

## 1 引言（或绪论）

关于陶瓷制品滚压成型的生产线按脱模工艺的不同可分为两种：取坯留模和取模留坯。在取模留坯生产工艺中，起过渡作用的操作流程是：把水平链盘上带有碗坯的石膏模钳送到干燥机供模（坯）集模皮带上，并实现 180 度翻转。为便于实现生产线的全自动化，这一操作流程可以用机械手完成，亦称翻模机械手，它是工业机械手在生产中的应用之一。在陶瓷产业向自动化控制转型的过程中，应用于陶瓷产业的专用机械手，如翻模机械手、投泥机械手、取模机械手和取坯机械手等也相继问世。本文设计的翻模机械手就是这些专用机械手之一。

### 1.1 工业机械手概述

图1-1为机械手各系统间关系。

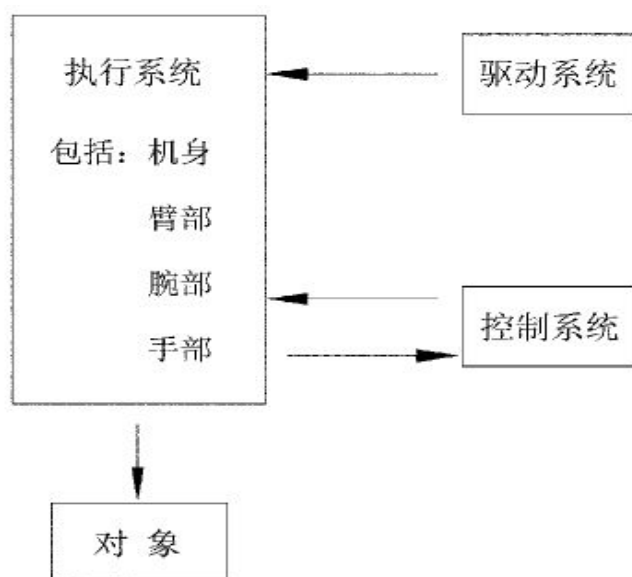


图1-1 机械手各系统间关系

### 1.2 工业机械手的应用

机械手在工业生产中的应用，几乎遍及各行各业。归纳起来，大致有如下几个方面。

- （1）和单机实现自动化
- （2）组成自动生产线
- （3）高温作业自动化

（4） 操作工具

（5） 进行特殊作业

### 1.3 气动机械手概述

气动机械手利用气动技术的优势来实现运动过程，而气动技术则是以空气压缩机为动力源，以压缩空气为工作介质，进行能量传递和信号传递的工程技术，是实现各种自动控制、生产控制的重要手段之一。

#### 1.3.1 气压传动的优点

1) 以空气为工作介质，工作介质比较容易获得，用后的空气排到大气中，处理方便，不必设置回收空气的管道和容器。

2) 因空气粘度很小（约液压油动力粘度的万分之一），其流动阻力损失也很小，所以便于集中供气、远距离输送。外泄露不会像液压传动一样严重污染环境。

3) 成本低，过载能自动保护。

#### 1.3.2 气压传动的缺点

1) 因为空气具有可压缩性，所以工作速度稳定性差。但是采用气液联动装置会得到较满意的效果。

2) 因为工作压力低（一般为  $0.3 \sim 1.0 \text{MPa}$ ），又因为结构尺寸不宜过大，总输出力不因大于  $10 \sim 40 \text{kN}$ 。

3) 噪声较大，在高速排气时要加消声器。

## 2 夹紧机构的设计

针对设计任务，我们分析后认为该设计的核心在于带坯石膏模具夹紧部件设计和对模具的翻转设计，如何实现夹紧和翻转的可靠、平稳等成为该设计成败的关键。

### 2.1 手部夹紧装置的设计

#### 2.1.1 手部夹紧装置的组成

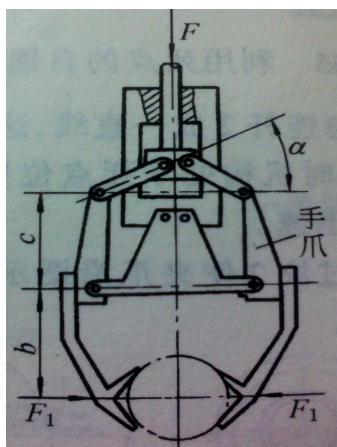
夹紧装置主要由以下三部分组成：

（1）力源装置

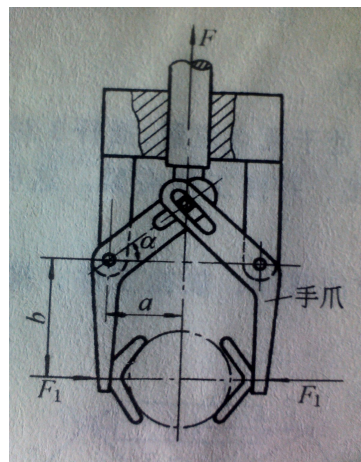
（2）中间传力机构

### (3) 夹紧元件

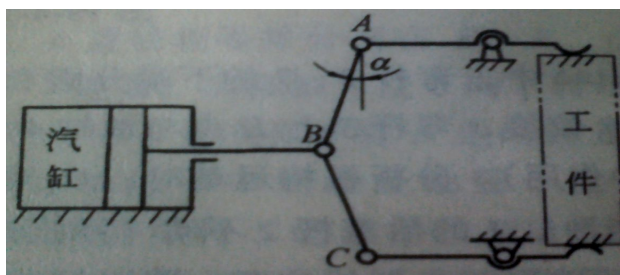
#### 2. 1. 2 几种常见的手部夹紧机构



(a) 杠杆滑槽式



(b) 连杆式



(c) 铰链杠杆式

图2-1 几种常见手部夹紧机构

图2-1所示为几种常见的手部夹紧机构。其中，图(a)为杠杆滑槽式，结构简单，动作灵活，手爪开闭角度大。若尺寸 $a$ 、 $b$ 和拉力 $F$ 一定时，增大 $\alpha$ 角可使夹紧力 $F_1$ 增大，但 $\alpha$ 过大会导致气缸行程过大，一般选取 $\alpha = 30^\circ \sim 40^\circ$ 。

图(b)为连杆式，可产生较大的夹紧力，均为铰链连接磨损较小，但结构复杂，适用于抓取重量较大的工件。若尺寸 $b$ 、 $c$ 和推力一定时，减小 $\alpha$ 角可增大夹紧力 $F_1$ 。当 $\alpha = 0$ 时，利用死点能自锁，此时去掉外力 $F$ ，重物不会把手爪推开而脱落。

图(c)为铰链杠杆式，夹紧力随被夹件尺寸的变化而变化，角 $\alpha$ 越小夹紧力越大，一般 $\alpha = 10^\circ \sim 30^\circ$ 。

#### 2. 1. 3 手部夹紧机构的选择

由陶瓷滚压成型生产线上带膜坯体的干燥方式及流程可知，翻模机械手手爪应水平放置，带坯模具也是水平放置，为更好地实现带坯模具的转移和 $180^\circ$ 翻转，翻模机械手手部可选用铰链杠杆式夹紧机构。机构简图如图2-2所示：

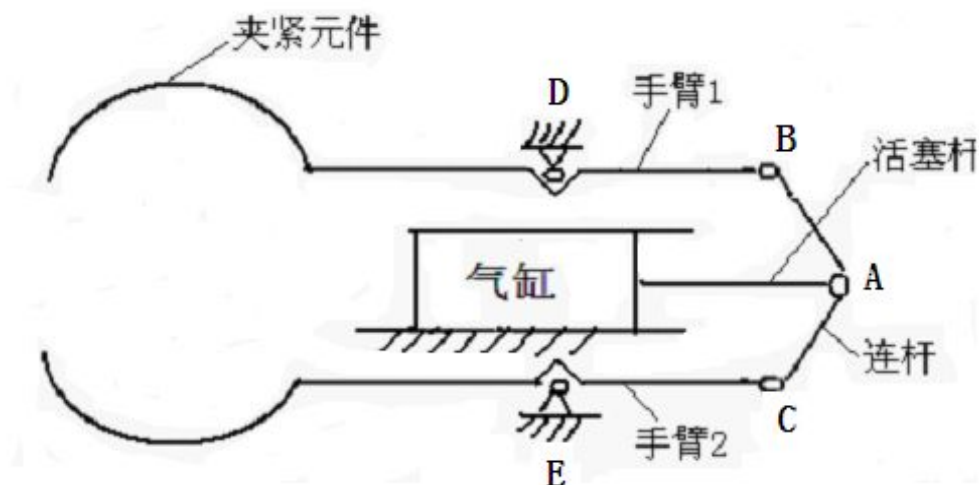


图2-2 铰链杠杆式夹紧机构简图

此夹紧装置的力源装置为气缸，中间传力机构为连杆，考虑到石膏模具的机械强度不高，使用中容易被碰裂等原因，夹紧元件在夹紧石膏模具时因尽量不损伤石膏模具，故夹紧元件应经一些处理，如在夹紧元件上固定海绵等。

#### 2. 1. 4 手部夹紧机构夹紧原理

该翻模机械手手部夹紧机构应用了铰链杠杆增力和改变力的方向原理。手部夹紧工件时的握力，是通过气压驱动装置产生驱动力，尔后经过传力机构传递过去的，驱动装置的型式采用双作用活塞缸式。

两连杆与活塞杆通过螺钉铰接在一起，如点A所示，连杆与手臂之间通过螺钉铰接形成转动副，如图B点和C点所示。当气缸活塞杆伸出或收缩时，气缸产生的力通过活塞杆作用于连杆，使连杆绕点A转动，连杆又将力传递给手臂1和手臂2，使手臂1和手臂2分别绕支点D和E摆动。

### 2. 2 铰链杠杆机构的设计

本设计中所夹石膏模具最大外径为275mm，因此本设计中的铰链杠杆机构相关尺寸的设计都是根据这一原始尺寸而来。

#### 2. 2. 1 手臂的设计

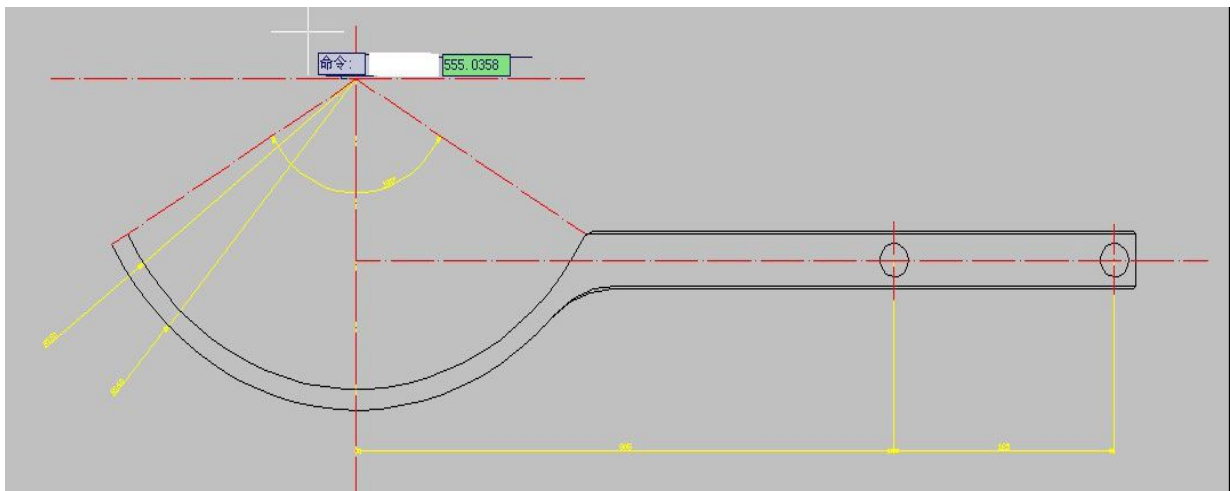


图2-3 手臂

考虑到用于陶瓷滚压成型生产线的翻模机械手一般都为专用机械手，且为了安装方便，本设计中机械手的手臂与夹紧元件设计成一体构件，简图如图 2-3 所示。

手臂材料采用Q235，夹持部分宽度为40mm，厚度为10mm，手臂宽度为25mm，厚度为20mm。具体结构详见所附图纸。

## 2. 2. 2 连杆的设计

如下图所示铰链杠杆夹持机构简图，图中角  $\alpha$  范围定为  $10^\circ \sim 35^\circ$ ，当  $\alpha = 10^\circ$  时，手指夹紧坯模，当  $\alpha > 10^\circ$  时，手指松开。

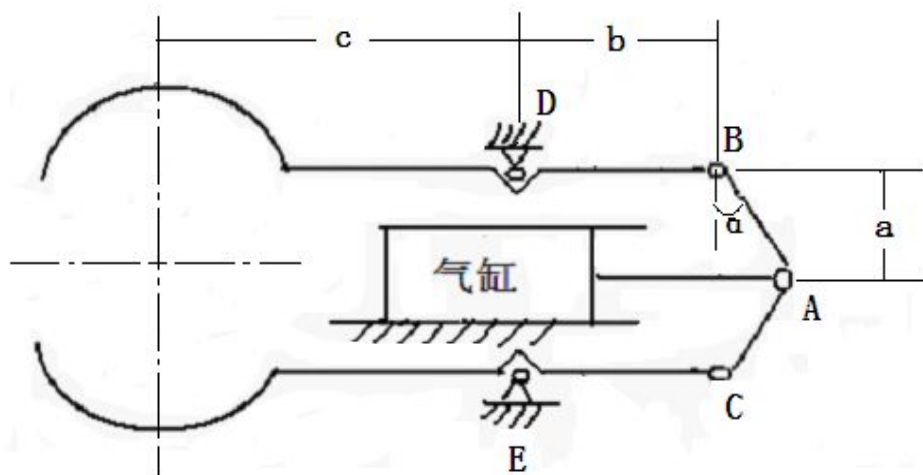


图2-4 夹紧机构简图

如图2-4所示，为确定连杆的长度，设当连杆AB与活塞杆相垂直的垂线夹角为  $10^\circ$  时，即  $\alpha = 10^\circ$  时，两手臂在水平位置互相平行，设定此时两手臂之间距离为150mm，即手臂中线与活塞杆中线距离为75mm，如图2-5所示：

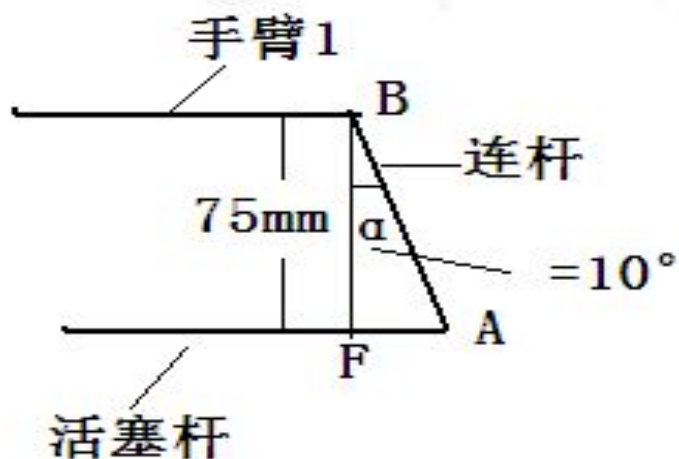


图2-5

由图2-5可得：

$$L_{AB} = \frac{75}{\cos \alpha} = \frac{75}{\cos 10^\circ} \approx 76mm$$

因此，取AB的长度为76mm。也就是说，当手指夹紧带坯模具时，两手臂以及活塞杆三者相互平行，此时手臂与活塞杆之间距离为75mm。

设定两连杆厚度为12mm，总长度为100mm，连杆上两孔中心线距离为75mm。其三维图分别如图2-6和图2-7所示。

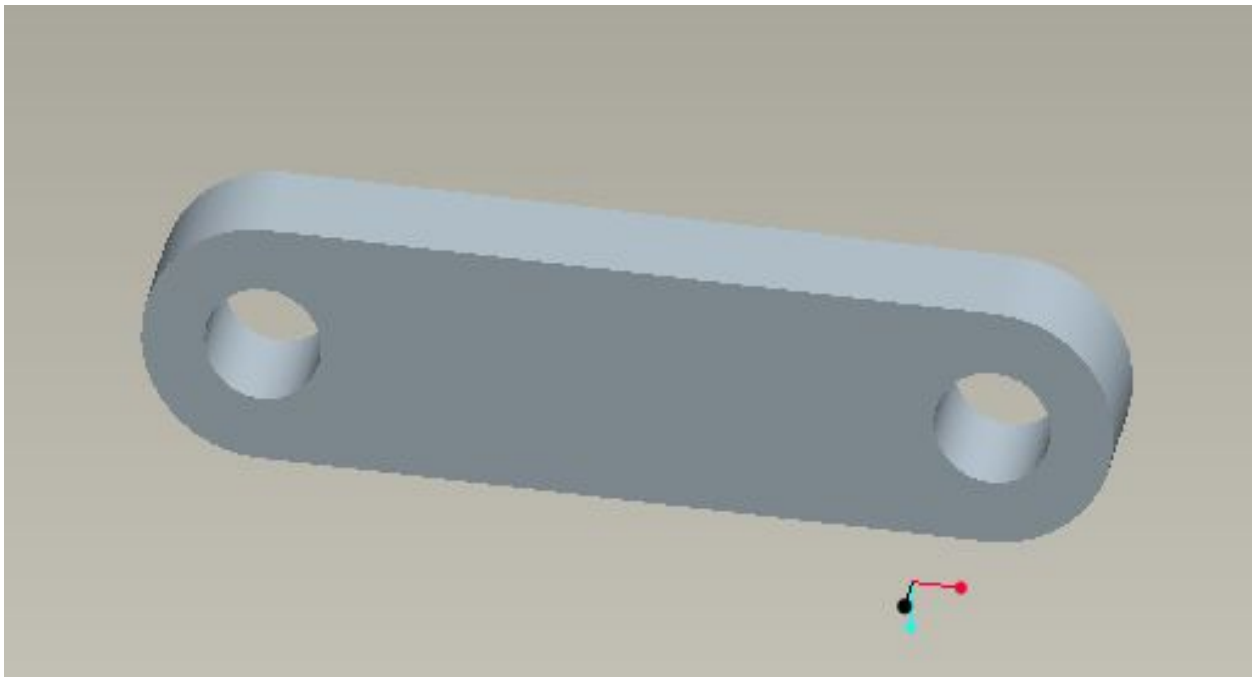


图2-6 连杆1

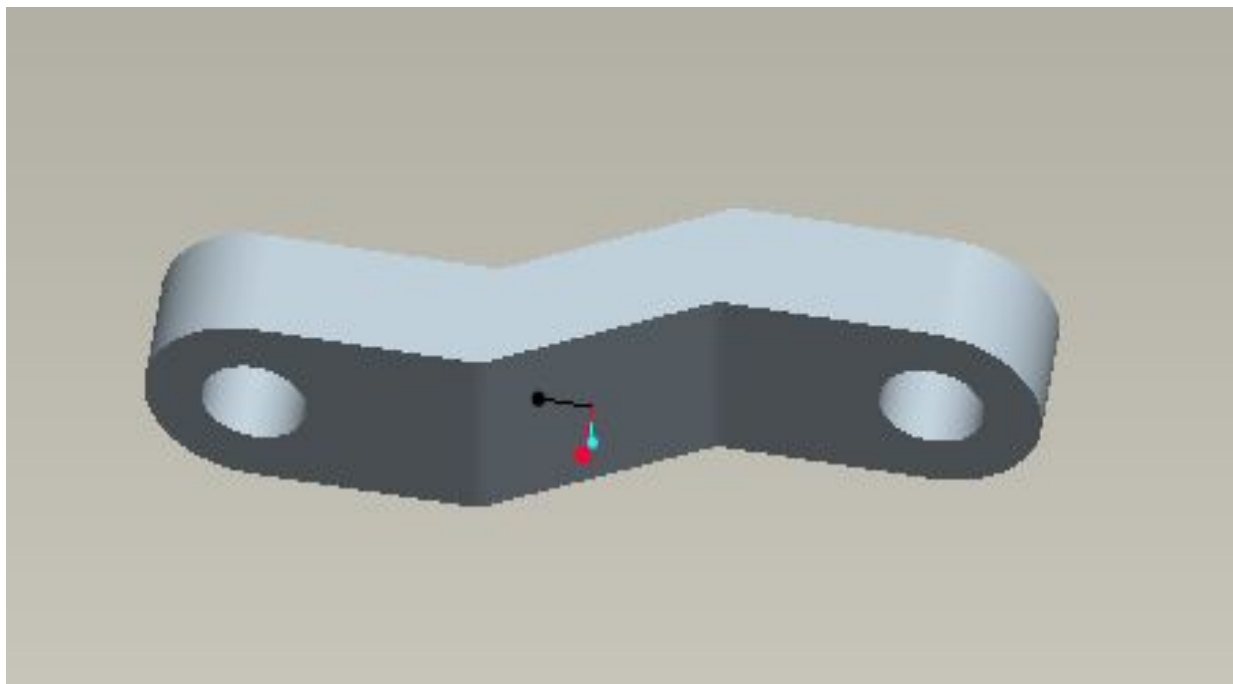


图2-7 连杆2

两连杆与两手臂之间、两连杆与气缸活塞杆通过螺钉铰接在一起，如图2-8所示：

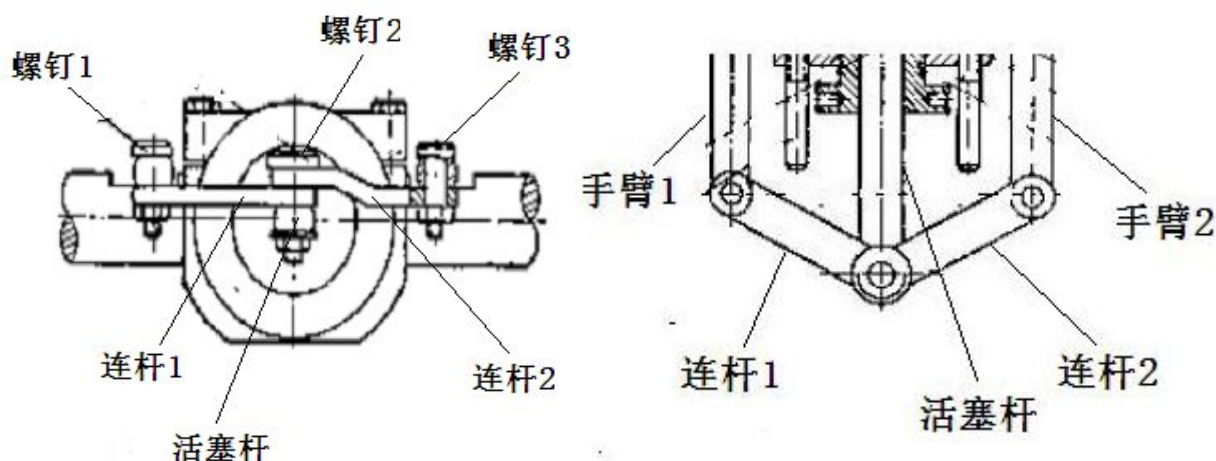


图 2-8 连杆连接示意图

## 2.3 手部夹紧机构气缸的选择

### 2.3.1 气缸驱动力的计算

夹紧同一工件，当采用不同的抓取机构时，因为各抓取机构的增大倍数不同，其所需的拉紧驱动力也就不同。当抓取机构已选定，但工件的方位不同时（如工件水平或垂直放置），由于手爪的受力状态不一样，因而所需拉紧装置的驱动力也会不一样。

下面，我们引入一个称为当量握力的概念。所谓当量握力，就是指把重量  $G$  的工件，按某一方位（本设计中的带坯模具是水平位置放置的）夹紧时，可以求得夹紧气缸所需要的最小驱动力，这个最小驱动力所能产生的握力，就称为工件在这个方位的当量握力

（用符号 N 表示参见表 2-1）。

为了得出拉紧气缸的缸径参数，需要根据力的平衡条件，计算出拉紧气缸的驱动力。其步骤如下：

（1）首先根据手爪夹持工件的方位，由表 2-1 查出当量握力的计算公式，由已知的工件重量 G 求出当量握力 N。

（2）根据手爪的传动机构方案，由气缸驱动力 F 的计算公式：

$$F = \frac{2b}{c} \bullet N \bullet \tan \alpha$$

尺寸 b、c 以及角  $\alpha$  ( $10^\circ < \alpha < 25^\circ$ ) 如图 2-9 所示，把已求得的当量握力 N 代入，即可求得气缸应具有的最小驱动力  $F_{\text{理论}}$ 。

（3）实际上采用的气缸驱动力  $F_{\text{实际}}$  要大于  $F_{\text{理论}}$ ：

$$F_{\text{实际}} \geq \frac{K_1 \bullet K_2}{\eta} \bullet F_{\text{理论}}$$

式中  $\eta$  ——手爪机械效率 (0.7~0.85)

$K_1$  ——安全系数 (1.5~2)

$K_2$  ——工作情况系数，主要考虑惯性力的影响：

$$K_2 \approx 1 + \frac{a}{g}$$

a ——抓取工件的最大加速度， $\text{m/s}^2$

g ——重力加速度 ( $=9.8\text{m/s}^2$ )

$$\text{其中： } a = r \bullet \omega^2$$

r ——翻模机械手翻转半径, m

$\omega$  ——翻转角速度, rad/s



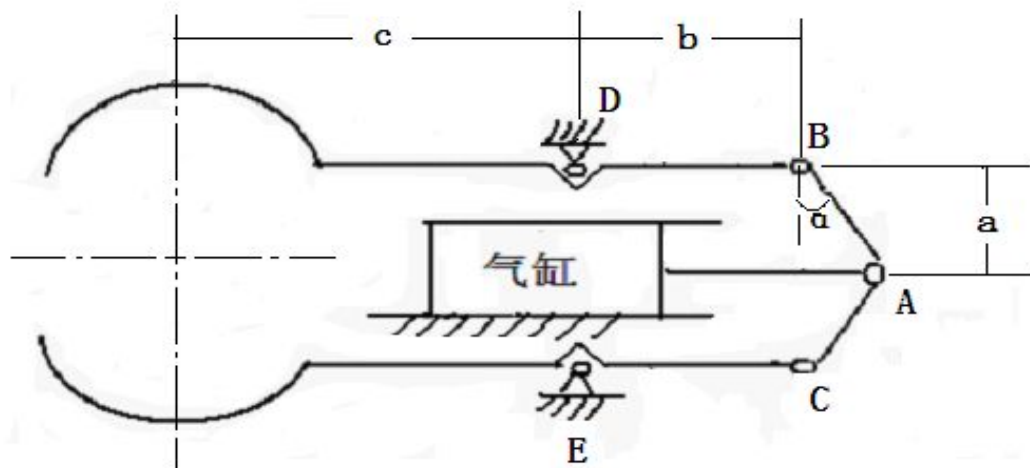
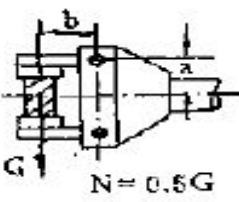
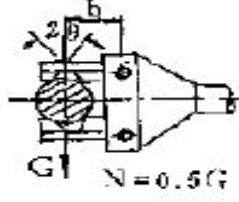
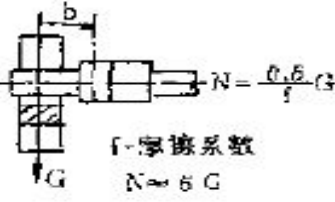
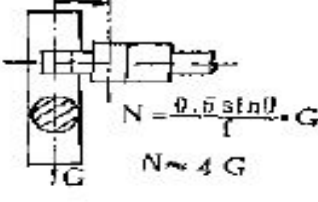
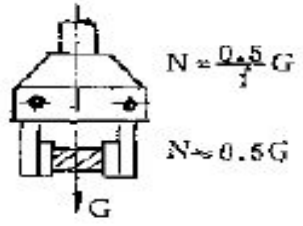
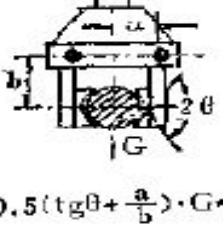
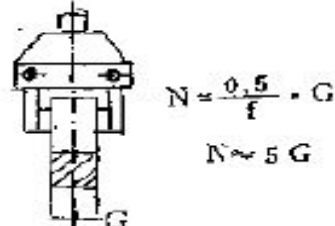
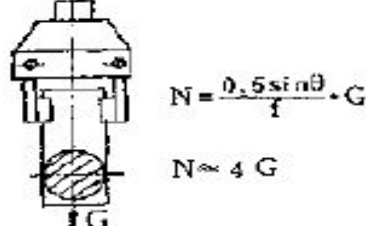


图 2-9 夹紧机构相关尺寸示意图

表 2-1

### 当量握力计算公式

钳口与工件形状 手爪与工件位置	平口钳夹方料	V型钳夹圆料
手爪水平位置夹水 平位置放置的工件	 $N = 0.5G$	 $N = 0.5G$
手爪水平位置夹垂 直位置放置的工件	 $N = \frac{0.5}{f} \cdot G$ $f$ —摩擦系数 $N \approx 5G$	 $N = \frac{0.5 \sin \theta}{f} \cdot G$ $N \approx 4G$
手爪垂直位置夹水 平位置放置的工件	 $N = \frac{0.5}{f} \cdot G$ $N \approx 0.5G$	 $N = 0.5 \left( \tan \theta + \frac{a}{b} \right) \cdot G \approx (0.9 - 1.1)G$
手爪垂直位置夹垂 直位置放置的工件	 $N = \frac{0.5}{f} \cdot G$ $N \approx 5G$	 $N = \frac{0.5 \sin \theta}{f} \cdot G$ $N \approx 4G$

注 1、表中为二支点间回转型手爪的当量握力计算公式。

2、对于一支点回转型手爪，计算当量握力时，可把表中的公式的手爪回转中心到对称中心的距离  $a$  以零代入公式。

3、表中公式，不适合用于三指型手爪。

根据制碗用石膏模具及泥料的重量，取  $G=100N$ ， $b=125mm$ ， $c=305mm$ ， $\alpha=20^\circ$  则  $N=50N$ 。

由公式得：

$$F_{\text{理论}} = \frac{2 \times 125}{305} \times 50 \times \tan 20^\circ = 14.92N$$

取手爪机械效率  $\eta=0.7$ ，安全系数  $K_1=2$ ， $r=c=305\text{mm}$ ， $\omega=\pi/3 \text{ rad/s}$ ，则：

$$a=r \cdot \omega^2 = 0.305 \times \left(\frac{\pi}{3}\right)^2 \approx 0.3345\text{m/s}^2$$

$$K_2 = 1 + \frac{a}{g} = 1 + \frac{0.3345}{9.8} \approx 1.03$$

所以有：

$$F_{\text{实际}} \geq \frac{K_1 \cdot K_2}{\eta} \cdot F_{\text{理论}} = \frac{2 \times 1.03}{0.7} \times 14.92 = 43.91\text{N}$$

取  $F_{\text{实际}}=45\text{N}$ 。

### 2.3.2 气缸缸径的计算

本设计选用单活塞杆双作用气缸，其结构如图2-10所示：

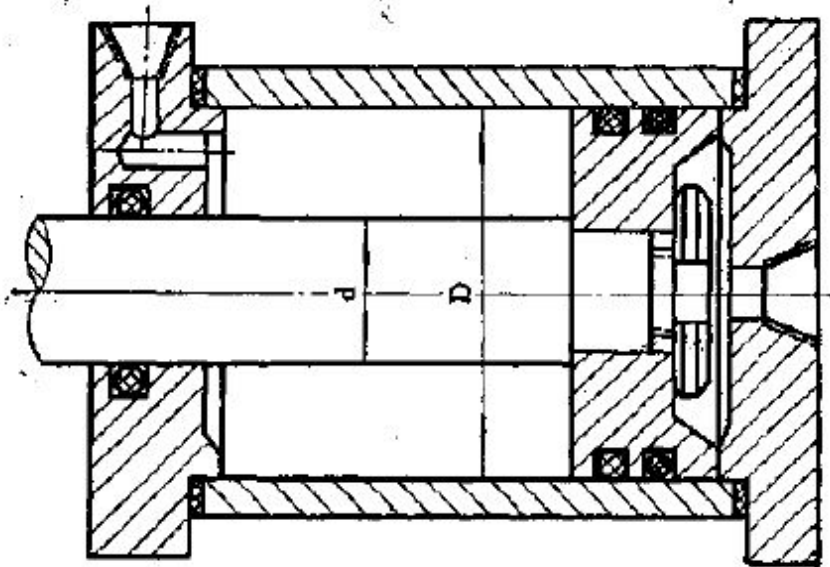


图2-10 单活塞杆双作用气缸机构

本设计采用气缸拉力做功，其缸径计算公式为：

$$F_{\text{实际}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p$$

式中  $D$ ——缸筒内径（活塞直径），mm；

$d$ ——活塞杆直径，mm；

$p$ ——使用压力（0.05~1），Mpa，。

用上式计算缸径  $D$  时，活塞杆  $d$  可根据气缸拉力预先估定。估定活塞杆直径可按  $d/D=0.2\sim0.3$  计算（必要时也可取  $d/D=0.16\sim0.5$ ）。

取  $d/D=0.5$ ， $p=0.1\text{Mpa}$ ，则：

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{实际}}}{0.75\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \times 45}{0.75\pi \times 0.1}} = 27.65\text{mm}$$

根据“成大先. 机械设计手册. 单行本. 气压传动. 北京：化学工业出版社，2004. 1”表24. 2-4，选取缸径 $D=32\text{mm}$ ，则活塞杆直径 $d=0.5D=16\text{mm}$ 。

缸筒内径系列： (mm)

8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	90	100
110	125	140	160	180	200	220	250	320	400	500	630	

### 2. 3. 3 缸筒壁厚及气缸外径的计算

缸筒直接承受压力，需要有一定厚度。由于一般气缸缸筒壁厚与内径之比 $\delta/D \leq 1/10$ ，所以通常可按薄壁筒公式计算：

$$\delta = \frac{DP_t}{2[\sigma]}$$

式中  $\delta$  ——气缸筒的壁厚 (mm)；  
 $D$  ——缸筒内径 (活塞直径)，mm；  
 $p_t$  ——气缸试验压力，一般取  $p_t=1.5p$ ；  
 $P$  ——气缸工作压力 (MPa)；  
 $[\sigma]$  ——缸筒材料许用应力 (MPa)，

取缸筒材料为铸铁HT150，其 $[\sigma]=30\text{MPa}$ ，所以有：

$$\sigma = \frac{32 \times 0.3}{2 \times 30} \approx 0.16\text{mm}$$

根据缸筒壁厚标准值，选取 $\sigma=5\text{mm}$ ，可算得缸筒外径为： $D=32+5 \times 2 = 42\text{mm}$

### 2. 3. 4 活塞杆直径的计算

因本设计中用于夹紧作用的双作用活塞缸所受推力不大，根据经验，活塞杆直径 $d$ 为 $16\text{mm}$ 可以保证足够的强度，因此取 $d=16\text{mm}$ 。

### 2. 3. 5 活塞行程的确定

在图2-8中，(1) 当 $\alpha=10^\circ$  时： $L_{AF} = L_{AB} \cdot \sin\alpha = 76 \times \sin 10^\circ \approx 13.19\text{mm}$

(2) 当 $\alpha=35^\circ$  时： $L_{AF}' = L_{AB} \cdot \sin\alpha' = 76 \sin 35^\circ = 43.59\text{mm}$

根据连杆上两孔中心距离为 $76\text{mm}$ 这一定值，分别分析当 $\alpha=10^\circ$  和当 $\alpha=35^\circ$  时手臂

张开位置分别如图2-12和2-13所示：

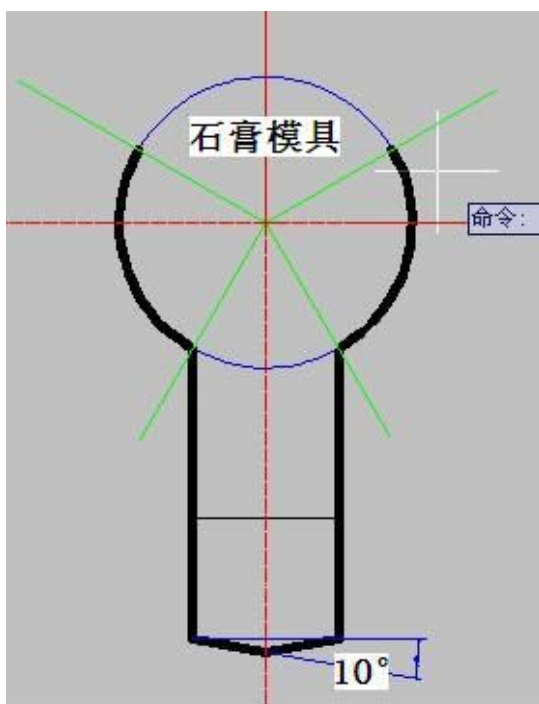


图 2-12



图 2-13

在图2-12中，手指夹紧带坯模具，此时手臂相互平行；在图2-13中，手指松开放下带坯模具，此时手臂张开角度最大。由上面计算可知，当手臂由图2-12所示位置至图2-13所示位置时，气缸活塞应移动的距离：

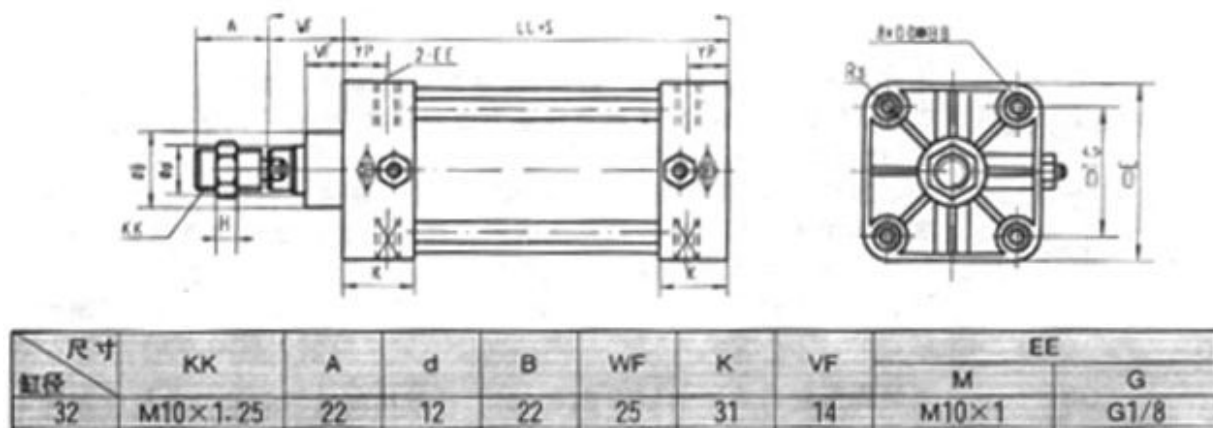
$$L = L_{AF}' - L_{AF} = 43.59 - 13.19 = 30.4\text{mm}$$

由于角  $\alpha$  范围定为  $10^\circ \sim 35^\circ$ ，因此活塞行程  $S \geq 30.4\text{mm}$ 。

### 2.3.6 气缸的选型

综合以上计算出的气缸缸径  $D=32\text{mm}$ 、缸筒壁厚  $=2.5\text{mm}$ 、活塞直径  $d=16\text{mm}$ ，活塞行程为  $50\text{mm}$ ，安装形式采用中间轴销安装型，由此参照“成大先. 机械设计手册. 单行本. 气压传动. 北京：化学工业出版社，2004.1”第22-205页，选择LG系列气缸。

气缸型号：LGA 32×50 TC-T-FC，具体尺寸如图2-11所示：



5.6 TC 中间铰轴式

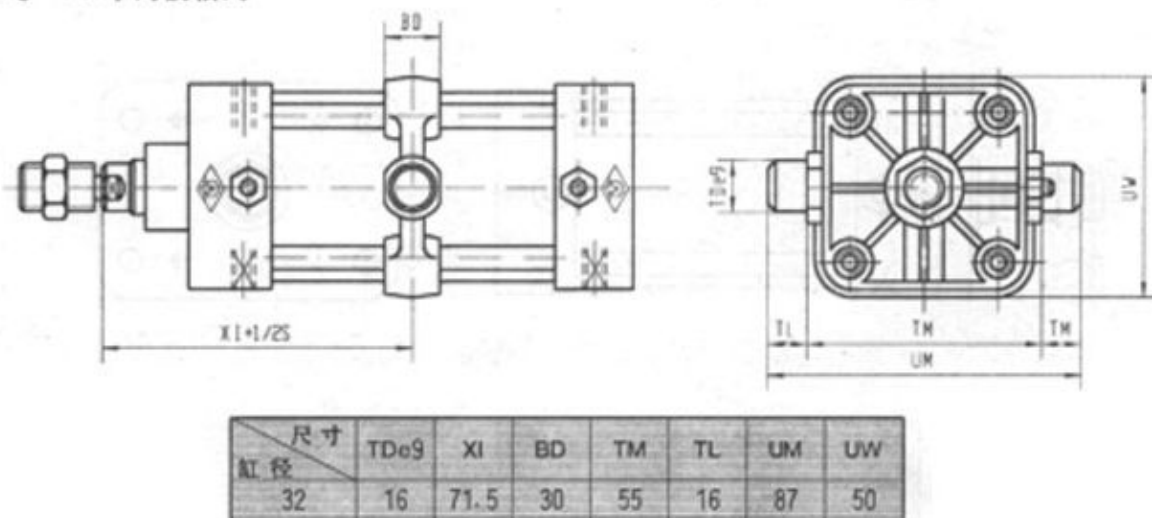


图 2-11 LG 系列中间铰轴式气缸

## 2. 4 模型保护相关措施

由章节 2.2 分析可知,当带坯模具夹紧时,所需要的气缸输出力  $F_{\text{实际}}$  为 45N。根据“成大先. 机械设计手册. 单行本. 气压传动. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1”可知,当工作压力为 0.1~0.5MPa 时,对于缸径为  $\Phi 32\text{mm}$ 、活塞杆直径为 16mm,活塞杆输出力为 60.3~379.9N。

因此,为了防止手爪在夹紧模具时,由于手爪的刚性和力度过大而损坏滚压成型用的石膏模型,必须给予一些防护措施。驱动手爪动作的气缸活塞杆为拉力做功,为此必须严格控制气缸的工作压力,其工作压力应控制在 0.1~0.3MPa,以保证其输出力只能是 60.3~180.9N。再者,与石膏模型相接触的部位应安装一些海绵,以免使刚性手爪直接接触石膏模型而碰坏石膏模型。

## 3 翻转机构的设计

### 3. 1 机械手翻转动作的分析

由陶瓷滚压成型生产线上带膜坯体的干燥方式及流程可知，翻模机械手手爪应水平放置，带坯模具也是水平放置，因此，该翻模机械手需要翻转的角度为  $180^{\circ}$ 。

由滚压成型生产工艺相关知识可知，滚压成形是泥料在滚头和旋转着的模型之间，在滚头的挤压下泥料均匀地布满于模型表面而成为坯体的。当带有坯体的模型由输送机送到干燥机入口时，翻模机械手动作，把输送机上的模型抓取并翻转  $180^{\circ}$  送入干燥机内。考虑到这一点，翻模机械手在对带坯模型进行翻转动作时，其翻转速度不可过快，否则在翻转过程中，由于离心力的作用会使坯体甩出。为此确定机械手翻转带坯模型的速度为  $60^{\circ}/s$ ，机械手返回时的翻转速度定为  $90^{\circ}/s$ 。

### 3. 2 翻模轴的设计

#### 3. 2. 1 轴的设计要求和程序

通常轴的设计程序为：

- (1) 根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布置和装配方案；
- (2) 选择轴的材料；
- (3) 初步估算轴的直径；
- (4) 进行轴的结构设计；，校核轴键连接强度及轴的弯扭强度；
- (5) 对于重要的轴，应进行强度的精确校核计算；
- (6) 必要时校核轴的刚度和临界转速；
- (6) 根据上述计算结果修改设计；
- (7) 绘制轴的工作图（零件图）。

#### 3. 2. 2 翻模轴传动方案整体布局

设计出翻模轴传动方案整体布局如图3-1所示：为实现带坯模具的  $180^{\circ}$  翻转，本设计采用两根翻模轴。如图3-1所示，翻模轴1上安装有轴承，手臂等零件，在翻模轴2上安装有手臂、轴承和齿轮等零件。在翻模轴1与翻模轴2之间连接有铰链杠杆式夹持机械手的力源装置，即气缸，该气缸采用中间耳轴式安装方式，两耳轴分别装于翻模轴1和翻模轴2当中。

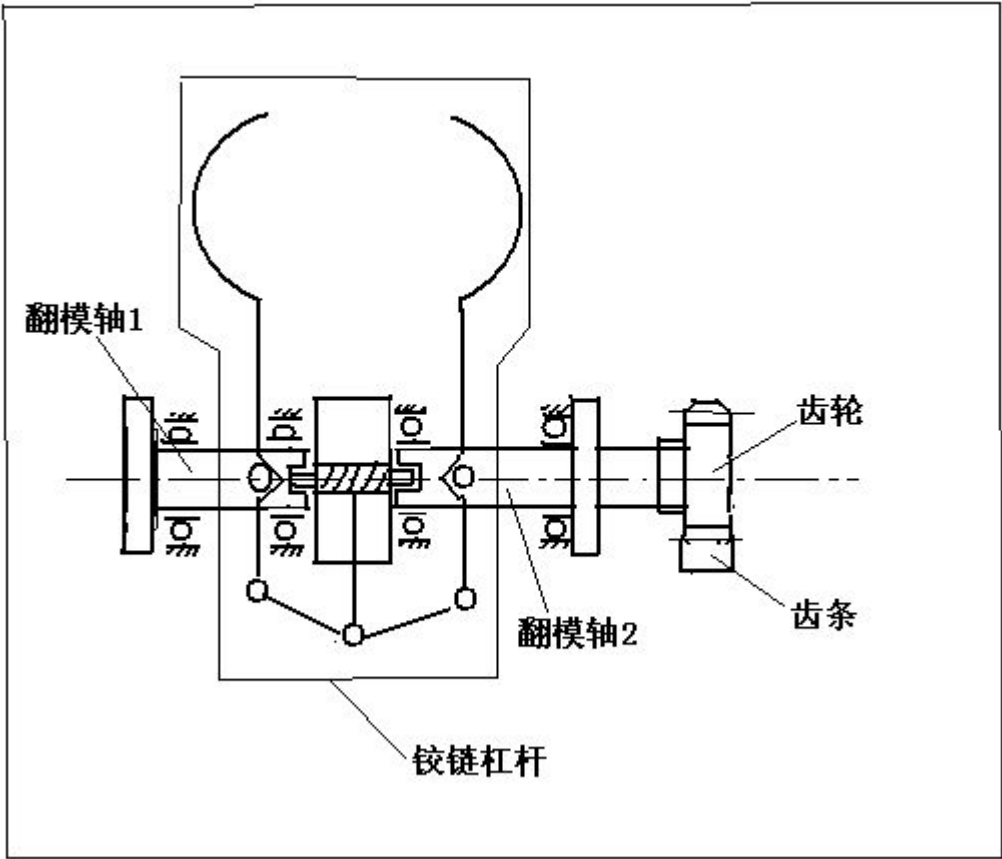


图3-1 翻模轴传动方案整体布局

3. 2. 3 翻模轴材料的选取以及最小直径估算

对翻模轴 2，根据经验值，取其传递功率  $P=0.5\text{KW}$ ，转速  $n=10\text{r/min}$ ，选择轴的材料为 45 钢，经调质处理，其机械性能由“成大先. 机设计手册. 单行本. 轴及其联接. 北京：化学工业出版社，2004. 1”表 5-1-1 查得：

$\sigma_b=650\text{MPa}$ ， $\sigma_s=360\text{MPa}$ ， $\sigma_{-1}=270\text{MPa}$ ， $r_{-1}=155\text{MPa}$ ， $[\sigma_{-1}]_b=60\text{MPa}$ 。

根据下表 3-1 选取  $A_0=105$ ，计算轴的最小直径  $d_{\min}$ ：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 105 \times \sqrt[3]{\frac{0.5}{10}} = 38.7\text{mm}$$

轴的最小直径显然是安装齿轮处轴的直径，需开键槽，故将最小轴径增加5%，变为 40. 63mm。查《机械设计手册》，取标准直径40mm。

表3-1 轴常用几种材料的 $A_0$ 值

轴的材料	Q235-A、20	Q275、35 (1Cr18Ni9Ti)	45	40Cr、35SiMn、 38SiMnMo、3Cr13
$A_0$	149~126	135~112	126~103	112~97



对翻模轴1，其最小直径与翻模轴2安装轴承处的直径相等。

### 3. 2. 4 翻模轴的结构设计

#### 1、拟定轴上的零件的装配方案

翻模轴1结构以及轴上零件装配方案如图3-2所示：

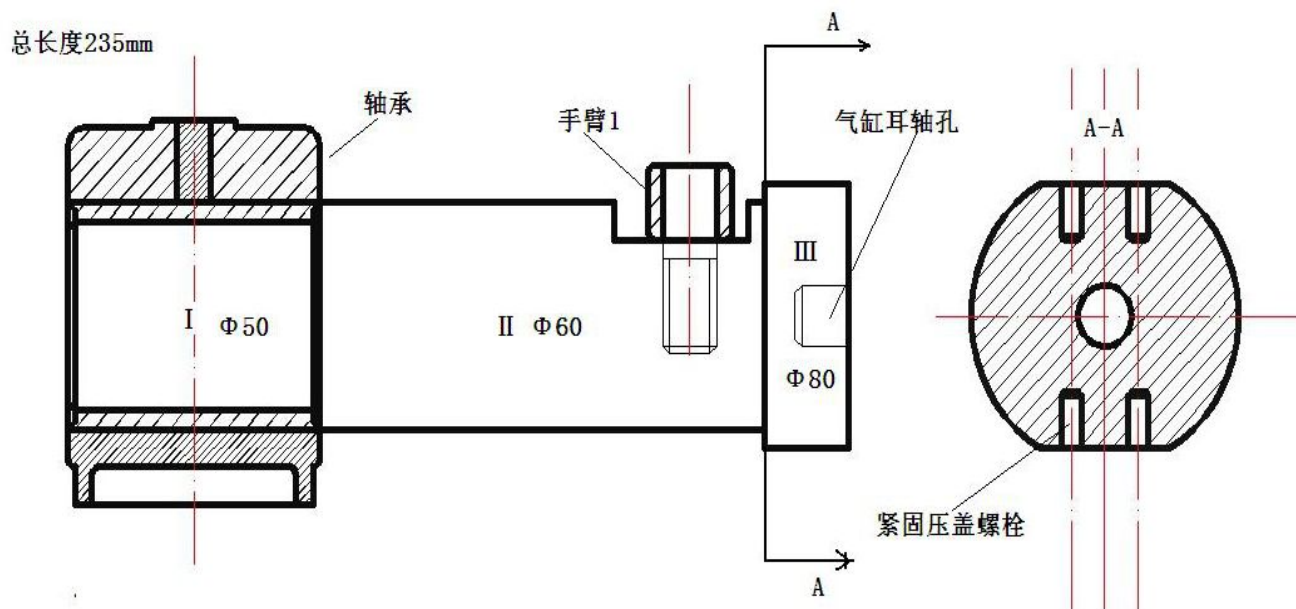


图3-2 翻模轴1结构及安装零件

翻模轴1的总长度为235mm，轴的第Ⅰ段安装滑动轴承，此段总长为75mm，轴的直径为Φ50mm；第Ⅱ段制出一轴肩，故取第二段轴的直径为Φ60mm，此段总长为135mm，在此段上，铣出一段深10mm，长40mm的平面，用于安装手臂1；第Ⅲ段总长为25mm，直径为Φ80mm，并铣出一段深5mm平面，用于安装气缸压盖，沿轴的中心线处钻一直径为Φ16mm、深16mm的孔，用于放置气缸中间耳轴。具体尺寸见所附图纸。

翻模轴2结构以及轴上零件装配方案如图3-3所示：翻模轴2的总长度为400mm，轴的前三段与翻模轴1对应段的尺寸以及上面安装的零件都是相同的，翻模轴2第Ⅳ段直径为Φ46mm，长度为95mm；翻模轴2的第Ⅴ段安装齿轮，该段长度为70mm，直径为Φ40。具体尺寸见所附图纸。

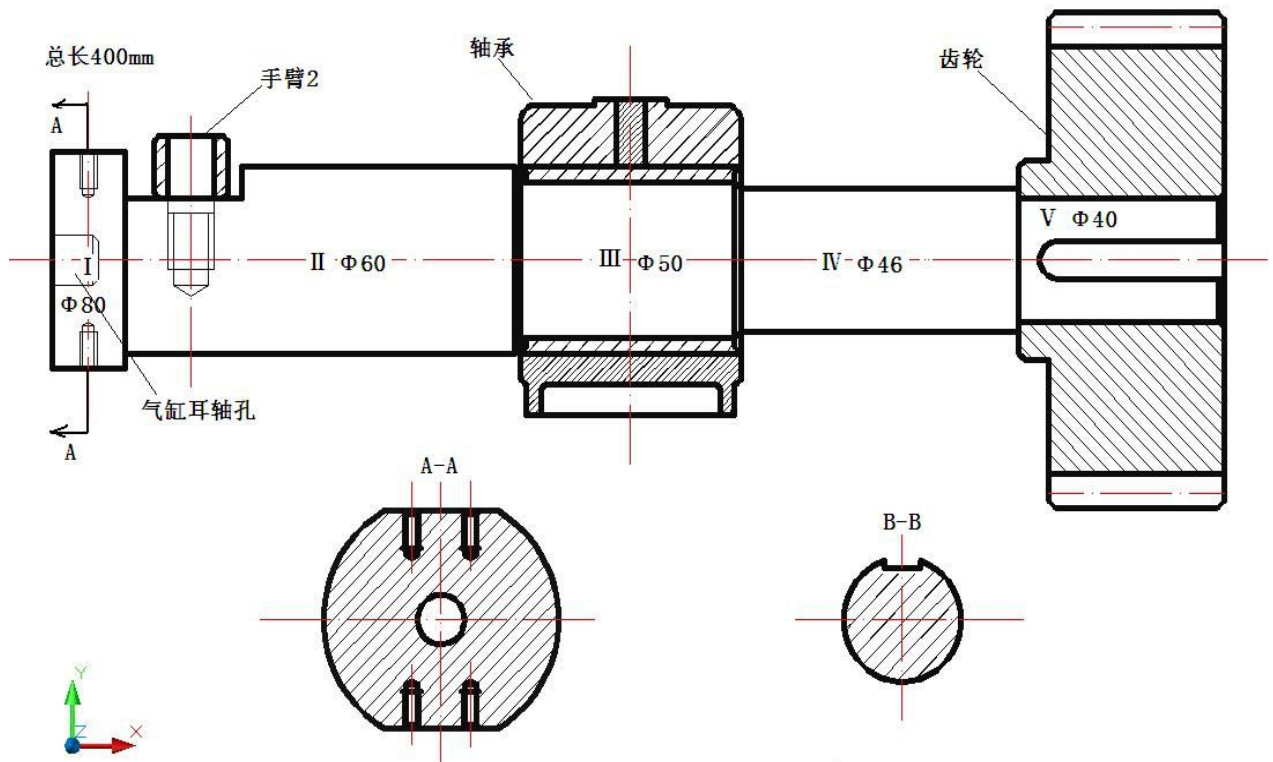


图3-3 翻模轴2结构及安装零件

### 3.3 两翻模轴转矩的传递设计

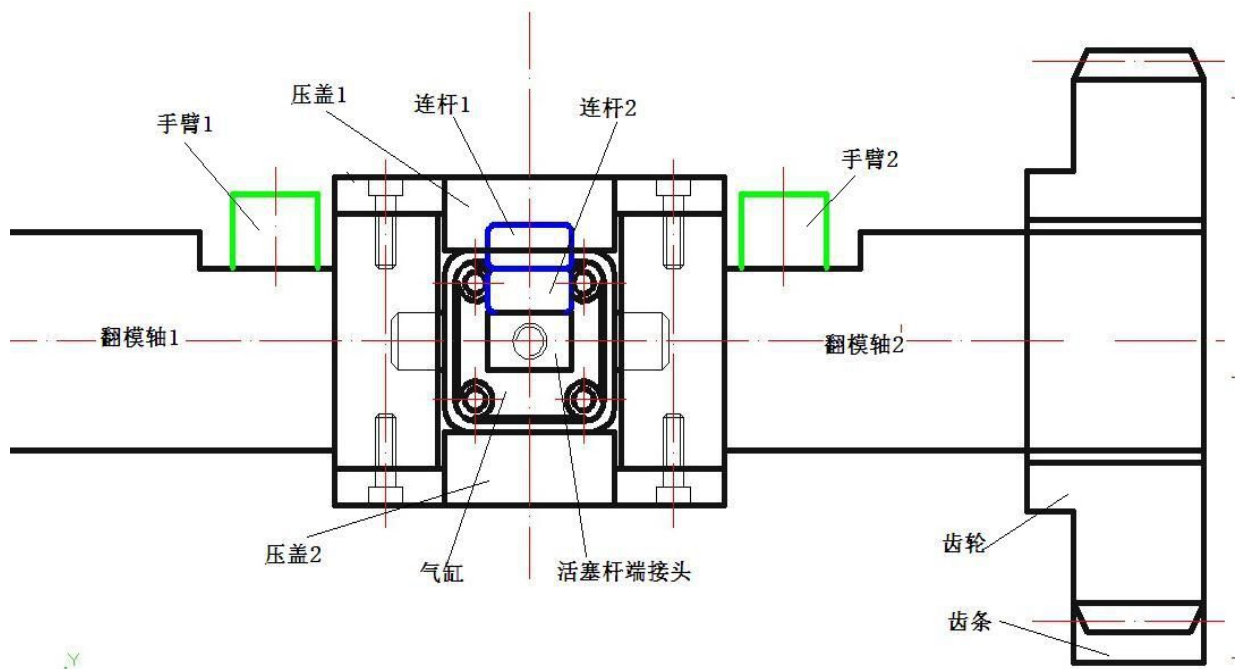


图 3-4 两轴的连接示意图

如图 3-4 所示，驱动铰链杠杆机构的气缸安装于翻模轴 1 与翻模轴 2 之间，该气缸

外形为长方体结构（如图 2-5 所示），与活塞杆相对的截面为方形，气缸耳轴处最大边长为 50mm，两缸盖边长为 44mm，缸筒截面边长为 42mm（具体尺寸可参见图 2-5 中表格所示）。为使翻模轴 2 的转矩传至翻模轴 1，本设计利用压盖充当联轴器，两压盖通过螺钉与两轴紧固在一起，当齿条带动齿轮转动时，翻模轴 2、两压盖、翻模轴 1 便一同转动。压盖另一个作用是保持在活塞杆伸出时气缸的稳定性。气缸两耳轴的作用是抵消活塞杆输出力的反向作用力，不必在两轴耳轴孔中转动。

## 4 轴承的设计

### 4.1 轴承的类型选择

在本设计中，翻模轴1与翻模轴2的连接没有采用联轴器，而是以压盖充当联轴器，这样做不仅解决了两轴之间转矩的传递，也使得气缸有一个很好的稳定性。但两翻模轴连接处为悬空的，加之整个铰链杠杆机构的重量都是由两翻模轴来承担，因此利用压盖充当联轴器不能够很好地保证两轴的径向稳定性。为此在两翻模轴的轴端安装位置处，需要有一定的轴向跨度，以更好的承担两轴的径向稳定性。

由分析可知，翻模轴1与翻模轴2受载方向主要为径向，而轴向只受轻微的载荷，因此轴向受载可以忽略不计。当选用滚动轴承时，根据安装轴承处轴的直径为 $\Phi 50$ ，我们可以选用深沟球轴承，其型号为“滚动轴6010 GB/T 276-1994”，但该滚动轴承的轴向跨度（即轴承宽度B）仅为16mm，相对于整个轴的长度来说其轴向很小，不满足要求。

为此，本设计中选用径向滑动轴承（其轴向跨度可达75mm），且本设计中两翻模轴不算很长，为此可选用整体式径向滑动轴承。两种轴承轴向跨度对比如图4-1所示。

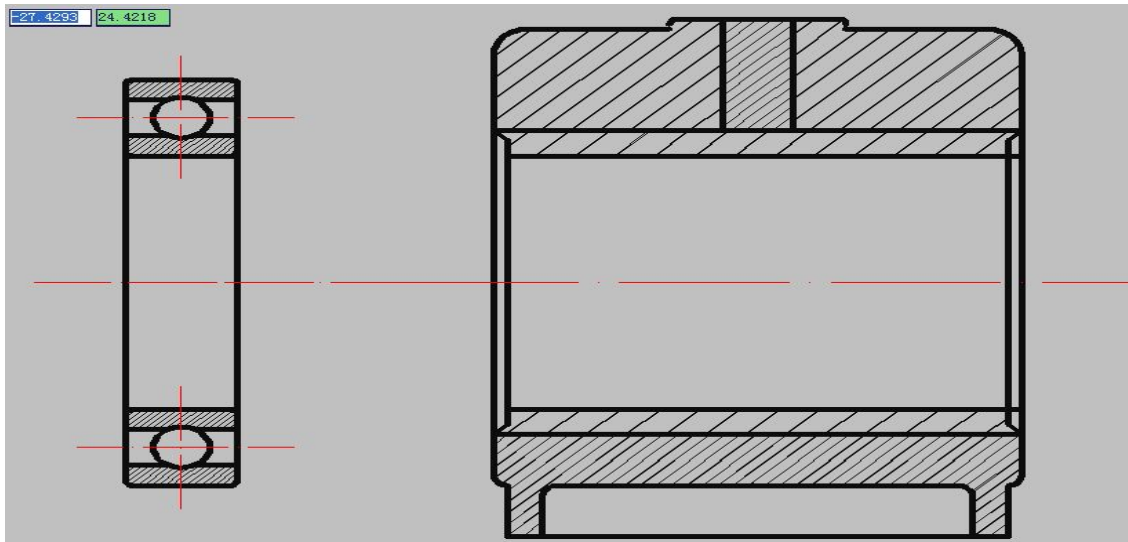


图 4-1 两轴承轴向跨度对比图

## 4.2 径向滑动轴承的设计计算

设定轴的工作载荷 $F=5000N$ ，轴颈直径 $d=50mm$ ，转速 $n=10r/min$ ，在水平剖分面单侧供油。

### 1、选择轴承常用的宽径比

本设计中轴承的轴向夸大要取大一些，以很好地保持轴的径向稳定性，因此去宽径比为1.5。

### 2、计算轴承宽度

$$B = \left(\frac{B}{d}\right) \times d = 1.5 \times 50 = 75mm$$

### 3、计算轴颈圆周速度

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 50 \times 10}{60 \times 1000} = 0.026m/s$$

### 4、计算轴承工作压力

$$p = \frac{F}{dB} = \frac{5000}{0.075 \times 0.05} \approx 1.3MPa$$

### 5、选择轴瓦材料

根据“濮良贵，纪名刚. 机械设计. 8版. 北京：高等教育出版社，2006.5”表12-2，在保证 $p \leq [p]$ 、 $v \leq [v]$ 、 $p v \leq [p v]$ 的条件下，选定轴瓦材料为耐磨铸铁HT300。

## 4.3 径向滑动轴承的选型

选择整体有衬正滑动轴承，且根据以上计算结果，选择轴承的型号为“HZ050 轴承座 JB/T 2560”。轴承座结构如图4-2所示：



图4-2 整体有衬正滑动轴承座

## 5 齿轮齿条传动设计

### 5.1 齿轮齿条传动概述

齿条直线的速度  $v$  与齿轮分度圆直径  $d$ 、转速  $n$  之间的关系为

$$v = \frac{\pi d n}{60} (\text{mm/s})$$

式中  $d$ ——齿轮分度圆直径，mm；

$n$ ——齿轮转速，r/min。

其啮合线  $N_1N_2$  与齿轮的基圆相切  $N_1$ ，由于齿条的基圆为无穷大，所以啮合线与齿条基圆的切点  $N_2$  在无穷远处。

齿轮与齿条啮合时，不论是否标准安装（齿轮与齿条标准安装即为齿轮的分度圆与齿条的分度圆相切），其啮合角  $\alpha'$  恒等于齿轮分度圆压力角  $\alpha$ ，也等于齿条的齿形角；齿轮的节圆也恒与分度圆重合。只是在非标准安装时，齿条的节线与分度线不再重合。齿轮与齿条正确啮合条件是基圆齿距相等，齿条的基圆齿距是其两相邻齿廓同侧直线的垂直距离，即  $P_b = P \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ 。

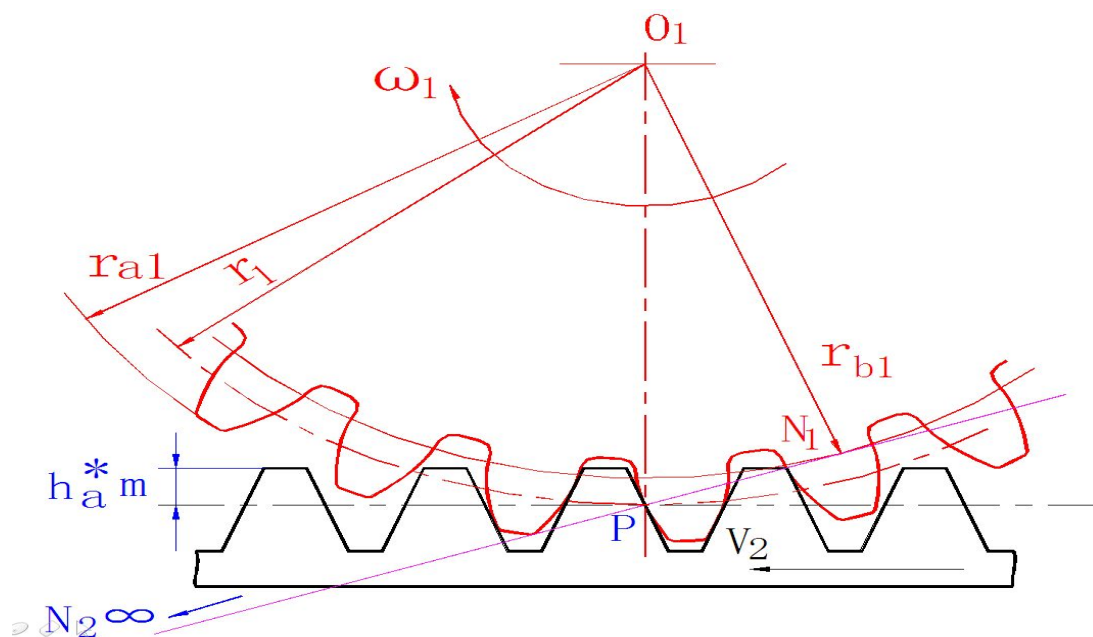


图 5-1 齿轮齿条啮合示意图

## 5.2 齿轮齿条传动设计计算

设定输入功率  $P=0.5\text{Kw}$ ,  $n=10\text{r/min}$ , 齿条为原动件且有气缸驱动, 规定齿轮齿条寿命为 10 年, 每年 250 个工作日, 每个工作日为 10 小时。

### 5.2.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1) 按图 3-2 所示传动方案, 选用直齿圆柱齿轮。

2) 本设计中的翻模机械手为一般工作机器, 翻模轴的速度不高, 故选用 7 级精度 (GB 10095—88)。

3) 材料选择。由“濮良贵 纪名刚. 机械设计. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 5” (以下简称“机械设计”) 表 10-1 选择齿条材料为 45 钢 (调质后表面淬火), 硬度为 240HBS, 齿轮材料为 45 钢 (调质后表面淬火), 硬度为 220HBS, 二者材料硬度差为 20HBS。

4) 选择齿轮齿数  $z_1=30$ , 齿条齿数待定。

### 5.2.2 按齿面接触强度设计

由“机械设计”设计计算公式 (10-9a) 进行试算, 即

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 试选载荷系数  $K_t=1.3$ 。

2) 计算齿轮传递转矩。

$$T = \frac{95.5 \times 10^5 P_1}{n} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.5}{10} = 4.775 \times 10^5 N \cdot mm$$

3) 齿轮做悬臂布置，由“机械设计”表10-7选取齿宽系数  $\phi_d = 0.4$ 。

4) 由于本传动为齿轮齿条传动，传动比近似无穷大，所以  $\frac{u \pm 1}{u} = 1$

5) 由“机械设计”查得材料的弹性影响系数  $Z_E = 143.7 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

6) 由“机械设计”图10-21d按齿面硬度查得齿轮的  $\sigma_{Hlim} = 330 MPa$ 。

7) 由“机械设计”式10-13计算应力循环次数。

$$N_1 = 60njL_h = 60 \times 10 \times 1 \times 10 \times 250 \times 10 = 1.5 \times 10^7$$

8) 由“机械设计”式10-19取接触疲劳系数  $K_{HN} = 1.3$ 。

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“机械设计”式10-12得

$$[\sigma_H] = \frac{K_{HN} \sigma_{lim}}{S} = \frac{1.3 \times 330}{1} = 429 MPa$$

(2) 齿轮相关参数计算

1) 试算齿轮分度圆直径  $d_t$ 。

$$d_{1t} \geq 2.32^3 \sqrt{\frac{KT}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32^3 \sqrt{\frac{1.3 \times 4.775 \times 10^5}{0.4} \times 1 \times \left( \frac{143.7}{429} \right)^2} = 113.17 mm$$

2) 计算圆周速度  $v$ 。

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 113.17 \times 10}{60 \times 1000} \approx 0.06 m/s$$

3) 计算齿宽b。

$$b = \phi_d d_{1t} = 0.4 \times 113.17 = 45.268 mm$$

4) 计算齿宽与齿高之比  $\frac{b}{h}$ 。

$$\text{模数} \quad m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{113.17}{30} = 3.772 mm$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25 m_t = 2.25 \times 3.772 = 8.393 mm$$

$$\frac{b}{h} = \frac{45.268}{8.393} = 5.064$$

5) 计算载荷系数。

根据  $v=0.06\text{m/s}$ ，7级精度，由“机械设计”图10-8查得动载系数  $K_v=1.0$ ；

直齿轮， $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ；

由“机械设计”表10-2查得使用系数  $K_A=1.10$ ；

由“机械设计”表10-4用插值法查得7级精度、齿轮相对支撑作非对称布置时，  
 $K_{H\beta}=1.363$ 。

由  $\frac{b}{h}=5.064$ ， $K_{H\beta}=1.363$  查“机械设计”图10-13得  $K_{F\beta}=1.28$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.10 \times 1.0 \times 1 \times 1.363 = 1.499$$

6) 按实际的载荷系数校正算得分度圆直径，由“机械设计”式10-10a得

$$d = d_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 113.17 \times \sqrt[3]{\frac{1.499}{1.3}} = 118.68\text{mm}$$

7) 计算模数  $m$ 。

$$m = \frac{d}{z_1} = \frac{118.68}{30} = 3.956\text{mm}$$

### 5. 2. 3 按齿根弯曲强度设计

由“机械设计”式10-5得弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi_d z^2} \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 由“机械设计”图10-2c查得齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE} = 120\text{MPa}$

2) 由“机械设计”图10-18取弯曲疲劳寿命系数  $K_{FN} = 1$ ；

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数  $S=1.4$ ，由“机械设计”式10-12得

$$[\sigma_F] = \frac{K_{FN} \sigma_{FE}}{S} = \frac{1 \times 120}{1.4} = 85.71\text{MPa}$$

4) 计算载荷系数  $K$ 。

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.1 \times 1 \times 1 \times 1.28 = 1.408$$



5) 查取齿形系数。

由“机械设计”表10-5查得  $Y_{Fa} = 2.52$ 。

6) 查取应力校正系数。

由“机械设计”表10-5查得  $Y_{Sa} = 1.625$ 。

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.408 \times 4.775 \times 10^5}{0.4 \times 30^2} \times \frac{2.52 \times 1.625}{85.71}} = 4.918 \text{mm}$$

对比计算结果，由齿根弯曲强度设计的模数  $m$  大于由齿面接触疲劳强度设计的  $m$ ，因此选择由弯曲强度设计的模数4.918并就近圆整为  $m = 5 \text{mm}$ 。

#### 5.2.4 几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径

$$d = z_1 \times m = 5 \times 30 = 150 \text{mm}$$

(2) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d = 0.4 \times 150 = 60 \text{mm}$$

取齿轮宽度为  $B_1 = 60 \text{mm}$ ，齿条宽度  $B_2 = 65 \text{mm}$ 。

(3) 计算中心距

$$a = d = 150 \text{mm}$$

其他齿轮齿条参数计算见下表5-1所示：

表 5-1 齿轮齿条传动的几何尺寸计算

项目名称		计算公式及代号	转 180° 齿轮齿条数值
齿轮齿数		$z_1$	30
模数		$m$	5 mm
螺旋角		$\beta$	0°
基 本 齿 廓	压力角	$\alpha$	20°
	齿顶高系数	$h_a^*$	1
	顶隙系数	$C^*$	0.25
尺宽	齿轮	$B_1 = \phi_d d_1$	60 mm
	齿条	$B_2 = B_1 + 5$	65 mm
各参数计算			
齿条长度		$L$	350 mm
项目名称	计算公式及代号		转齿轮齿条数值

齿轮分度圆直径		$d_1 = mz_1$	150 mm
齿顶高	齿轮	$h_{a1} = h_{a1}^* m$	5 mm
	齿条	$h_{a2} = h_{a2}^* m$	5 mm
齿根高	齿轮	$h_{f1} = (h_{a1}^* + c^*)m$	6.25 mm
	齿条	$h_{f2} = (h_{a2}^* + c^*)m$	6.25 mm
齿高	齿轮	$h = h_a + h_f$	11.25 mm
	齿条		
齿轮中心到齿条中心距		$H = \frac{d_1}{2}$	75 mm
齿距		$p_n = \pi m$	15.70 mm
齿条齿数		$z_2 = \frac{L}{p_n} + 0.5$	20

### 5.3 齿轮齿条结构设计

#### 5.3.1 齿轮的结构设计

在本设计中，齿轮的齿根圆直径  $d_a$

$$d_a = d + 2h_a = 150 + 2 \times 5 = 160 \text{ mm}$$

因此将齿轮的结构做出实心结构。考虑到该齿轮的安装位置位于轴端，因此将该齿轮的轮毂长度较齿轮宽度加长10mm，以增强齿轮转矩的传递效果。齿轮的最终结构如图5-2所示：

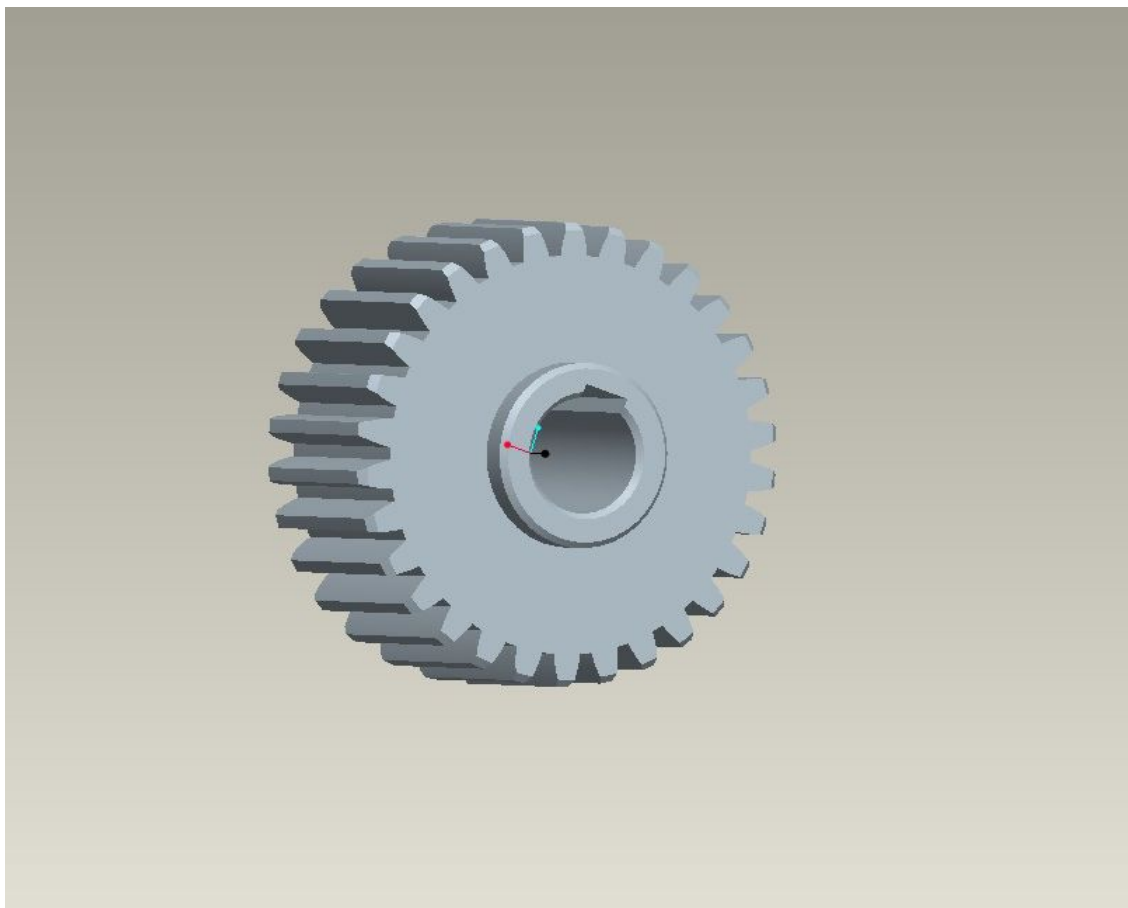


图5-2 齿轮结构

### 5.3.2 齿条的结构设计

如图 5-3 所示，齿条的主要特点主要有以下几点：

- （1）因为齿条齿廓为直线，所以齿廓上各点具有相同的压力角，且等于齿廓的倾斜角，此角称为齿形角，标准值为  $20^\circ$ 。
- （2）与齿顶线平行的任一条直线上都具有相同的齿距和模数。
- （3）与齿顶线平行且齿厚等于齿槽宽的直线称为分度线（中线），它是计算齿条尺寸的基准线。

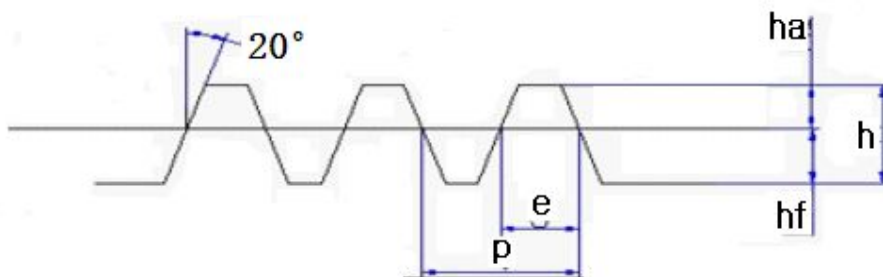


图5-3 齿条相应参数

在本设计中的齿轮齿条传动，齿条作为原动件，由气缸驱动齿条以带动齿轮的转动，且在本设计中，采用双缸驱动。因此，在考虑齿条结构设计时，要考虑齿条与气缸活塞杆的连接以及齿条与滑轨的连接。结合以上因素，最终确定齿条的结构如图 5-4 所示，齿条总长度为 360mm，齿条宽度为 65mm。齿条背面钻 8 个螺纹孔，每个螺纹孔相隔距离为 40mm，用于与直线导轨连接。由其具体尺寸值见所附图纸。

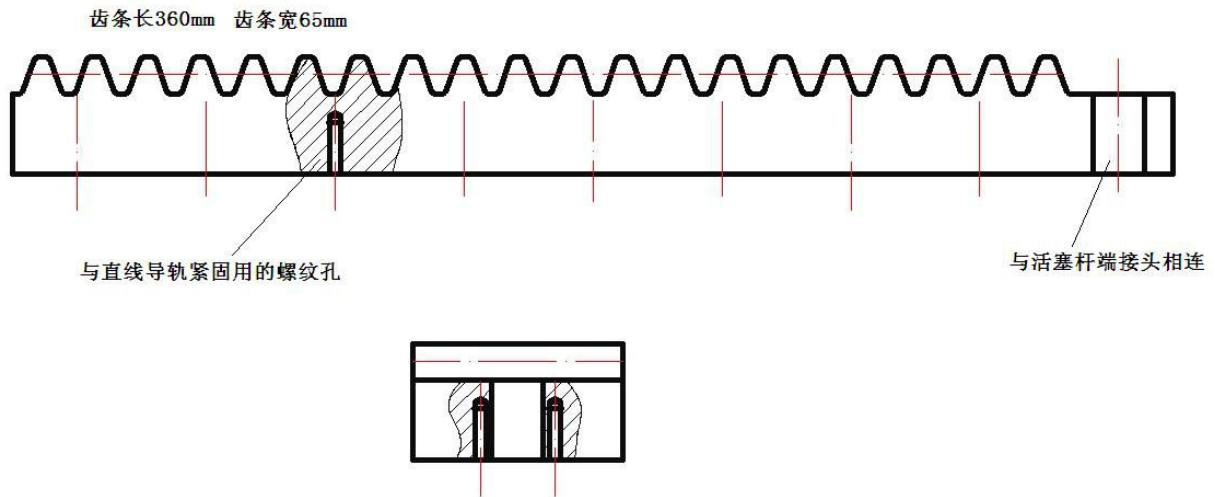


图 5-4 齿条结构

## 5. 4 齿轮齿条驱动装置的设计

### 5. 4. 1 气缸的选择

考虑到在陶瓷滚压生产线上的一些机械手以及其他某些设备多采用气缸驱动，因此，在本设计中的，齿轮齿条的驱动也采用气缸驱动。

根据齿轮输出功率 $P=0.2\text{kw}$ ，齿轮圆周速度

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 150 \times 10}{60 \times 1000} = 0.08 \text{ m/s}$$

可算得推动齿条所需的力为

$$F = \frac{P}{v} = \frac{200}{0.08} = 2500 \text{ N}$$

设定气缸工作压力为 0.5MPa, 根据章节“2. 3 手部夹紧机构气缸的选择”公式

$$F_{\text{实际}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot p$$

取  $d = 0.2D$  可计算出气缸的活塞杆直径  $d = 78.13$ ，参照缸筒内径系列标准值，选取缸

筒内径为 80mm。取活塞杆直径为  $d=20\text{mm}$ 。

气缸行程的选择：齿轮旋转  $180^\circ$  时，齿条需要移动的距离为

$$S = \frac{d_{\text{齿轮}}}{2} \pi = \frac{150}{2} \times \pi = 235.6\text{mm}$$

因此，选取气缸的行程为 250mm。

根据缸筒内径、气缸行程选取 LG 列气缸，气缸安装形式采用 FB 后法兰式，气缸型号为：LGA 80 X 250 FB-T-FC。

### 5. 4. 2 齿条的安装设计

为尽量减少翻模机械手的占地面积，齿条的安装方向应该在竖直方向上。首先，将齿条与直线导轨（如图 5-5 所示）紧固在一起，然后将齿条末端通过气缸杆端接头与气缸活塞杆相连，直线导轨上的滑块安装于滑块定位板上，滑块定位板则固定于滑块定位杆上。这样，在气缸的推动下，齿条就可在导轨上滑动，并且带动齿轮旋转。

为了能够调整齿轮与齿条的安装中心距，将气缸和滑块定位杆安装在气缸底板上，然后将起一并安装在机架上，机架相应位置铣出一段环形孔，以达到调整齿轮齿条的安装中心距的目的。

本设计中使用到的直线导轨型号为：YE RSR9 WH1 L350



图5-5 直线导轨

齿条与直线导轨连接示意图见图 5-6 所示：

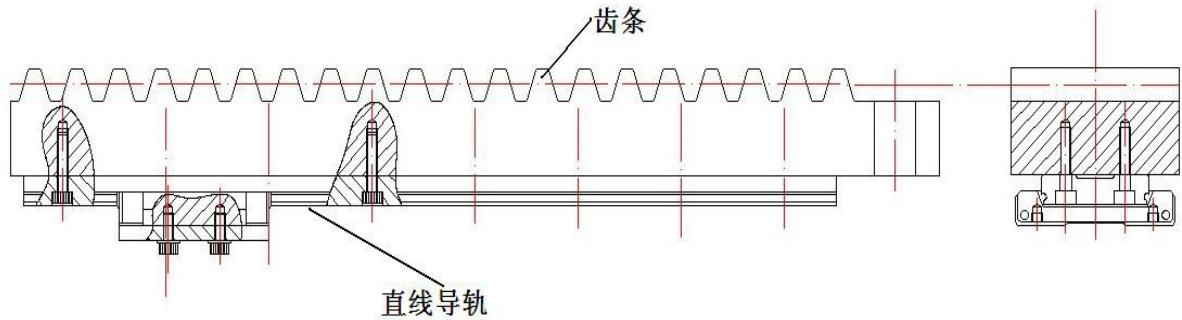


图 5-6 齿条与直线导轨连接示意图

### 5.5 键的选择和键连接强度校核

在本设计中，齿轮与轴的连接要用到键。由以上设计可知，齿轮的精度等级为7级，装齿轮处的轴颈 $d=40\text{mm}$ ，齿轮轮毂宽度为 $70\text{mm}$ ，需要传递的转矩 $T=477.5\text{N}\cdot\text{m}$ ，载荷为静载荷。

#### 5.5.1 键的选择

本设计中齿轮的精度等级为7级，根据“机械设计”相关知识，一般8级以上精度的齿轮有定心要求，应选用平键。由于该齿轮安装在轴端，故选用单圆头普通平键（C型）。

根据 $d=40\text{mm}$ 从“机械设计”表6-1查得键的截面尺寸为：宽度 $b=12\text{mm}$ ，高度 $h=8\text{mm}$ 。由轮毂宽度并参照键的长度系列，取键长 $L=63\text{mm}$ （比轮毂宽度小一些）。

#### 5.5.2 键的强度校核

键的工作长度 $l=L-b=63-12=51\text{mm}$ ，键与轮毂的接触高度 $k=0.5h=0.5\times 8=4\text{mm}$ 。由“机械设计”式6-1可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 477.5 \times 10^3}{4 \times 51 \times 40} = 117.03\text{Mpa} \leq [\sigma_p] = 135\text{Mpa}$$

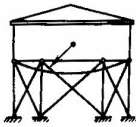
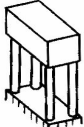

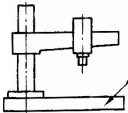
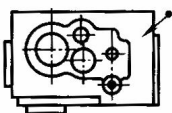
可见键的挤压强度满足要求。

键的标记为：键 C12 X 63 GB/T 1096—2003。

6 机架的设计

6. 1 机架类型的选择

机架是底座、机体、床身、立柱、壳体、箱体以及基础平台等零件的统称。按机架的外型分类，主要有以下几种：

外形类别	网架式	框架式	梁柱式	板块式	箱壳式
举例					

另外根据机架的制造方式分类主要有铸造机架、焊接机架、螺栓连接机架、铆接机架、冲压机架和专业的轧制、锻造机架。

根据翻模机械手的特点，本设计中选用框架式机架，机架制造方式选用焊接形式。

焊接机架由钢板、型钢或铸钢件焊接而成，结构要求较简单，生产周期较短。

### 6.2 机架材料的选择

为了保证机架的强度以及便于使机架材料便于焊接，本设计中的机架材料采用灰铸铁材料，机架生安装的零件以及机构的数量和重量不是很大，因此最后确定机架的材料为 HT200。

### 6.3 机架结构的设计

根据自动化陶瓷滚压成型生产线上的带坯模型的输送机的高度，以及翻模机械手的中两翻模轴的轴向安装距离，本设计中安装翻模轴的相应机架高度定为 745mm，长度为 305mm，宽度为 515mm。安装驱动齿条上下移动的气缸处的机架高度为 60mm，长度为 350mm，宽度为 280mm。其具体结构以及具体尺寸值见所附图纸。

## 7 结 论

1、本次设计的是一种应用于全自动陶瓷滚压成型生产线上实现带坯模具转移及翻模动作的翻模机械手（气动式），这是提高陶瓷生产企业劳动生产率以及更好的实现滚压成型生产线自动化控制的重要研究内容之一。

2、翻模机械手对带坯模具的夹紧以及对带坯模具的翻转都采用气压传动，动作迅速，反应灵敏，能实现过载保护，便于自动控制。工作环境适应性好，不会因环境变化影响传动及控制性能。阻力损失和泄漏较小，不会污染环境。同时成本低廉。

3、对于带坯模具的转移动作，采用铰链杠杆机构的增力原理，实现夹紧过程的增力作用，达到选用小型气缸的目的。带坯模型的翻转动作由齿轮齿条机构实现，齿条为原动件，并且只需要一台中型气缸驱动即可，避免了采用复杂的机械传动机构，因而节省了不少材料的成本费用。

4、本设计课题所使用的气缸不大，价格便宜。该翻模机械手在市场上并不多见，在陶瓷行业的生产过程中使用并不普遍，所以有些零件的结构方面需自己进行设计。



## 8 经济分析报告

### 8.1 经济效益分析

在如今各行各业如此竞争激烈的情况下，提高效率，减少成本并且追求质量几乎是行业要取得突破的最大钥匙。

它把机械和微电子技术控制紧密集合。将机械不再僵硬，赋予智能化，将电气自动控制融入机械设备中，将“稳，准，快”达到了另一个高度。而且大大减小了由于人工操作的失误及人身危险。

该气动式翻模机械手是用于陶瓷滚压成型生产线上的一种专用机械手。对于陶瓷生产厂家来说，该翻模机械手既有利于实现生产线的半自动化和全自动化，又可以减少雇佣人力劳动的成本。对于陶瓷机械设备生产厂家来说，该翻模机械手结构简单，整个机构采用气缸驱动，便于实现 PLC 全自动控制，跟上了时代的步伐。再者，在陶瓷企业向自动化生产线转型时期，各种用于自动化生产线的专用机械手必将受到各陶瓷企业的喜爱。为此，陶瓷机械设备生产厂家对翻模机械手的投资前景广阔，生产成本低廉。

综上所述，本课题设计的翻模机械手具有良好的经济效益。

### 8.2 社会效益分析

机械手的全部动作只需两台气缸驱动。对于带坯模具的转移动作，采用铰链杠杆机构的增力原理，实现夹紧过程的增力作用，达到选用小型气缸的目的。带坯模型的翻转动作由齿轮齿条机构实现，齿条为原动件，并且只需要一台中型气缸驱动即可，避免了采用复杂的机械传动机构，因而节省了不少材料的成本费用。

在全自动陶瓷滚压成型生产线上，各种专用工业机械手的应用越来越受到各企业的关注。在滚压成型生产线中。对带坯模具的转移和翻转动作既频繁又单调，如采用人工劳动势必会使工人耐心大大降低，从而影响工作效率。如果采用翻模机械手代替人工操作则效率必将大大提高，也更能体现出自动化生产线的优越性，有着广阔的发展前途。

综上所述，该翻模机械手具有巨大的社会效益。

### 致 谢

在论文完成之际，我首先向我的导师表以衷心的感谢和崇高的敬意！在这期间，导师在学业上对我严格要求，精心指导，在生活上给了我无微不至的关怀，给了我人生的启迪，使我在顺利地完成学业阶段学业的同时，也学到了很多做人的道理，明确了人生的目标。导师严谨的治学态度，渊博的学识，实事求是的作风，平易近人、和豁达的胸怀，深深感染着我，使我深受启发，必将终生受益。

经过近半年努力的设计与计算，论文终于完成了，我无比的激动。虽然它不是最完美的，也不是最好的，但是在我心里，它是最我珍惜的。因为它是用心、用汗水成就的，也是我在大学四年来对所学知识的应用和体现。

四年的学习和生活，不仅丰富了我的知识，而且锻炼了我的能力，更重要的是从周围的老师和同学们身上潜移默化的学到了许多。在此，向他们表示深深的谢意与美好的祝愿。



## 参 考 文 献

1. 濮良贵, 纪名刚. 机械设计. 8版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 5
2. 徐影. 机械设计手册: 第3卷M. 北京: 机械工业出版社, 2002. 8
3. 张柏清, 林万云. 陶瓷工业机械与设备. 北京: 中国轻工业出版社, 2012. 1
4. 马铁成, 陶瓷工艺学. 2版. 北京: 中国轻工业出版社, 2012. 1
5. 吴振顺. 气压传动与控制. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1995
6. 徐炳辉. 气动手册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2005
7. 明仁雄, 等. 液压与气压传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003
8. 熊有轮. 机械手设计中的若干问题[J]. 机械工业自动化, 1980, 3
9. 刘少丽. 浅谈工业机械手设计[J]. 机电工程技术, 2011, 7
10. 成大先. 机设计手册. 单行本. 轴及其联接. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1
11. 成大先. 机械设计手册. 单行本. 机构. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1
12. 成大先. 机械设计手册. 单行本. 气压传动. 北京: 化学工业出版社, 2004. 1
13. 《机械设计手册》编委会. —4 版. 机械设计手册. 气压传动与控制. 北京: 机械工业出版社, 2007. 2
14. William Martin. Autonomous robot obstacle avoidance using a fuzzy logic control scheme. CS311 - Final Project. Submitted on December 4, 2009
15. Chan Woo Moon\*, Beom Hee Lee\* and M. S. Kim\*. PLC Based Coordination Schemes for a Multi-robot System. Proceedings of the 2001 IEEE Seoul, Korea . May 21-26, 2001
16. Karlsruhe. Mechanical System and Control System of a Robot Hand. Dirk heinz karlsruhe university institute of computer science at the process control and robotics. Engler - class ring 40.28 D - 76131 on the eighth floor