t_1 = 3.83\text{s}$ ，这段时间内，曲柄走过角度：

$$\theta_{\text{曲柄顺1}} = 180^\circ + 30^\circ = 210^\circ = \frac{7\pi}{6}, \quad \theta_{\text{曲柄顺2}} = 180^\circ - 30^\circ = 150^\circ = \frac{5\pi}{6}$$

$$\text{故 } \omega_{\text{曲柄}} = \frac{\theta_{\text{曲柄顺1}}}{t_1} = \frac{\theta_{\text{曲柄顺2}}}{t_2} = 0.96 \text{ rad/s}。$$

$$V_{\text{曲柄顺1}} = \omega_{\text{曲柄}} * a = 0.96 * 0.177 = 0.17 \text{ m/s}$$

4.2 曲柄摇杆机构设计计算

4.2.1 曲柄摇杆机构设计计算

由于曲柄摇杆机构是核心传动系统，故先分析曲柄摇杆机构。

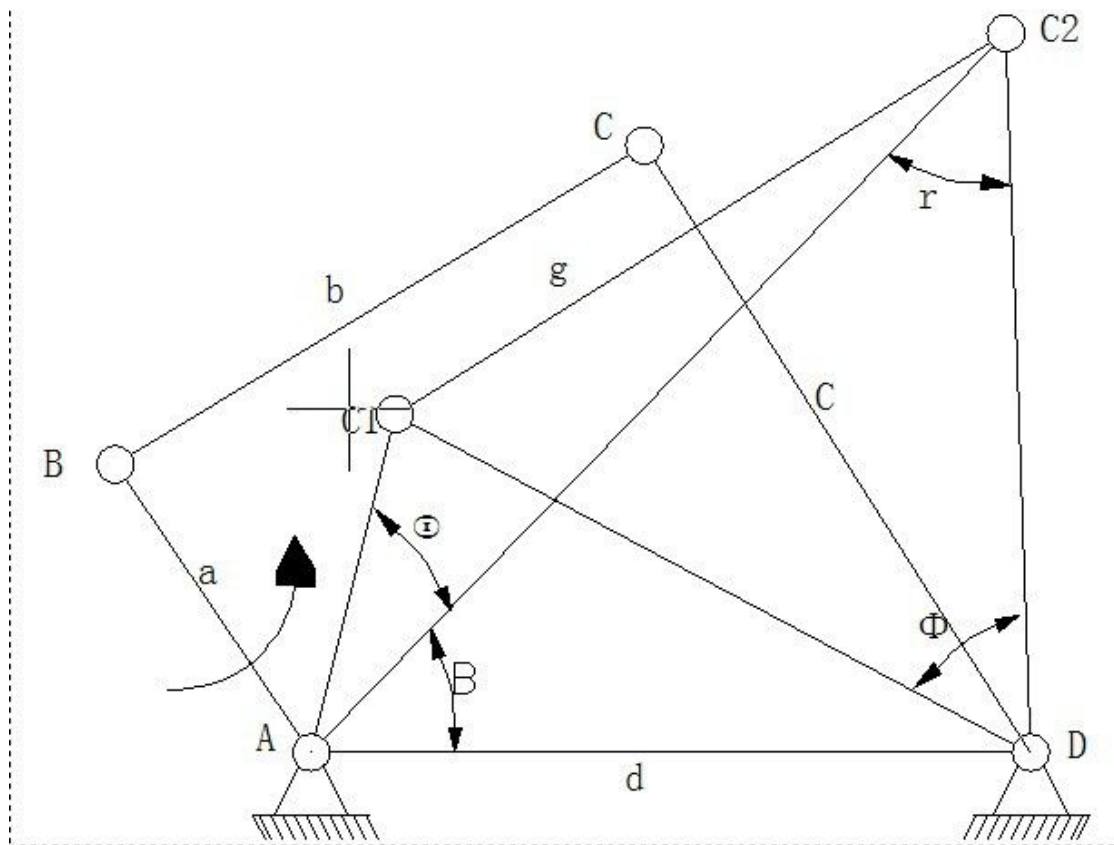


图 4-2.1 曲柄摇杆机构

由图 1 可知，当 $\varphi < 90^\circ$ 时， $\gamma = \varphi$ ；当 $\varphi > 90^\circ$ 时， $\gamma = 180^\circ - \varphi$ ，所以 φ_{\min} 和 φ_{\max} 出现的两位置之一为 γ_{\min} 出现的位置。

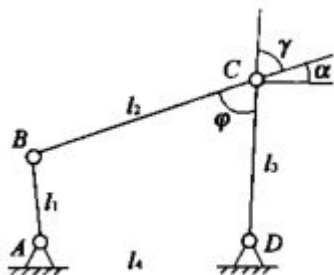


图 4-2.2 铰链四杆机构

φ_{\min} 和 φ_{\max} 出现的位置如图 4-2.3 所示，在图 a 中，由于 $L_{BD} = L_4 - L_1$ 则

$$\cos \gamma_{\min I} = \cos \varphi_{\min} = \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2}{2l_2l_3} \quad (1)$$

在图 b 中， $L_{BD} = l_4 + l_1$ ，此时， $\varphi_{\max} < 90$ 或 $\varphi_{\max} > 90$ ，所以

$$\cos \gamma_{\min II} = |\cos \varphi_{\min}| = \left| \frac{l_2^2 + l_3^2 - (l_4 + l_1)^2}{2l_2l_3} \right| \quad (2)$$

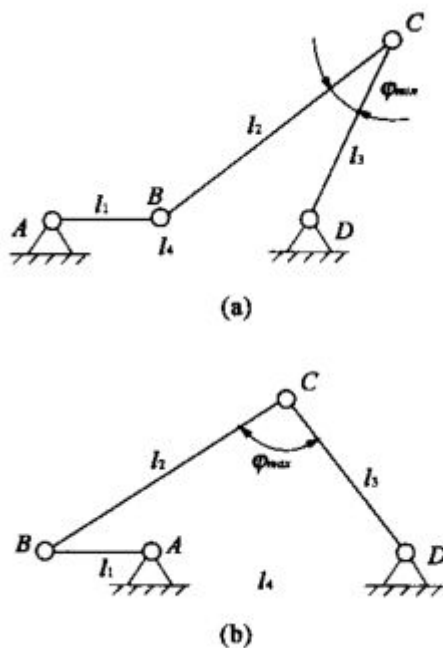


图 4-2.3 最小传动角出现位置

设计具有急回特性的曲柄摇杆机构，已知条件为： l_3 的大小、CD 的最大摆角 θ 、行程速比系数 K。由 $\theta = 180 K - 1/K + 1$ 求得 θ ，然后按作图法画出图 4-2.3 所示的圆，

根据 θ 角的定义，A 点必在此圆周上。A 点在圆周的哪个位置，所得机构的受力最佳是我们关心的问题。先在圆上任选一点 A，令 $L = l_{AC1}$ ，则 L 随 A 点位置的变化而变化。确定了 L 的大小，便确定了 A 点位置，也就最终唯一确定了整个曲柄摇杆机构。因此，L 是设计变量。由图 4-2.4 可知

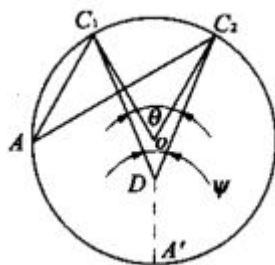


图 4-2.4 A 点所在圆示意图

若将平均速度小的行程作为工作行程（正行程），将平均速度大的行程作为非工作行程（反行程），那么，我们把曲柄摇杆机构这种正、反行程平均速度不等的特性称为急回

特性。有以下结论：
$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

① 存在急回特性的条件是不能为零。

② 因为是锐角，故理论上 K 可以最大为 3。但由于最小传动角的限制，实用中 K 小于等于 1.4。

根据设计参数要求取： $k=1.4$ $d=330\text{mm}$ 需要计算杆 a，b，c 长度

因为在设计时杠杆是按受力较大来设计的，在有急回特性的曲柄摇杆机构时，一般希望其有最小传动角具有最大值，这时可利用摇杆摆角与行程速度变化系数 k 关系图来设计，由于 k 与摇杆最大摆角 Φ_{\max} 都是已知的，故参考机械原理知识，可按下面公式计算其他杆。

查表得： $\max r = 33^\circ$ $\beta = 46^\circ$

极位夹角：
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \frac{1.4-1}{1.4+1} = 30^\circ$$

$$\frac{a}{d} = \frac{\sin(\frac{\Phi}{2}) \sin(\frac{\theta}{2} + \beta)}{\cos(\frac{\Phi}{2} - \frac{\theta}{2})} = \frac{\sin(\frac{60^\circ}{2}) \sin(\frac{30^\circ}{2} + 45^\circ)}{\cos(\frac{60^\circ}{2} - \frac{30^\circ}{2})} = 0.4527$$

$$\frac{b}{d} = \frac{\sin(\frac{\Phi}{2}) \cos(\frac{\theta}{2} + \beta)}{\sin(\frac{\Phi}{2} - \frac{\theta}{2})} = \frac{\sin(\frac{60^\circ}{2}) \cos(\frac{30^\circ}{2} + 45^\circ)}{\sin(\frac{60^\circ}{2} - \frac{30^\circ}{2})} = 0.9366$$

$$\left(\frac{c}{d}\right)^2 = \left(\frac{a}{d} + \frac{b}{d}\right)^2 + 1 - 2\left(\frac{a}{d} + \frac{b}{d}\right) \cos \beta = 0.5080$$

4.3 齿轮传动设计计算

此次的齿轮传动是加速机构，但仍然可以从高速级开始计算，依据机械设计课本第 10 章的公式，从小齿轮开始，根据前面的计算和工作要求，传动轴的传动功率 $p_1=0.4\text{kW}$ ，小齿轮转速按最高的转速计算，即 $n_{\text{小齿轮}} = n_2=10.8\text{r/min}$ 。传动比 $i=3$ ，工作寿命为 15 年，（设每年工作 300 天），两班制，传动平稳。

1. 选精度等级、材料及齿数，齿型

- 1) 确定齿轮类型. 两齿轮均为标准圆柱直齿轮
- 2) 材料选择. 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。
- 3) 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度

2. 按齿面接触疲劳强度设计

$$d_{1t} \geq 2.323 \sqrt{\frac{k_t T_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

1) 确定公式各计算数值

(1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

(2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times p_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.4}{10.8} = 3.54 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(3) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 0.5$

(4) 小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim1} = 600\text{MPa}$

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim2} = 550\text{MPa}$

(6) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 342.86 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 1.481 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{1.481 \times 10^9}{3} = 0.4936 \times 10^9$$

（7）接触疲劳强度寿命系数 $K_{HN1} = 0.96$ $K_{HN2} = 1.05$

（8）计算接触疲劳强度许用应力

$$[\sigma_{H1}] = \frac{K_{HN1} \sigma_{H \lim 1}}{S} = 0.96 \times 600 \text{ MPa} = 576 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{HN2} \sigma_{H \lim 2}}{S} = 1.05 \times 550 \text{ MPa} = 577.5 \text{ MPa}$$

2） 计算

$$d_{lt} = 2.32 \sqrt[3]{\frac{4}{3} \left(\frac{189.8}{576} \right)^2 \cdot \frac{1.3 \times 3.54 \times 10^5}{0.5}} = 120 \text{ mm}$$

（1）计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi \times d_{lt} \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 120 \times 10.8}{60 \times 1000} = 0.048 \text{ m/s}$$

（2）计算齿宽 b

$$b = \Phi_d d_{lt} = 0.5 \times 120 = 60 \text{ mm}$$

（3）计算齿宽与齿高之比 b / h

$$\text{模数 } m_t = \frac{d_{lt}}{Z_1} = \frac{120}{20} \text{ mm} = 6 \text{ mm}$$

$$\text{齿高: } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 6 = 13.5 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{60}{13.5} = 4.45$$

（4）计算载荷系数 K

根据 $v = 0.048 \text{ m/s}$ ，7级精度，由图 10—8 查得动载荷系数 $K_V = 1.07$

假设 $K_A F_t / b < 100 \text{ N/mm}$ ，由表 10—3 查得

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$$

由表 10—2 查得使用系数 $K_A = 1$

由表 10—4 查得

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\Phi_d^2)\Phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$$

$$= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 63.39 = 1.422$$

由图 10-23 查得 $K_{F\beta} = 1.35$

$$\text{故载荷系数 } K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.07 \times 1 \times 1.422 = 1.522$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 126.476 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{126.476}{20} = 6.32 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 10-5 得弯曲强度的设计公式为

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{F\alpha} Y_{S\alpha}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定公式内的计算数值

(1) 由图 10-20c 查得

$$\text{小齿轮的弯曲疲劳强度极限 } \sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$$

$$\text{大齿轮的弯曲疲劳强度极限 } \sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$$

(2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数

$$K_{FN1} = 0.85 \quad K_{FN2} = 0.88$$

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数为 $S=1.4$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \text{ MPa} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} \text{ MPa} = 238.86 \text{ MPa}$$

(4) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.07 \times 1 \times 1.35 = 1.4445$$

(5) 查取齿形系数

由表 10—5 查得 $Y_{Fa1} = 2.65$ $Y_{Fa2} = 2.212$

(6) 查取应力校正系数

由表 10—5 查得 $Y_{Sa1} = 1.58$ $Y_{Sa2} = 1.774$

(7) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ ，并比较

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.212 \times 1.774}{238.86} = 0.01643$$

大齿轮的数据大

2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{0.01643 \frac{2 \times 1.4445 \times 3.54 \times 10^5}{0.5 \times 20^2}} = 4.93 \text{mm}$$

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，可取有弯曲强度算得的模数 4.93，并就近圆整为标准值 $m = 5 \text{mm}$ （第一系列）。

但为了同时满足接触疲劳强度，须按接触疲劳强度算得分度圆直径

$d_1 = 126.476 \text{mm}$ 来计算应有的齿数。 $Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{126.476}{5} = 25.3 \approx 26$ 于是有取

$$Z_1 = 26$$

大齿轮齿数 $Z_2 = Z_1 i = 3 \times 26 = 78$ 取 $Z_2 = 78$

4. 几何尺寸计算

1) 计算分度圆直径

$$d_1 = Z_1 m = 26 \times 5 = 130 \text{mm}$$

$$d_2 = Z_2 m = 78 \times 5 = 390 \text{mm}$$

2) 计算齿根圆直径

$$d_{f1} = m(Z_1 - 2h_a^* - 2c^*) = 5 \times (26 - 2.5) = 117.5$$

$$d_{f2} = m(Z_2 - 2h_a^* - 2c^*) = 5 \times (78 - 2.5) = 377.5$$

3) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{130 + 390}{2} = 260mm$$

4) 计算齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.5 \times 130 = 65mm$$

取: $B_2 = 65mm$ $B_1 = 70mm$ -

5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3.54 \times 10^5}{130} = 5446.2$$

$$\frac{K_A F_t}{b} \frac{1 \times 5446.2}{130} = 41.89N/mm < 100N/mm$$

故齿轮设计合适

5 齿轮结构设计

$$d_{1a} = (Z_1 + 2h^*)m = (26 + 2)5 = 140mm$$

$$d_{2a} = (Z_2 + 2h^*)m = (78 + 2)5 = 400mm$$

根据机械设计手册, $d_a \leq 160mm$ 时, 可以做成实心结构齿轮, 故小齿轮做成实心结构。

$d_a \leq 500mm$ 时, 可做成腹板式, 故大齿轮做成腹板式结构。

4.4 皮带传动设计和电动机选择

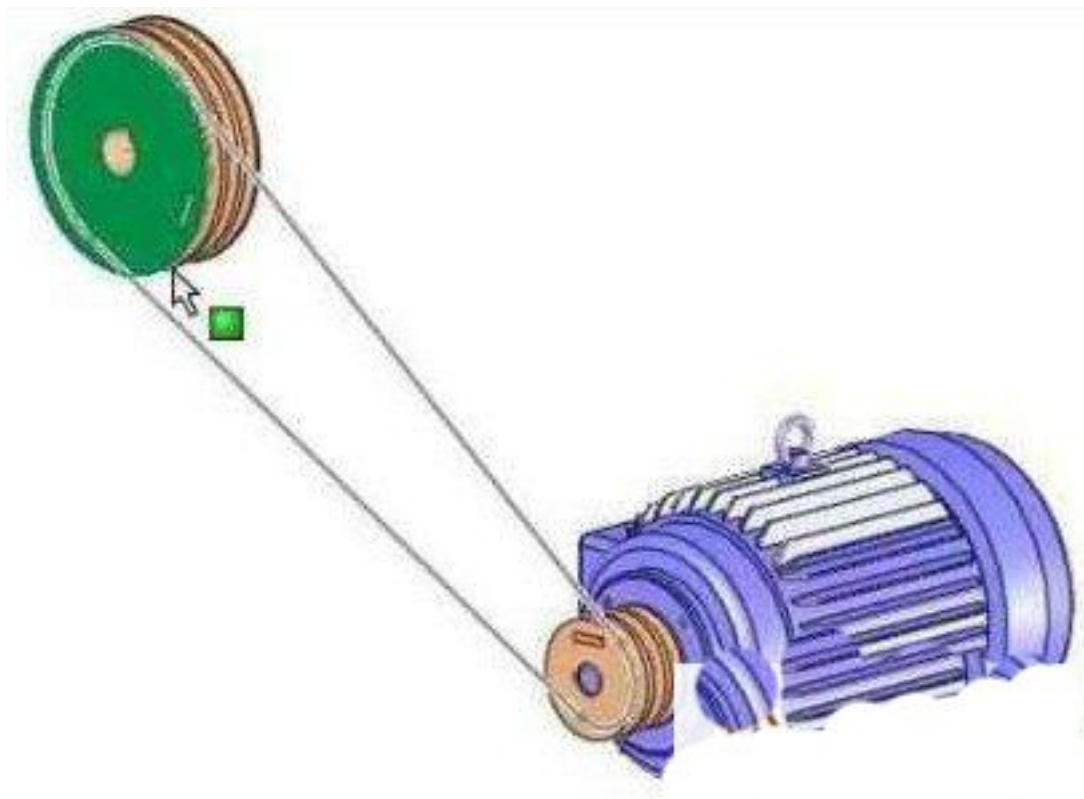


图 4.5 皮带传动

如图 4.4，本次皮带传动就是这种模型。

曲柄摇杆机构中的曲柄是由皮带传动中的大带轮驱动，故曲柄的角速度和大带轮的角速度相等，曲柄和大带轮通过转动心轴连接。根据工作要求选择转动心轴的长度和直径，本次设计不涉及转动心轴的设计。

$$\omega_{\text{曲柄}} = \frac{\theta_{\text{曲柄顺1}}}{t_1} = \frac{\theta_{\text{曲柄顺2}}}{t_2} = 0.96 \text{ rad/s}, \text{ 则 } \omega_{\text{大带轮}} = 0.96 \text{ rad/s}$$

$$\text{转速: } n_{\text{大带轮}} = \frac{\omega_{\text{大带轮}}}{2\pi} = \frac{0.96}{6.28} = 0.153 \text{ r/s} = 9.18 \text{ r/min}$$

4.4.1 电动机功率计算

在进行皮带设计之前，需要计算电动机功率。

由于机械手是恒定负载连续工作方式，因此，所选电动机的额定功率应等于或稍大于计算所得的功率，一般选取计算功率的 1.2 倍。

$$\text{根据前面计算可知 } p_1 = 0.4 \text{ kw}, \text{ 则 } p = \frac{p_1}{n_1 n_2} = \frac{0.4}{0.8 \times 0.7} = 0.71 \text{ kw}$$

电动机功率选择：p=0.75kw。

4.4.2 皮带设计计算

一、确定设计功率

设定传动比 $i=2.8$

则： $n_{\text{小带轮}} = n_{\text{大带轮}} \cdot i = 9.18 \times 2.8 = 25.7 \text{ r/min}$

查参考文献[1]表 5.7 得工作情况系数 $K_A=1.1$ ，则 $P_{ca}=K_A P=1.1 \times 0.75 \text{ kW}=0.83 \text{ kW}$ 。

二、选择带的型号

V 带型号根据设计功率 P_{ca} 和小带轮转速 n_1 确定，普通 V 带选型图可选取 A 型带。

三、确定带轮的基准直径 d_{d1} 和 d_{d2}

根据 V 带轮最小基准直径 $d_{d\min}$ 表，知 A 型带 $d_{d\min}=75 \text{ mm}$ ，选取小带轮基准直径： $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ；

因此，大带轮基准直径： $d_{d2}=i \cdot d_{d1}=2.8 \times 100 \text{ mm}=280 \text{ mm}$ 。

根据普通 V 带轮的基准直径系列，选取大带轮基准直径 $d_{d2}=280 \text{ mm}$ 。

四、验算带的速度

由带的速度公式：

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 100 \times 25.7}{60 \times 1000} = 0.135 \text{ m/s}$$

式中 n_1 为电动机转速；

d_{d1} 为小带轮基准直径。

五、确定中心距 a 和 V 带基准长度 L_d

根据 $0.7 (d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2 (d_{d1} + d_{d2})$

初步确定中心距 $0.7 (100+280) = 266 \text{ mm} \leq a_0 \leq 2 (100+280) = 760 \text{ mm}$ 。工作平稳，选取中心距 $a_0=560 \text{ mm}$ 。

初算带的基准长度 L_d ：

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2} (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 2 \times 560 + \frac{\pi}{2} (100 + 280) + \frac{(280 - 100)^2}{4 \times 560} = 1730 \text{ mm}$$

式中 L_d 为带的标准基准长度；

L_d' 为带的初算基准长度；

a_0 为初选中心距。

计算实际中心距 a ，由

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 560 + \frac{1600 - 1731}{2} = 494.5mm$$

六、计算小轮包角 α_1

小带轮包角：

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.3^\circ}{a} = 180^\circ - (280 - 100) \frac{57.3^\circ}{494.5} = 159.14^\circ > 90^\circ$$

七、确定 V 带根数 Z

$$z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

式中 K_α 为包角修正系数，考虑包角 $\alpha \neq 180^\circ$ 对传动能力的影响，查包角修正系数表得

$$k_a = 0.95,$$

根据前面查表所得： $k_L = 1.16$ 由教材单根普通 V 带的基本额定功率表得，单根 V 带所能传递的功率为 $P_0 = 0.96kW$ ；

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i}\right)$$

计算功率增量 ΔP_0 。

n_1 为小带轮转速，r/min。

故得

$$\Delta p_0 = k_b n_1 \left(1 - \frac{1}{k_i}\right) = 0.7725 \times 10^{-3} \times 25.7 \times \left(1 - \frac{1}{1.1202}\right) = 2.13 \times 10^{-3} kw$$

所以

$$z = \frac{p_{ca}}{(p_0 + \Delta p_0) k_a k_l} = \frac{0.83}{(0.96 + 2.13 \times 10^{-3}) \times 0.95 \times 0.99} = 2.71$$

所以，选取 V 带根数 $z=3$ 。

八、计算单根 V 带的初拉力的最小值 F_0

单根普通 V 带初拉力计算公式：

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - k_a) p_{ca}}{k_a z v} + q v^2$$

式中 P_d 为设计功率；

v 为 V 带速度；

z 为带的根数；

K_α 为包角修正系数；

所以

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - k_a) p_{ca}}{k_a z v} + q v^2 = 500 \frac{(2.5 - 0.95) \times 0.92}{0.95 \times 3 \times 0.135} + 0.1 \times 0.135^2 = 1671.9 N$$

九、计算作用在轴上的压力 F_Q

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

式中， F_0 为初拉力；

z 为带的根数；

α_1 为小轮包角。

所以

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 1671.9 \times \sin \frac{159.14^\circ}{2} = 3572 N$$

十、带轮结构设计

(1) 查得电动机的轴颈 $d=30\text{mm}$ ，轴颈长 80mm 。

(2) 带轮材料选择

本设计中转速要求不高，故材料选用铸铝，牌号为 ZL201

(3) 带轮结构形式

本方案中带轮为中小尺寸（ $95\text{mm} < d_{d1} \leq 300\text{mm}$ ），大带轮选用腹板式带轮，

$B_2 = 19 \times 2 + 11.5 \times 2 = 61\text{mm}$ 。小带轮采用实心结构带轮。

(4) 楔角的选择

根据楔角选择标准： $\varphi_{\text{小带轮}} = 34^\circ$ $\varphi_{\text{大带轮}} = 38^\circ$

(5) 带轮结构尺寸见图纸

4.5 轴的设计计算

本设计有 3 根轴，第一根输出轴和小齿轮连接，第二根轴主要起到支撑大齿轮。第三根是和大皮带轮和曲柄连接。

4.5.1 输出轴设计计算

输出轴作为传动轴，没有很多的轴肩，只需要安装一对轴承和一个小齿轮，故只需要对最小直径，和长度进行计算即可。材料选取 Q235.

1. 输出功率 $p_{\text{输出}} = 0.4\text{kw}$ 转速 $n = 10.8\text{r/min}$

$$\text{转矩 } T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times p_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.4}{10.8} = 3.54 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

2. 轴上小齿轮受力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3.54 \times 10^5}{130} = 5446.2$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_n = 5446.2 \times \tan 20^\circ = 1982.3 \text{ N}$$

3. 初定轴的直径

轴的材料同上。由式 15-2，初步估算轴的最小直径

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_{\text{输出}}}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.4}{10.8}} = 37.3 \text{ mm}$$

设安装小齿轮处轴的最小直径 d_1 ，则取整为 $d_1 = 38 \text{ mm}$ 取，查机械手册圆柱形轴伸可得到安装小齿轮孔轴的长度： $L_1 = 80 \text{ mm}$ 。

4. 轴的结构设计

(1) 初步选择滚动轴承。因为轴承主要承受径向力，故选用大量应用的单列深沟球轴承，因为本次机械手作业环境有大量的粉尘，故选择带有防尘盖的单列深沟球轴承，根据 $d_1 = 38 \text{ mm}$ ，初选型号 6309-Z 的深沟球轴承。

参数基本：

$$d \times D \times B = 45 \times 100 \times 25 \quad d_a = 54 \text{ mm} \quad D_a = 91 \text{ mm} \quad r_a = 1.5 \text{ mm} \quad D_w = 17.462 \text{ mm}$$

$$d_2 = 63\text{mm} \quad D_3 = 86.5\text{mm} \quad r = 1.5\text{mm} \quad Z = 8$$

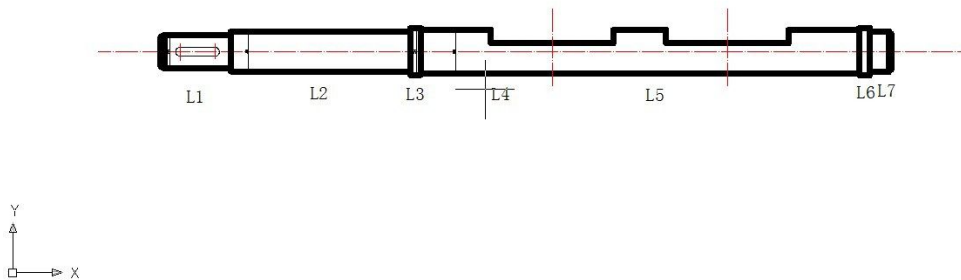
基本额定动载荷 $C_r = 52.8\text{KN}$ 基本额定静载荷 $C_{or} = 31.8\text{KN}$ 。

由此可以确定： $d_2 = d_7 = 45\text{mm}$ $L_7 = 25\text{mm}$ ，因为连接齿轮这一端轴承处的长度 L_2 要比 L_7 长，以保证齿轮不会和机架接触，故根据工作要求取 $L_2 = 180 + 25 = 205\text{mm}$

(2) $d_3 = d_6 = d_a = 54\text{mm}$ ，即轴肩高度 $h = 4.5\text{mm}$ 取 $L_3 = L_6 = 12\text{mm} > 1.4h$

(3) 轴段 4 和 5 是用来承载机械手的部位，需要足够的强度，根据工作要求取 $d_4 = d_5 = 50\text{mm}$ ， $L_4 = 113.31\text{mm}$ $L_5 = 318.29\text{mm}$ 在 L_4 和 L_5 表面之间需要削掉一部分用于安装连杆，连杆和轴之间用螺钉来连接，具体见图纸。

(4) 参考表 15-2，取轴端为 $1.2 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径见 CAD 图。



4-5.1 输出轴

5. 轴的受力分析、弯矩的计算

(1) 计算支承反力

在水平面上

$$\sum M_{AX} = 0 \quad F_{BX} = \frac{F_t \times L_1 + F_p \times (L_1 + L_2 + L_3)}{L_1 + L_2} = 5426.8\text{N}$$

$$F_{AX} = F_t - F_{BX} = 940.4\text{N}$$

在垂直面上

$$\sum M_{BZ} = 0, F_{AZ} = \frac{F_r L_2}{L_1 + L_2} = 721.7\text{N}$$

$$\text{故 } F_{BZ} = F_r - F_{AZ} = 1135 - 721.7 = 413.3\text{N}$$

(2) 计算弯矩

1) 水平面弯矩

$$\text{在 C 处, } M_{CX} = F_{AX}L_1 = 940.4 \times 63 = 59425.2 N \cdot mm$$

$$\text{在 B 处, } M_{BX} = -F_P L_3 = -3249 \times 55.5 = -180319.5 N \cdot mm$$

2) 垂直面弯矩

$$\text{在 C 处 } M_{CZ} = F_{AZ}L_1 = 721.7 \times 63 = 45467.1 N \cdot mm$$

(3) 合成弯矩图

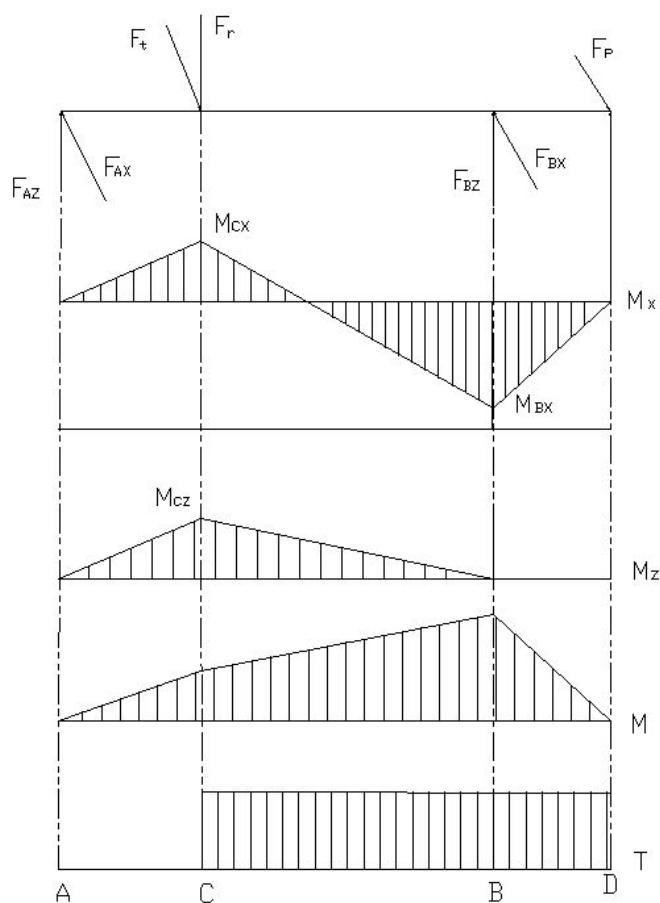
$$\text{在 C 处 } M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CZ}^2} = \sqrt{59425.2^2 + 45467.1^2} = 74823.9 N \cdot mm$$

$$\text{在 B 处, } M_B = \sqrt{M_{BX}^2} = 180319.5 N \cdot mm$$

(4) 计算转矩, 并作转矩图

$$T = T_3 = 373.869 N \cdot m \quad (\text{CD 段})$$

6. 作受力、弯矩和扭距图



4-5.2 受力分析图

7. 选用和校核键

1) 小齿轮的键

由表 6-1 选用圆头平键 (A 型) $b \times h = 10 \times 8$ $L = 50\text{mm}$

$$k = 0.5h = 4\text{mm} \quad l = L - b = 40\text{mm}$$

$$\text{由式 6-1, } \sigma_p = \frac{2T_1}{kdl} = \frac{2 \times 3.54 \times 10^5}{4 \times 40 \times 38} = 116.44\text{MPa}$$

查表 6-2, 得 $[\sigma_p] = 100 \sim 120\text{MPa}$ $\sigma_p < [\sigma_p]$, 键校核安全

8. 按弯扭合成应力校核轴的强度

由合成弯矩图和转矩图知, B 处当量弯矩最大, 并且有较多的应力集中, 为危险截面
根据式 15-5, 并取 $\alpha = 0.6$

$$\sigma_{Ba} = \sqrt{M^2 + (\alpha T_3)^2} / W = 45.6\text{MPa}$$

由表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60\text{MPa}$, $\sigma_{2a} < [\sigma_{-1}]$, 校核安全。

4.5.2 大齿轮轴设计计算

这根轴结构比较简单, 只需要带动大齿轮转动即可, $L_{\text{总}} = 433.3\text{mm}$, 材料也选取 Q235.

1. $P = 0.5\text{KW}$ 转速 $n = 3.6\text{r/min}$

2. 轴上大齿轮受力与小齿轮上的受力大小相等, 方向相反。

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3.54 \times 10^5}{130} = 5446.2$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_n = 5446.2 \times \tan 20^\circ = 1982.3\text{N}$$

$$T_2 = 5446.2 \times 195 = 10.6 \times 10^5 \text{N}\cdot\text{mm}$$

3. 初定轴的直径

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{0.5}{3.6}} = 58.01\text{mm}$$

设安装大齿轮处轴的最小直径 d_1 , 则取整为, $d_1 = 60\text{mm}$ 取 $L_1 = 80\text{mm}$ 。

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。还是选择带有防尘盖的单列深沟球轴承,

(2) 根据 $d_1 = 60\text{mm}$, 初选型号 6213-Z, 轴承座 SN213.

参数基本:

$$d \times D \times B = 65 \times 120 \times 23$$

$$d_a = 74\text{mm} \quad D_a = 111\text{mm} \quad r_a = 1.5\text{mm} \quad D_w = 16.669\text{mm}$$

$$d_2 = 82.5\text{mm} \quad D_3 = 105.0\text{mm} \quad r = 1.5\text{mm} \quad Z = 10$$

基本额定动载荷 $C_r = 57.2\text{kN}$ 基本额定静载荷 $C_{Or} = 40.0\text{kN}$ 。

根据 $d_5 = 50\text{mm}$ ，初选型号 6310-Z, 轴承座 SN310。

参数基本：

$$d \times D \times B = 50 \times 110 \times 27$$

$$d_a = 60\text{mm} \quad D_a = 100\text{mm} \quad r_a = 2\text{mm} \quad D_w = 19.05\text{mm}$$

$$d_2 = 69.1\text{mm} \quad D_3 = 94.4\text{mm} \quad r = 2\text{mm} \quad Z = 8$$

基本额定动载荷 $C_r = 61.8\text{kN}$ 基本额定静载荷 $C_{Or} = 38.0\text{kN}$ 。

$L_1 = 23\text{mm}$ ，即 $d_3 = d_6 = d_a = 74\text{mm}$ ，即轴肩高度 $h = 4.5\text{mm}$ 取
 $L_3 = L_6 = 12\text{mm} > 1.4h$

（3）轴段 3 和 5 在这根轴上无需安装螺钉， $d_3 = 170\text{mm}$ ， $L_5 = 156.3\text{mm}$ ，
 $L_4 = 60\text{mm}$

（4）

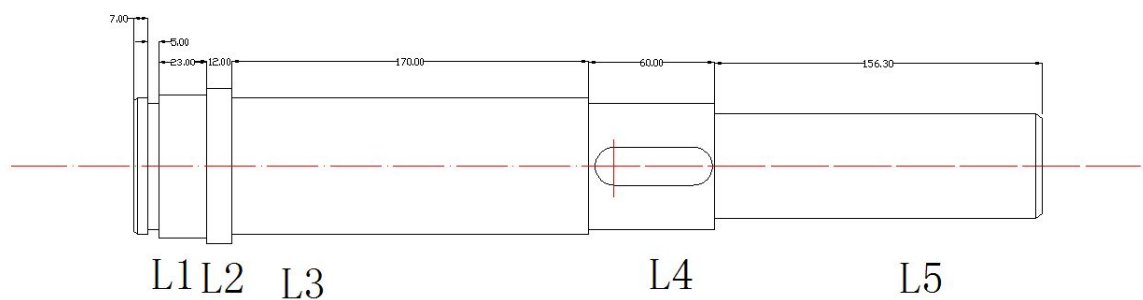


图 4-5.3 大齿轮轴

7. 选用和校核键

由表 6-1 选用圆头平键（A 型） $b \times h = 18 \times 11$ ， $L = 56\text{mm}$

$$k = 0.5h = 5.5\text{mm} \quad l = L - b = 38\text{mm}$$

$$\sigma_p = \frac{2T_1}{kdl} = \frac{2 \times 10.6 \times 10^5}{5.5 \times 60 \times 38} = 117.15 \text{ Mpa}$$

$$6-2, \text{ 得 } [\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa} \quad \sigma_p < [\sigma_p]$$

4.5.3 大皮带轮处轴的选取

(1) 这根轴视具体的工作条件来定，满足一定的强度即可，这里不做要求，初步定 $d_3 = 45 \text{ mm}$ ，长度根据场地条件来定，轴承：6309-Z，6209-Z，轴承座型号：SN309，SN209。选用和校核键

(2) 皮带轮处选用圆头平键（A型） $b \times h = 10 \times 8$ ， $L = 50 \text{ mm}$

$$k = 0.5h = 4 \text{ mm} \quad l = L - b = 40 \text{ mm}$$

$$\text{由式 } 6-1, \sigma_p = \frac{2T_1}{kdl} = \frac{2 \times 10.6 \times 10^5}{4 \times 38 \times 38} = 112.25 \text{ Mpa}$$

查表 6-2，得 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$ $\sigma_p < [\sigma_p]$ ，键校核安全。

(3) 曲柄处选用圆头平键（A型） $b \times h = 6 \times 5$ ， $L = 10 \text{ mm}$

$$k = 0.5h = 2.5 \text{ mm} \quad l = L - b = 2 \text{ mm}$$

$$\text{由式 } 6-1, \sigma_p = \frac{2T_1}{kdl} = \frac{2 \times 10.6 \times 10^5}{2.5 \times 26 \times 2} = 100.2 \text{ Mpa}$$

查表 6-2，得 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$ $\sigma_p < [\sigma_p]$ ，键校核安全。

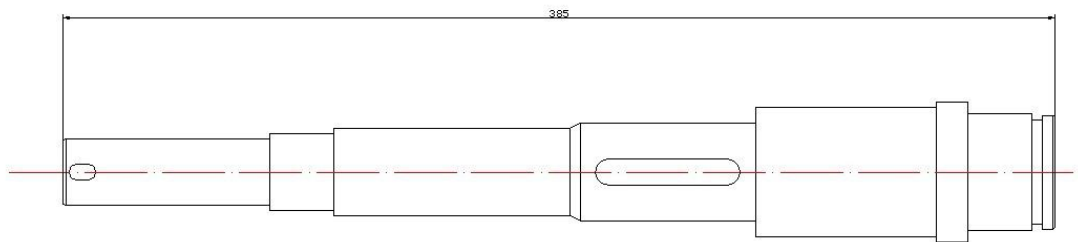


图 4-5.4 大皮带轮轴

4.6 轴承校核、寿命计算、轴承座选取

4.6.1 输出轴上的轴承

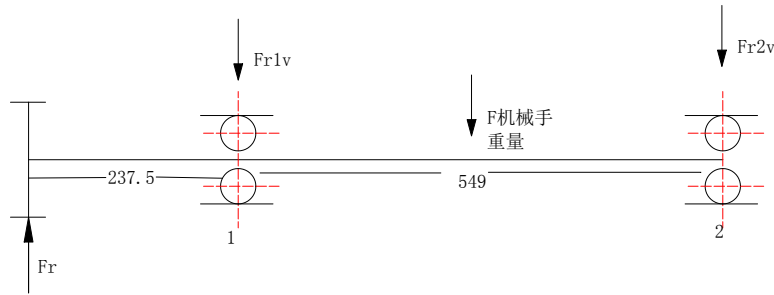


图 4-6.1 铅锤面受力分析

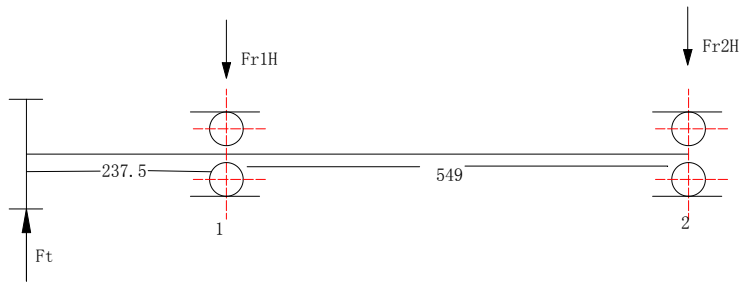


图 4-6.2 水平面受力分析

1) 计算径向载荷

$$F_{r1v} + F_{r2v} = F_r - F_{\text{手}}$$

$$F_r \cdot 237.5 + F_{\text{手}} \cdot \frac{549}{2} + F_{r2v} \cdot 549 = 0$$

$$\text{解得: } \begin{cases} F_{r1v} = 2722.3N \\ F_{r2v} = -975N \end{cases}$$

$$F_{r1H} + F_{r2H} = F_t$$

$$F_t \cdot 237.5 = F_{r2v} \cdot 549$$

$$\text{解得: } \begin{cases} F_{r1h} = 3090.1N \\ F_{r2h} = 2356.1N \end{cases}$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1v}^2 + F_{r1H}^2} = 4118N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2v}^2 + F_{r2H}^2} = 2549.9N$$

2) 校核轴承 1 和计算寿命

由于轴承 1 受到的径向载荷更大故只校核轴承 1。

$$\text{径向载荷 } F_{r1} = \sqrt{F_{r1v}^2 + F_{r1H}^2} = 4118N,$$

查设计手册得 $X=1$, $Y=0$, 负荷有轻微振动, $f_p=1.2$,

当量动载荷 $p_r = f_p(XF_{r1} + YA) = 1.2 \times 4118 = 4941.6N$,

因为 $p_r < C_r = 52.8KN$,

故 校核安全。

该轴承寿命该轴承寿命 $L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \left(\frac{C_r}{p_r} \right)^3 = 1.88 \times 10^6 h$

3) 轴承座选取: 根据轴承的型号: 选取轴承座型号: SN309

4.6.2 大齿轮轴上的轴承

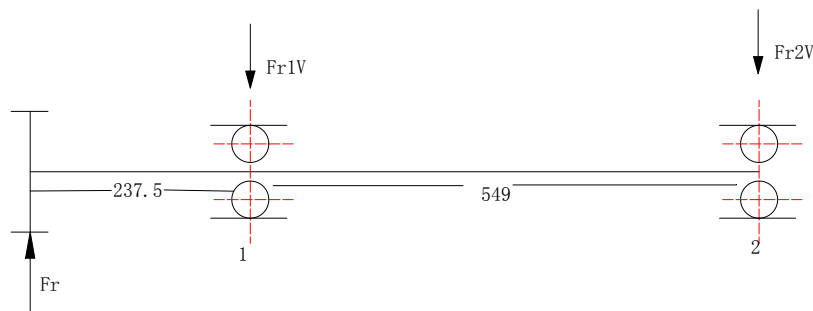


图 4-6.3 铅锤面受力分析

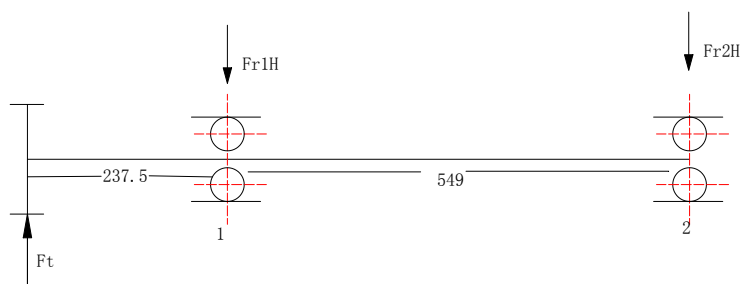


图 4-6.4 水平面受力分析

1) 计算径向载荷

轴系部件同样受到的空间力系将其分解为铅锤面和水平面两个平面力系, 具体见上图

$$F_{r1v} + F_{r2v} = F_r$$

$$F_r \cdot 237.5 = F_{r2v} \cdot 549$$

$$\text{解得: } \begin{cases} F_{r1v} = 1124.7N \\ F_{r2v} = 857.6N \end{cases}$$

$$F_{r1H} + F_{r2H} = F_t$$

$$F_t \cdot 237.5 = F_{r2v} \cdot 549$$

$$\text{解得:} \begin{cases} F_{r1h} = 3090.1N \\ F_{r2h} = 2356.1N \end{cases}$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1v}^2 + F_{r1H}^2} = 3288.4N$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2v}^2 + F_{r2H}^2} = 2507.3N$$

2) 校核轴承 1 和计算寿命

由于轴承 1 受到的径向载荷更大故只校核轴承 1。

$$\text{径向载荷 } F_{r1} = \sqrt{F_{r1v}^2 + F_{r1H}^2} = 3288.4N,$$

查设计手册得 $X=1, Y=0$, 负荷有轻微振动, $f_p=1.2$,

$$\text{当量动载荷 } p_r = f_p(XF_{r1} + YA) = 1.2 \times 3288.4 = 3946.1N,$$

因为 $p_r < C_r = 57.2kN$,

故 校核安全。

$$\text{该轴承寿命 } L_h = \frac{10^6}{60 \times n} \left(\frac{C_r}{p_r} \right)^3 = 1.4 \times 10^7 h$$

3) 轴承座选取: 根据轴承的型号: 选取轴承座型号: SN213

这根轴上的两个齿轮和输出轴很难相似, 根据前面输出轴轴承的校核, 这两个轴承符合条件。

5 结 论

本次毕业设计设计的是电磁杠杆式翻模机械手一种专用机械手,适用于陶瓷厂里的翻模工作, 是本科学习阶段一次非常难得的理论与实际相结合的机会。

虽然毕业设计内容繁多,过程繁琐,包括手部抓紧松开的设计,电磁铁的选取,手臂驱动系统设计等等,但我的收获却更加丰富。各种方案的适用条件,各种零件的选用标准,各种机构的运动方式,都是随着设计的不断深入而不断熟悉并学会应用的。和老师的沟通交流更使我从经济的角度对设计有了新的认识也对自己提出了新的要求。

顺利如期的完成本次毕业设计给了我很大的信心,让我了解专业知识的同时也对本专业的发展前景充满信心,通过使用机械设计还是机械原理等知识对自己的专业技能也充满信心,毕业设计就是发现问题,解决问题的过程,只有发现问题面对问题才有可能解决问题。

6 经济分析报告

本课题所设计的是电磁杠杆式翻模机械手,该产品最特别的地方就是利用电磁铁实现机械手的开合、结构新颖、性能良好、价格合理,有巨大的市场潜力,对我国陶瓷行业产品的结构调整、有重要的意义,而且有很好的社会效益。本次电磁杠杆式翻模机械手是由一台普通电动机驱动,通过电磁杠杆来实现机械手的张开、抓取等动作。通过齿轮传动,曲柄摇杆机构,皮带传动,实现机械手的回转,这是本次设计最大的特点,也是充分利用曲柄摇杆机构的急回特性的结果。它最大的特点是结构简单,动作可靠,节拍较快,不需要较复杂的液压、气压与电控系统。

上述的这些特点造就了本次设计在成本节约的特点。所使用的电动机规模不大,电磁铁十分常见,连杆杠杆、曲柄摇杆机构、齿轮传动、皮带传动在应用中十分广泛,所以价格便宜。这种机械手在市场上并不多见,原因在于早在 60 年代初美国就已经发明的这种机械手,很多地方已经淘汰了,同时在陶瓷行业的生产过程中使用并不普遍,所以才有些结构方面需自己进行设计,但总体的投资小,上马快,收效大。但也有调整不便等缺点,故常用在工作对象专一,生产量达,单机操作等场合。

6.1 经济效益分析

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

a) 假设该机的销售价为 10000 元/台(含税销售价),该价格是同类进口产品价格的 65% 左右,以年产量为 888 台计算,含税销售收入 888 万元。

b) 经营成本:

项目	金额
铸锻钢件、密封原件、铸铁原件	3000 元/台×888 台=27 万元
动力及工具低值品	500 元/台×888 台=44 万元
工人工资	50 万元
固定资产折旧	6 万元
管理费用	5 万元 其中:管理人员工资: 1.5 万元 福利费用: 2 万元 设备修理费: 1.5 万元
财务费用	15 万元
销售费用	13 万元
可变成本合计	10 万元
固定成本合计	8 万元
经营成本合计	178 万元

c) 应交增值税及附加税:

项目	金额	备注
应交增值税	11.37 万元	
附加税	2.05 万元	以应交增值税的 18% 计算

d) 通过计算分析,可得出以下赢利估算表

项目	金额	备注
销售收入(不含税)	711 万元	销售收入(含税): 888 万元
生产成本(可变成 本)	50 万元	
经营成本(总成本)	178 万元	

销售税金（交税额）	700 万元	以增值税规定及附加税计算
经营利润	500 万元	
所得税金	60 万元	按现时政策的 33% 计算
税后利润	688 万元	

6.2 社会效益分析

- a) 假设所设计机械手的销售价格约为同类进口设备价格的 65% 左右, 以年产 888 台计算, 每年可为国家节约外汇 24 万美元左右, 为国内用户减少设备投资 16 万元左右。
- b) 该产品达产后, 每年可为国家和地方政府增加税金 60 万元左右。
- c) 该产品达产后, 将为陶瓷行业的厂家创造一定的效益, 也为国家和地方政府创造一定的税金。

综合以上分析, 可见该项目产品有比较好的社会经济效益

致 谢

本文是在我尊敬的潘海鹏老师悉心指导和同学们共同讨论下完成的。在此, 我首先向老师表示诚挚的感谢, 在此我向他们表示衷心的感谢。感谢父母、家人, 感谢所有关心我的朋友和老师, 感谢我的母校。

参考文献

1. 濮良贵、纪名刚主编. 机械设计, 北京:高等教育出版社, 2011. 11
2. 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理, 2007. 12
3. 金茂青, 曲忠萍, 张桂华. 国外工业机器人发展势态分析. 机器人技术与应用 , 2001
4. 蔡自兴. 机器人学的发展趋势和发展战略. 机器人技术, 2001. 4
5. 机械设计师手册. 北京:机械工业出版社, 1986
6. 成大先. 机械设计图册. 北京:化学工业出版社
7. 金清肃. 机械设计课程设计(第二版). 武汉:华中科技大学出版社, 2011. 4
8. 邹慧军, 张青主编. 机械原理课程设计手册. 北京:高等教育出版社, 2010. 6
9. 叶仲和, 蓝兆辉, (英) 史密斯 (M. R. Smith) . 机械原理: Mechanisms and Machine Theory. 北京:高等教育出版社, 2001. 7
10. 邱士安主编 机电一体化技术 西安电子科技大学出版社 2005
11. V. Peri and D. Simon, "Fuzzy logic control for an autonomous robot," 2005 Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Processing Society, 337-342 (2005).
12. A. Martinez, E. Tunstel, and M. Jamshidi, "Fuzzy-logic based collision-avoidance for a mobile robot," Robotica, 12(6) 521 - 527 (1994).

13. W. L. Xu, S. K. Tso, and Y. H. Fung, "Fuzzy reactive control of a mobile robot incorporating a real/virtual target switching strategy," *Robotics and Autonomous Systems*, 23(3), 171-186 (1998).