

通过死点位置的。

死点位置并非总是起消极作用,在工程中,也常利用死点位置来实现一定的工作要求。图 1-37 所示为夹紧装置。当工件夹紧后,BCD 成一直线,撤去外力  $F$  后,机构在工件反弹力  $T$  的作用下,处于死点位置,即使反弹力很大工件也不会松脱,使夹紧牢固可靠。



死点位置的利用

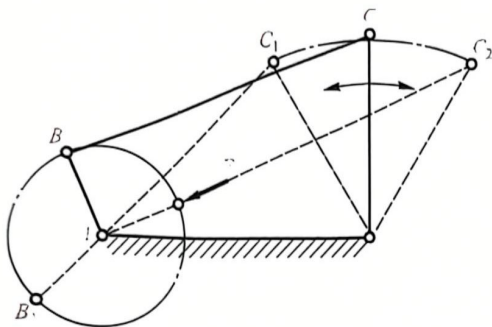


图 1-36 死点位置

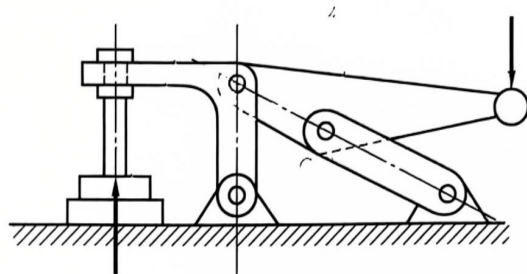


图 1-37 死点位置的利用

1—工件; 2—手柄

### 三、平面机构的自由度

#### 1. 自由度及其计算

机构具有独立运动的数目称为机构的自由度,用  $F$  表示。如图 1-38 所示,对于任意一个构件,当它尚未与其他构件连接之前,称为自由构件,它可以产生 3 个独立运动,即沿  $x$ 、 $y$  方向的移动和绕垂直于  $Oxy$  面的轴线  $A$  的转动。因此,做平面运动的构件有 3 个自由度。

当一个构件与其他构件相互连接时,某些独立运动将受到限制,这种限制称为约束。构件每增加一个约束,便失去一个自由度。

在平面机构中,如果有  $n$  个自由活动的构件,在它们没有受到任何约束的时候,理论上应有  $3n$  个自由度。

机构中的构件是通过运动副连接在一起的,转动副限制构件只能在一个平面内相对转动,移动副限制构件只能沿某一轴线方向移动,因此,一个转动副或一个移动副能引入两个约束,即减少两个自由度。实践证明,低副引入两个约束,即减少两个自由度。凸轮与从动件,齿轮与齿轮组成高副,彼此之间的相对运动是沿接触点公切线方向的相对移动和在平面内的相对转动,而沿公法线方向的相对移动受到限制,因此,一个高副引入一个约束,即减少一个自由度。

设一个平面机构由  $N$  个构件组成,其中必定有一个构件为机架,其活动构件数  $n=N-1$ ,若机构中有  $P_l$  个低副,那么就约束了  $2P_l$  个自由度,有  $P_h$  个高副,就约束了  $P_h$  个自由度,则机构的自由度  $F$  为

$$F=3n-2P_l-P_h \quad (1-9)$$

式中  $n$ ——活动构件数,  $n=N-1$  ( $N$  为机构中的构件总数);

$P_l$ ——机构中的低副数目;

$P_h$ ——机构中的高副数目。

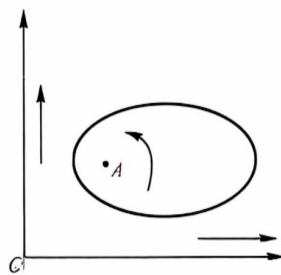


图 1-38 自由构件的自由度



## 2. 机构具有确定运动的条件

机构是由若干个构件通过运动副连接而成的, 机构要实现预期的运动传递和变换, 必须使其运动具有可能性和确定性。所谓机构具有确定运动, 是指该机构中的所有构件, 在任一瞬时的运动都是完全确定的。由于不是任何构件系统都能实现确定的运动, 因此, 不是任何构件系统都能成为机构。构件系统能否成为机构, 可以用是否具有确定运动来判别。

如图 1-39 所示, 机构的自由度等于 0 ( $F=3n-2P_l-P_h=3\times 2-2\times 3-0=0$ ), 各构件之间不能产生任何相对运动, 故这样的构件组合不是机构, 因此, 机构具有确定相对运动的条件是自由度  $F>0$ 。

$F>0$  的条件只能表明机构能够运动, 并不能说明机构运动是否确定。

图 1-40 所示为五杆铰链机构。其自由度为

$$F=3n-2P_l-P_h=3\times 4-2\times 5-0=2$$

$F>0$  说明机构能够运动。若仅给定一个原动件, 如构件 1 绕 A 点均匀转动, 当构件 1 处于 AB 位置时, 构件 2、3、4 可处于不同的位置, 即这三个构件的运动不确定。但若给定两个原动件, 如构件 1 和构件 4 分别绕点 A 和点 E 转动, 则构件 2、构件 3 的运动就能完全确定。

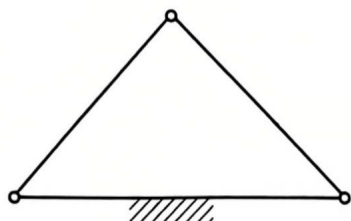


图 1-39 桁架

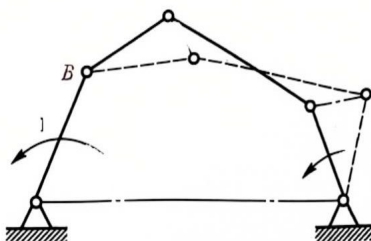


图 1-40 五杆铰链机构

由此可知, 机构具有确定相对运动的条件为  $F>0$ ;  $F$  等于机构原动件个数。

## 3. 计算平面机构自由度应注意的事项

(1) 复合铰链。两个以上的构件在同一轴线上用转动副连接所组成的运动副称为复合铰链。图 1-41 所示为由 3 个构件组成的复合铰链。图中构件 2 与构件 1、构件 3 构成两个转动副, 以此类推, 由  $K$  个构件组成的复合铰链, 应当包含  $K-1$  个转动副。

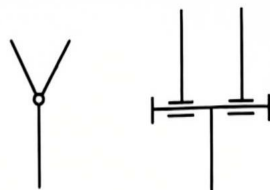


图 1-41 复合铰链

(2) 局部自由度。机构中某些构件所产生的局部运动并不影响其他构件的运动, 这种构件所产生的局部运动称为局部自由度。在计算机构自由度时, 局部自由度应忽略不计。

图 1-42(a) 所示为凸轮机构, 加入滚子 2 可使高副接触的滑动摩擦变为滚动摩擦, 从而减少摩擦力。用式 (1-9) 直接计算其自由度  $F=3n-2P_l-P_h=3\times 3-2\times 3-1=2$ 。从计算结果看, 该机构需要两个原动件, 但从机构本身看, 如果将凸轮 1 作为原动件, 构件 3 必然有确定的相对运动。因此, 实际上应该是  $F=1$ 。此时滚子 2 无论转动与否, 对整个机构的运动均无影响。滚子 2 的这种不影响整个机构运动的多余自由度称为局部自由度, 在计算机构





自由度时可以去除不计。如图 1-42(b)所示, 将滚子 2 看成是和构件 3 焊接在一起的一个刚性构件, 则  $n=2$ ,  $P_l=2$ ,  $P_h=1$ , 由式(1-9)可知, 该机构的自由度数为

$$F=3n-2P_l-P_h=3\times 2-2\times 2-1=1$$

即当凸轮 1 为原动件时, 从动件的运动是确定的。

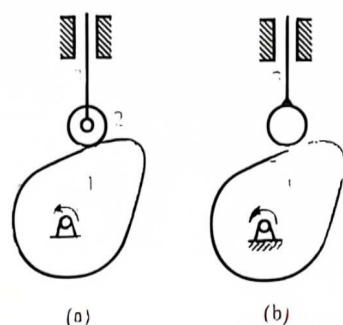


图 1-42 凸轮机构

(a) 机构示意; (b) 去除局部自由度后的机构示意

1—凸轮; 2—滚子; 3—构件

(3)虚约束。在运动副引入的约束中, 有些约束对机构自由度的影响是重复的, 这些在机构中与其他约束重复而不起限制作用的约束称为虚约束, 计算机构自由度时可以不计。平面机构中的虚约束, 常出现在以下情况:

①当两个构件在多处接触并组成相同的运动副时, 就会引入虚约束。如图 1-43(a)所示, 安装齿轮的轴与支承轴的两个轴承之间组成了两个相同的, 且其轴线重合的转动副  $A$  和  $A'$ 。从运动的角度来看, 这两个转动副中只有一个起约束作用, 另一个转动副是虚约束; 在图 1-43(b)所示的凸轮机构中, 从动件与机架之间组成了两个相同的, 且导路重合的移动副  $B$  和  $B'$ 。此时, 只有一个移动副起约束作用, 其余为虚约束。

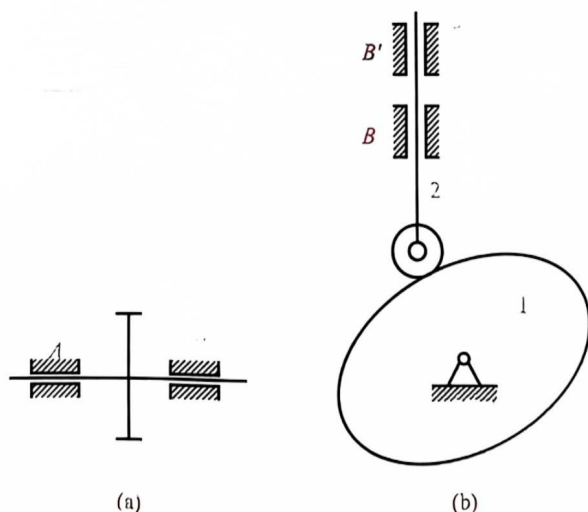


图 1-43 虚约束

(a) 轴线重合; (b) 导路重合

②如果机构中两活动构件上某两点的距离始终保持不变, 此时若用有两个转动副的附加构件来连接这两个点, 会使连接点上的运动轨迹重合, 则将会引入一个虚约束。图 1-44 所示为机车车轮联动机构中的虚约束。



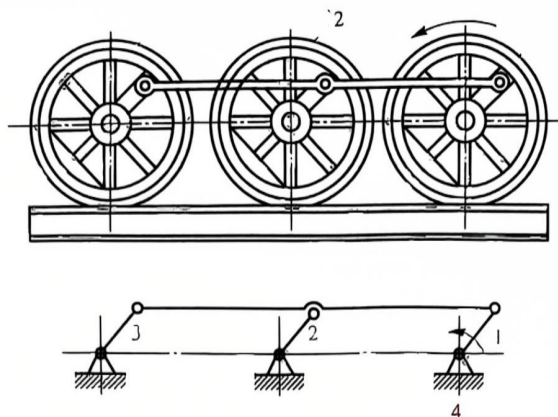


图 1-44 机车车轮联动机构中的虚约束



机车车轮联动机构中的虚约束



行星轮系中的虚约束

③机构中对传递运动不起独立作用的、结构相同的对称部分,使机构增加虚约束。如图1-45所示的行星轮系,为了受力均衡,采用了三个行星齿轮对称布置,它们所起的作用完全相同,从运动的角度来看,只需要一个行星齿轮即可满足要求。因此,其中只有一个行星齿轮所组成的运动副为有效约束。

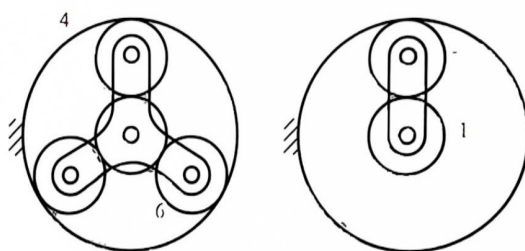


图 1-45 行星轮系中的虚约束

**【例 1-1】** 计算图 1-46 所示筛料机构的自由度,并指出复合铰链、局部自由度和虚约束。

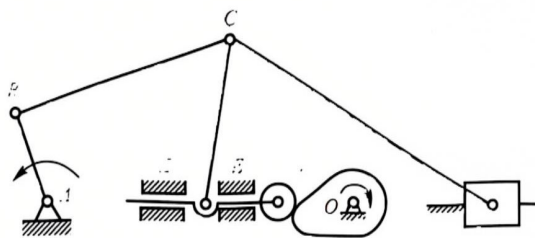


图 1-46 筛料机构

**解:** 机构中  $F$  处滚子自转为一个局部自由度,  $C$  处  $BC$ 、 $DC$ 、 $GC$  三杆共用转动副,为复合铰链,  $E$ 、 $E'$  处为虚约束。

由图 1-46 可知,  $n=7$ ,  $P_l=9$ ,  $P_h=1$ , 由式(1-9)可知, 该机构的自由度为

$$F=3n-2P_l-P_h=3\times 7-2\times 9-1=2$$

自由度与原动件数相等, 所以机构运动确定。

#### 四、平面四杆机构的设计

设计平面四杆机构, 就是根据给定的运动条件, 选定机构的形式, 确定机构各构件的尺寸参数。

设计机构的方法有解析法、图解法和试验法。解析法计算量大, 精度高, 适用于计算机设计; 图解法直观性强, 简单易行, 但设计精度低, 可以满足一般机械的设计要求; 试验法一般用于运动要求比较复杂的平面四杆机构。这里主要介绍图解法。设计内容主要包括两个

