

绪 言

我们在机械加工车间劳动时,要使用车床(图 0-1)和刨床(图 0-2),对工件进行切削加工。车床、刨床和电动机一般统称为机器。它是人类用来进行生产劳动的设备。

机器在工作过程中,都有确定的相对运动,并作出有用功或转换机械能。按用途来讲,因为车床和刨床等机器是利用电动机供给的机械能来作出有用功,所以将车床和刨床等机器称为工作机,而电动机则是将电能转换成机械能供给工作机,所以称为原动机。

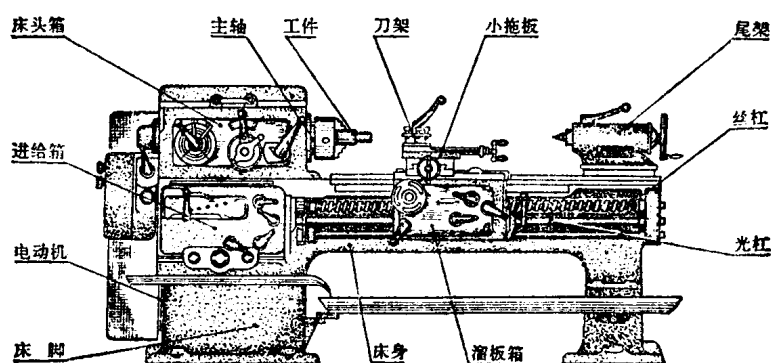


图 0-1 车 床

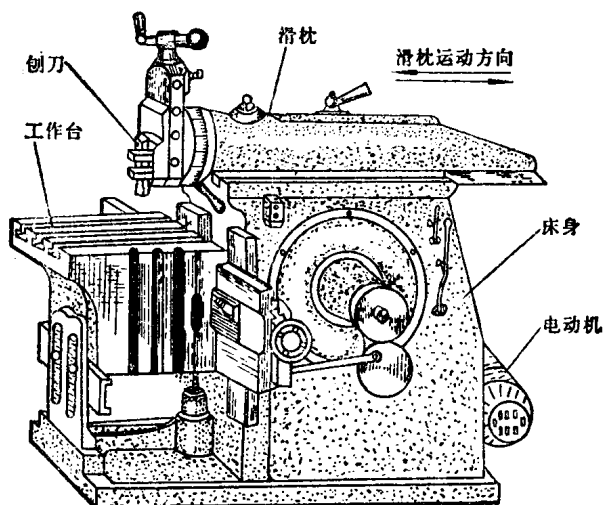


图 0-2 刨 床

现在我们简单地讨论一下牛头刨床的工作情况(图 0-2)。它由床身、滑枕、工作台和刨刀等组成,电动机安装在床身上。需要加工的工件装夹在工作台上,当刨床起动后,滑枕连同刨刀作往复移动。刨刀向前移动时,对工件进行切削加工,刨刀返回时,不进行切削加工。滑枕连同刨刀是怎样产生往复移动的呢?从图 0-3 所示的牛头刨床传动简图中可以看出,电动机驱动后,其运动通过胶带传动和齿轮传动带动大齿轮转动。在大齿轮上装有偏心销,在偏心销

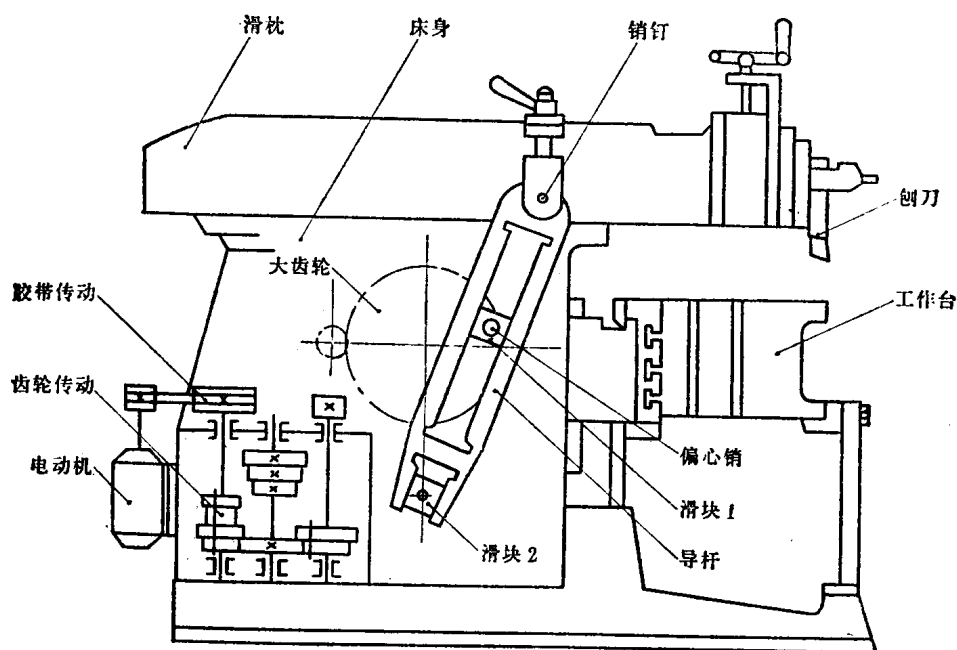


图 0-3 牛头刨床的传动简图

上套一个可以绕其转动的滑块 1。滑块嵌入导杆中间的槽内，在槽内可作相对滑动。导杆下端的槽内，嵌入滑块 2，能绕固定轴旋转。导杆的上端与滑枕用销钉相连接。因此，当大齿轮转动时，由偏心销和滑块 1 带动导杆作往复摆动，又通过销钉使滑枕沿床身的导轨作往复移动，完成切削工作。

从牛头刨床的实例可知，此机器中有传递运动或转变运动形式(如转动转变为移动)的部分，这些部分称为机构。牛头刨床中有：带传动机构、齿轮传动机构和导杆机构(大齿轮的转动转变为滑枕的移动的部分)。

因此，机构是机器的重要组成部分。我们通常所说的机械，是机构和机器的总称。

在机构或机器中，如果某些元件组合成一整体，且具有确定的运动，则此整体称为构件。例如齿轮传动机构中，齿轮和轴用键联接成的整体就成为一构件。当齿轮转动时，键和轴随即一起转动。此构件中的齿轮、轴和键称为零件。因此，构件是运动的单元，而零件是制造的单元。

机械中零件的种类很多，但可以分为两大类。一类是通用零件，它在一般机械上都要用到的，例如齿轮、轴、螺钉等都是通用零件；另一类是专用零件，它应用于某些特殊的机械中，例如内燃机的曲轴和活塞，汽轮机的叶片等都是专用零件。

机构与机械零件课程的主要任务是，讨论几种常用机构(平面连杆机构、凸轮机构、间歇运动机构等)的运动特点 and 设计方法；同时还讨论通用零件的工作原理、结构、特点和设计方法，为设计一般工艺装备和机床工艺性改装打下一定的基础。

第一章 平面连杆机构

§ 1-1 平面连杆机构的类型及其应用

平面连杆机构的型式很多,应用很广。本章介绍几种最常用的平面连杆机构。

一、铰接四杆机构

在绪言部分已讨论了牛头刨床的切削运动,现在讨论它的进给运动。牛头刨床的进给运动是间歇运动。每当刨刀切削往返一次后,工件进给一次。图 1-1 *b* 为牛头刨床(图 1-1*a*)的进给系统的放大图。当轮子绕轴 *A* 转动时,通过轮上的偏心销 *B* 和杆 *BC*,使带有棘爪的杆 *CD* 左右摆动。棘爪推动固定在丝杠上的棘轮,使丝杠产生间歇转动,再通过固定在工作台内的螺母,使工作台完成进给运动。

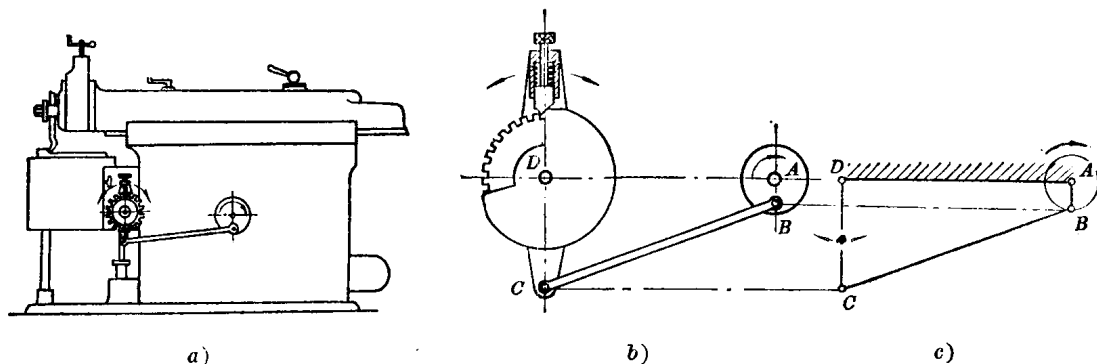


图 1-1 牛头刨床进给机构及简图

在分析机构的运动或设计机构时,常需画出能反映机构运动关系的机构简图。图 1-1 *c* 即为上述牛头刨床进给系统中铰接四杆机构的简图。

在图 1-1 *c* 所示的铰接四杆机构中,杆 *AD* 代表固定不动的基座,称为静件或机架;能绕轴 *A* 作整周旋转的杆 *AB*,称为曲柄;只能绕轴 *D* 作往复摆动的杆 *CD*,称为摇杆;不与机架相联,且在一般情况下作复杂平面运动的杆 *BC*,称为连杆。

四杆机构的运动情况,与各杆的相对长度有关。各杆的相对长度不同,则与机架相联的两构件,会得到不同的运动形式。因此,四杆机构可以分为如下三种基本类型:

1. 曲柄摇杆机构

四杆机构中除机架和连杆外,一个为曲柄而另一个为摇杆时,称为曲柄摇杆机构。在这种机构中,当曲柄为主动件,摇杆为从动件时,可将曲柄的连续转动,转变为摇杆的往复摆动。例如图 1-2 所示的插齿机中使齿轮插刀作往复切削运动的机构,当曲柄 *AB* 转动时,摇杆 *CD* 连同扇形齿轮作往复摆动,再通过齿条带动齿轮插刀作上下移动而进行切齿工作。

曲柄摇杆机构中,也有摇杆为主动件的。例如图 1-3 *a* 所示的缝纫机的踏板系统,可以简化成图 1-3 *b* 所示的简图:踏板简化成摇杆 *CD*,轮轴简化成曲柄 *AB*。当脚踏动摇杆 *CD* 使

其作往复摆动时,通过连杆 BC ,使曲柄 AB 作连续转动,从而进行缝纫工作。

2. 双曲柄机构

四杆机构中,除机架和连杆外,其余两构件都为曲柄时,称为双曲柄机构。例如图 1-4 所

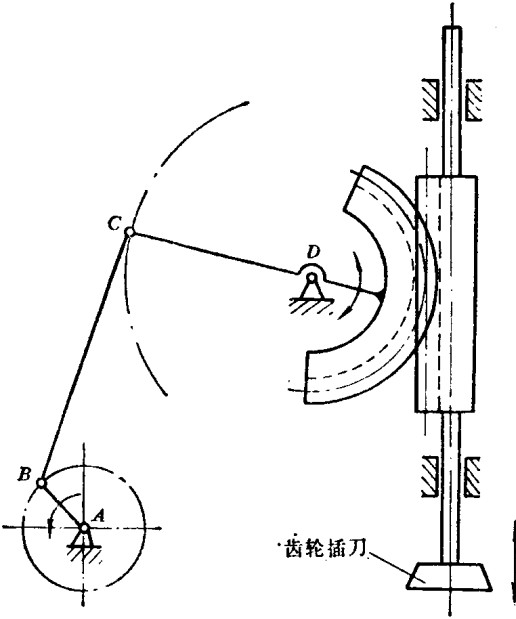


图 1-2 插刀往复运动机构

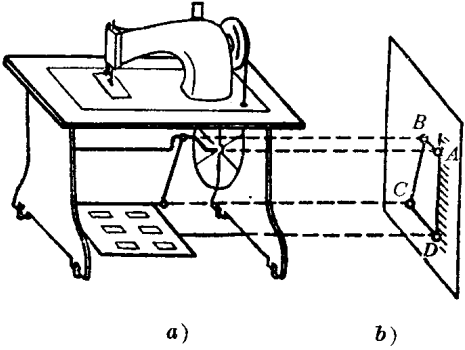


图 1-3 缝纫机踏板系统

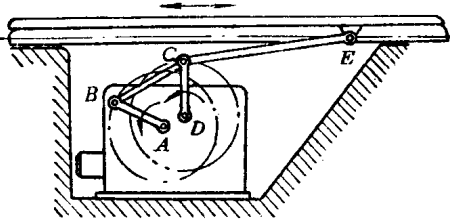


图 1-4 惯性筛

示的惯性筛,当主动曲柄 AB 绕轴 A 作等速转动一周时,另一曲柄 CD 便绕轴 D 变速转动一周,而使筛子速度有较大的变化,被筛的材料块将因惯性关系而进行筛分。

在双曲柄机构中,如果两曲柄的长度相等,且连杆与静件的长度也相等,如图 1-5 所示,称为平行双曲柄机构。这种机构的运动特点是两曲柄的角速度始终保持相等,连杆在运动过程中始终作平移运动。图 1-6 所示的机车车轮的联动机构和图 1-7 所示的同步偏心多轴钻机构,都是平行双曲柄机构的应用实例。图 1-7 所示的同步偏心多轴钻,动力由主轴输入,通过曲柄 1 带动连杆 2,再由连杆 2 带动与钻头相联结的曲柄 3 使钻头旋转,可同时加工几个孔(图中为四个)。

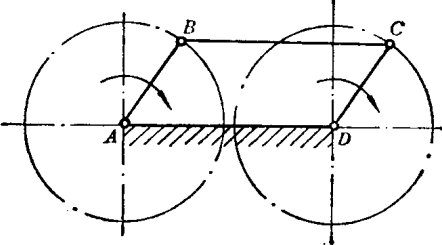


图 1-5 平行双曲柄机构

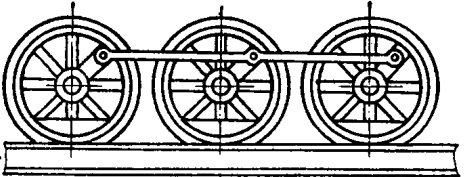


图 1-6 机车车轮联动机构

在平行双曲柄机构中,当曲柄和连杆共线时,虽然主动曲柄的转向不变,从动曲柄却可能正、反两个方向转动(图 1-8)。为了使从动曲柄保持原来的转向,防止反转,通常可用下述方

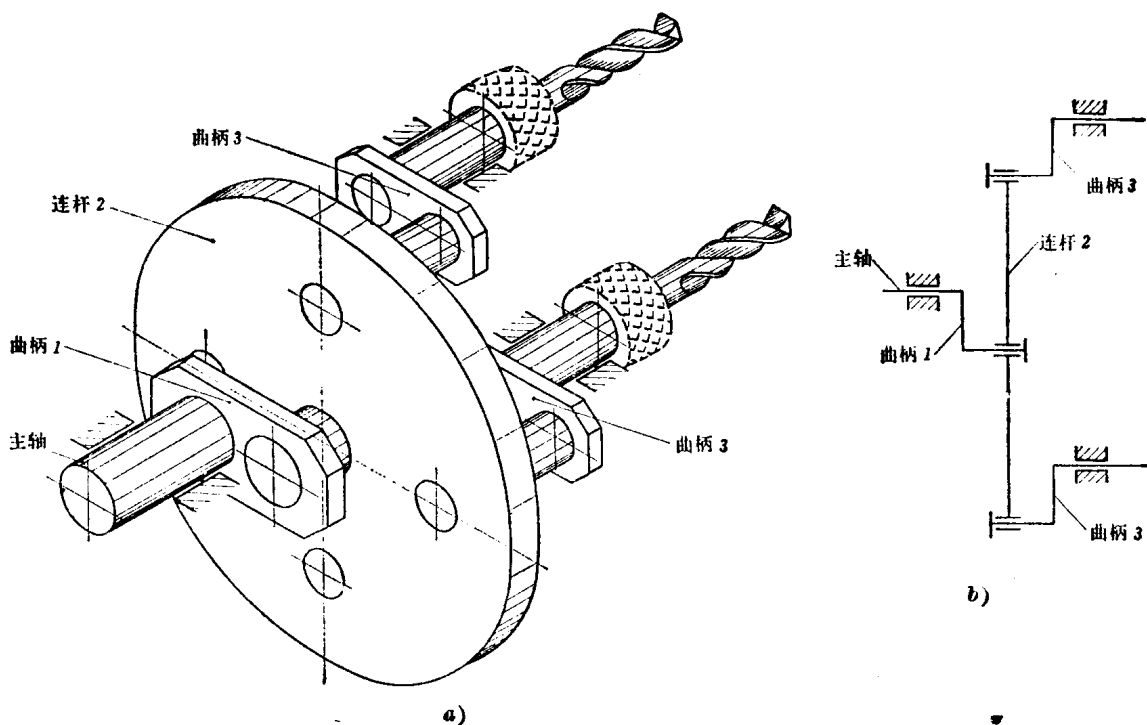


图 1-7 同步偏心多轴钻机构

法来解决：(1)靠从动件本身质量或在从动件上加装飞轮的惯性来导向；(2)在机构中添加辅助构件(如图 1-6 的中间车轮，可以看作是一个添加的辅助曲柄)；(3)采用若干组相同机构错列(图 1-9)。

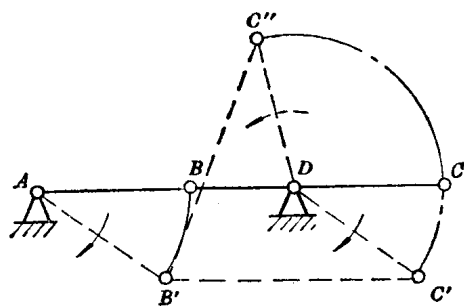


图 1-8 平行双曲柄机构转向不定

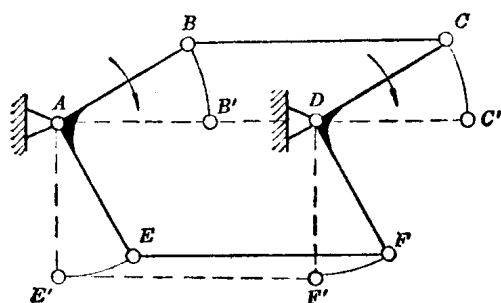


图 1-9 多组相同机构错列

3. 双摇杆机构

四杆机构中，除机架和连杆外，其余两构件都为摇杆时，称为双摇杆机构。例如图 1-10 所示的造型机翻台机构，当摇杆摆动时，可使翻台处于合模和起模两个工作位置(图 1-10 所示的翻台机构，从各杆尺寸关系来分析，可能属于双曲柄机构，但从动作关系来看，实际使用时，曲柄只作摆动，起着摇杆的作用)。又如图 1-11 所示港口起重机的变幅机构，当摇杆 CD 摆动时，可使悬挂在连杆 BC 延长部分的吊钩，在近似的水平直线上移动。这样重物在平移时可以避免因不必要的升降而消耗能量。

二、曲柄滑块机构和偏心轮机构

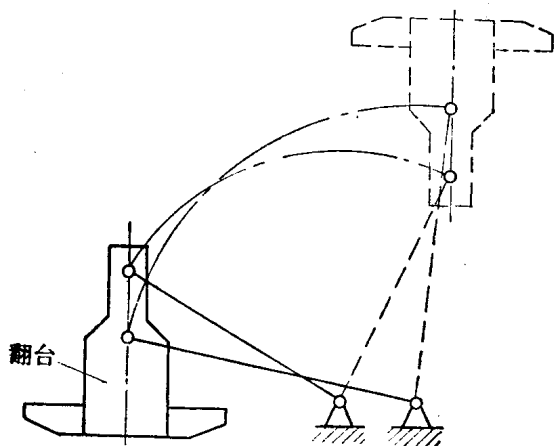


图 1-10 造型机翻台机构

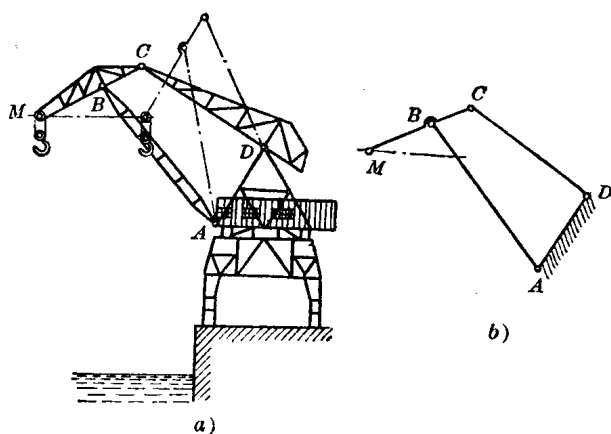


图 1-11 港口起重机变幅机构

图 1-12 所示为一曲柄滑块机构，它由滑块、连杆、曲柄和机架四个构件组成。

曲柄滑块机构是结构简单、应用广泛的一种机构。当滑块为主动件时，此机构可将滑块的往复移动转变为曲柄的转动，如应用于内燃机、蒸汽机等机器中；当曲柄为主动件时，则可将曲柄的转动转变为滑块的往复移动，如应用于活塞式泵、冲床等各种机器设备中。

在图 1-13 中，当曲柄 AB 旋转到与连杆 BC 成一直线时，滑块 C 的两个极限位置 C_1 和 C_2 之间的距离 S ，称为滑块的行程。它与曲柄长度 r 的关系为：

$$S = 2r \quad (1-1)$$

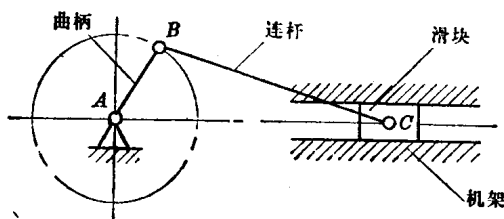


图 1-12 曲柄滑块机构

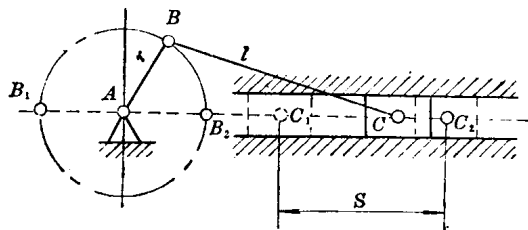


图 1-13 曲柄滑块机构的行程

显然，连杆的长短并不影响行程的大小，只影响滑块起始点的位置。

为了使机构能正常工作，曲柄半径 r 应小于连杆的长度 l ，即 $r < l$ 。通常取 $\frac{l}{r} = 3 \sim 12$ ，机构尺寸要求紧凑时取较小值；要求受力情况较好时取较大值。

在曲柄滑块机构中，如果要求滑块的行程 S 较小，则曲柄的长度 r 也必须较小。这时往往需要将曲柄做成偏心轮的形式，如图 1-14 所示。这样的机构称为偏心轮机构。它由偏心轮、连杆、滑块和机架等组成。偏心轮绕轴 A 旋转时，其几何中心 B 绕轴 A 作圆周运动，带动连杆使滑块在机架槽内作往复移动。轴 A 到偏心轮中心 B 的距离称为偏心距，它相当于曲柄滑块机构中的曲柄长度。显然，滑块的行程是偏心距的两倍。

偏心轮机构的偏心距较小，并且只能以偏心轮为主动件，将它的连续转动转变为滑块的往复移动。这种机构常应用于小型往复泵、冲床等机械设备中。

图 1-15 所示为颚式破碎机简图，运动由胶带轮传来，带动与胶带轮固联在一起的偏心轮

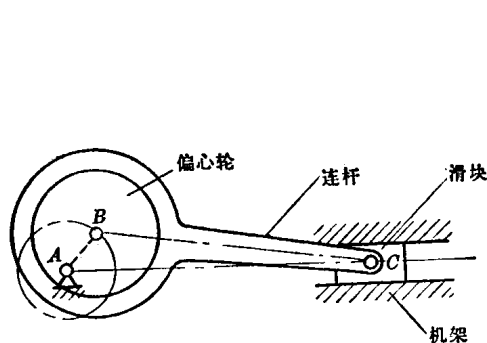


图 1-14 偏心轮机构

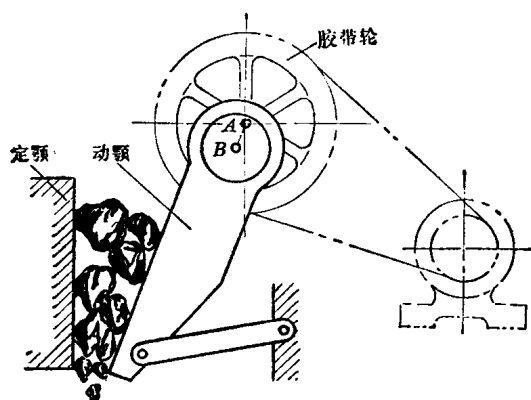


图 1-15 颚式破碎机

绕中心 A 旋转,从而使动颚作较复杂的摆动,完成碎矿工作。在这里,与偏心轮相联接的连杆(动颚),其另一端不再与滑块相连而与摇杆联接。

三、导杆机构

在绪言部分,我们已讨论过牛头刨床(图 0-3)的切削运动,其中提到的导杆机构由曲柄 AB 、导杆 CD 、滑块 B 和 C 等组成(图 1-16)。当曲柄 AB 绕轴 A 转动时,通过滑块 B 使导杆 CD 左右摆动,从而使滑枕产生具有急回特性的往复直线移动,而进行切削工作。有关急回特性的分析,将在下一节介绍。

为了使滑枕行程与被切削工件的长度相适应,要求滑枕的行程能够调节,这可通过调节曲柄 AB 的长度来达到。如图 1-17 所示,通过一对圆锥齿轮传动,使螺杆产生转动,从而迫使螺母沿 AB 方向移动,螺母与销钉是一体的,故亦即调节了曲柄 AB 的长度。显然,曲柄长度改变后,滑枕的行程也随之改变。

平面连杆机构在工程上获得广泛应用,是因为它具有以下的优点:各构件间都是面接触,压强较小,不易磨损;联接处都是圆柱面或平面,加工制造简单;此外,能得到的运动形式、运动

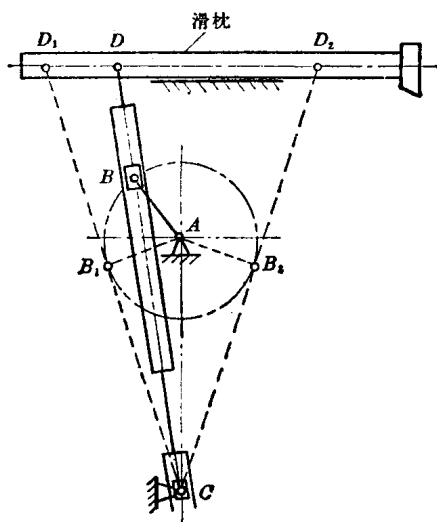


图 1-16 导杆机构

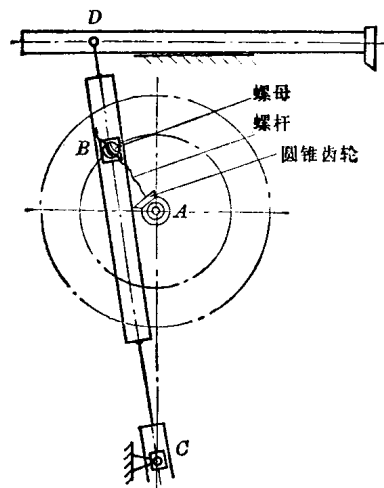


图 1-17 滑枕行程的调整

规律和轨迹形状比较多样,适用性大。它的主要缺点是:杆件数目增多时,累积误差及发生卡死的可能性增大;质量平衡较困难,在高速时会引起很大的动载荷和振动。

§ 1-2 平面连杆机构的基本性质

在上一节对连杆机构建立了感性认识的基础上,下面进一步来分析连杆机构的一些基本性质,以深化我们的认识。

一、四杆机构中曲柄存在的条件

前面讨论了铰接四杆机构的三种基本型式。这三种基本型式决定于机构内有无曲柄存在。而有无曲柄存在,则与机构各构件的相对尺寸有关。下面来分析机构存在曲柄的条件。

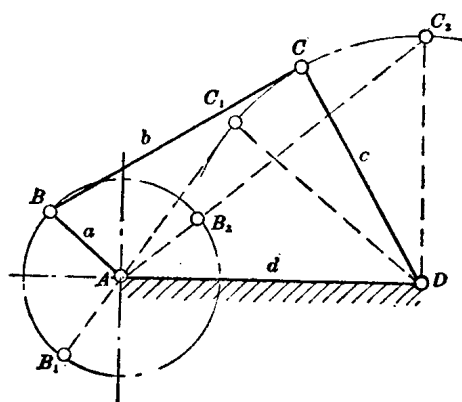


图 1-18 曲柄摇杆机构

设图 1-18 所示的四杆机构为曲柄摇杆机构,其中 AB 为曲柄, CD 为摇杆。各构件的长度用 a, b, c, d 来表示。当曲柄与连杆位于同一直线上,即图中所示的两虚线位置时,摇杆 CD 处于两个极限位置 C_1D 和 C_2D , 分别构成两个三角形 AC_1D 和 AC_2D 。

因为三角形中两边之和必大于第三边,所以由 $\triangle AC_2D$ 得:

$$a + b < c + d \quad (a)$$

由 $\triangle AC_1D$ 得:

$$c < (b - a) + d$$

$$d < (b - a) + c$$

即

$$a + c < b + d \quad (b)$$

$$a + d < b + c \quad (c)$$

如果考虑四杆位于同一直线上时,则(a)、(b)、(c)三式可改写成:

$$a + b \leq c + d \quad (d)$$

$$a + c \leq b + d \quad (e)$$

$$a + d \leq b + c \quad (f)$$

当四杆机构中各杆的长度,仅满足(d)、(e)、(f)三式中任意一式为等式的情况时,此机构仍为曲柄摇杆机构。

将(d)、(e)、(f)三式中每两式相加并简化,可得:

$$a \leq b \quad (g)$$

$$a \leq c \quad (h)$$

$$a \leq d \quad (i)$$

由(g)、(h)、(i)三式可知,曲柄的长度应是四杆中最短的一个。又因其余三杆长度 b, c, d 中,至少有一个是最长杆,故由(d)、(e)、(f)、(g)、(h)、(i)各式可得四杆机构中存在一个曲柄的条件是:

- 1) 曲柄为最短杆;
- 2) 最短杆与最长杆的长度之和,小于或等于其余两杆的长度之和。

四杆机构属于何种类型,除了与各杆相对长度有关外,还与选用哪一构件作为机架有关。

在图 1-18 所示的曲柄摇杆机构中,由于曲柄 AB 相对于机架 AD 及连杆 BC 能作 360° 整周回转,而摇杆 CD 相对于机架 AD 及连杆 BC 只能作小于 360° 的摆动,因此,若取 AB 为机架时,根据相对运动原理(各杆的相对运动关系与所取的静件无关), BC 和 AD 两杆分别能绕 A, B 两轴作 360° 整周回转,即此时两杆均成为曲柄;当取 CD 杆为机架时, BC 和 AD 两杆只能分别绕 C, D 两轴作小于 360° 的摆动,即此时 BC, AD 均成为摇杆。由以上分析可得如下结论:

如果最短杆与最长杆的长度之和,小于或等于其余两杆的长度之和,则可有以下三种情形:

- a) 取与最短杆相邻的杆为机架,则最短杆为曲柄,而与机架相连的另一杆为摇杆,故该机构为曲柄摇杆机构。
- b) 取最短杆为机架,则与机架相连的两杆均为曲柄,故该机构为双曲柄机构。
- c) 取在最短杆对面的一杆为机架,则与机架相连的两杆均为摇杆,故该机构为双摇杆机构。

若最短杆与最长杆的长度之和,大于其余两杆的长度之和,则不论取哪一杆为机架,都没有曲柄存在,故该机构为双摇杆机构。

另外,当四杆机构中对面两杆的长度两两相等时,则不论取哪一杆作为机架,均为双曲柄机构。

二、急回特性

某些连杆机构,当主动件曲柄等速转动时,从动件具有急回性质。这对于缩短机器的非生产时间、提高生产率是很有利的。下面来分析曲柄摇杆机构和导杆机构的急回性质。

1. 曲柄摇杆机构的急回特性分析

在图 1-19 所示的曲柄摇杆机构中,当曲柄 AB 为主动件并作等速转动时,摇杆 CD 为从动件作往复摆动,其最大摆动角为 ψ 。曲柄 AB 在转动一周的过程中,有两次与连杆 BC 共线,这时摇杆 CD 分别位于两极限位置 C_1D 和 C_2D ,曲柄摇杆机构所处的这两个位置,称为极位。在极位时,曲柄两位置间所夹的锐角 θ 称为极位夹角。

当曲柄按图示的旋转方向等速转过 $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ 时,摇杆由 C_1D 摆至 C_2D (工作行程),经历的时间为

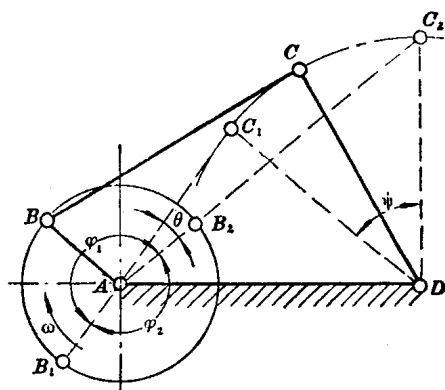


图 1-19 曲柄摇杆机构的急回特性分析

t_1 ; 当曲柄继续转过 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ 时, 摇杆由 C_2D 摆回到 C_1D (空回行程), 经历的时间为 t_2 。因曲柄等速转动, 故经历的时间与相应的转角成正比, 即:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

由上式可知, $t_2 < t_1$, 即空回行程经历的时间比工作行程经历的时间短, 机构具有急回特性。

为了表达机构急回特性的相对程度, 设:

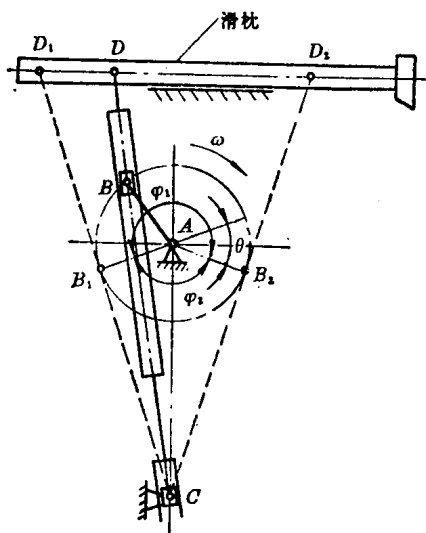
$$K = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

K 称为急回特性系数 (或称行程速比系数)。只要 $\theta \neq 0$, 就有 $K > 1$, 机构就具有急回特性。 K 愈大, 急回作用也愈大。在设计具有急回作用的连杆机构时, 一般可先根据工作要求预先选定 K 值, 然后算出极位夹角 θ , 再进行设计。 θ 和 K 的关系可由上式推得

$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1} \quad (1-2)$$

2. 导杆机构的急回特性分析

与曲柄摇杆机构的急回特性分析相似, 在图 1-20 所示的导杆机构中, 当曲柄 AB 按图示



转向由 AB_1 转过 $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ 至 AB_2 时, 导杆 CD 由左极限位置 CD_1 到达右极限位置 CD_2 , 此时刨床进行切削工作, 滑枕行程 D_1D_2 称为工作行程; 当曲柄继续转动 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$, 由 AB_2 转回到 AB_1 时, 导杆从 CD_2 回到 CD_1 , 刨刀退回, 此时滑枕行程称为空回行程。由于 $\varphi_1 > \varphi_2$, 而曲柄又以等速转动, 所以空回行程所需的时间较短, 机构也具有急回特性。

三、压力角和死点

实际使用的连杆机构, 不但要保证实现预定的运动, 而且要求传动时轻便省力, 效率高, 即要求具有良好的传动性能。因此需要分析压力角和死点的问题。

1. 压力角

在图 1-21 所示的曲柄摇杆机构中, 设曲柄 AB 为主动件, 摇杆 CD 为从动件。若不考虑连杆 BC 的重力、惯性力及运动构件之间的摩擦而将它看成是一个两力构件, 那么, 连杆给摇杆的作用力 P , 其作用线必与连杆共线。力 P 作用点 C 的速度 v_c , 其方向与 CD 杆垂直。作用力 P 与速度 v_c 之间的夹角 α 称为压力角。

将力 P 分解成沿速度 v_c 方向的分力 P_t 和垂直于 v_c 的分力 P_n 。分力 $P_t = P \cdot \cos \alpha$, 是推动摇杆绕 D 点转动的有效分力, 显然, 这个力愈大愈好。分力 $P_n = P \cdot \sin \alpha$, 不但对摇杆无推动作用, 反而在铰链处引起摩擦力而消耗动力, 所以是有害分力。显然, 这个力愈小愈好。

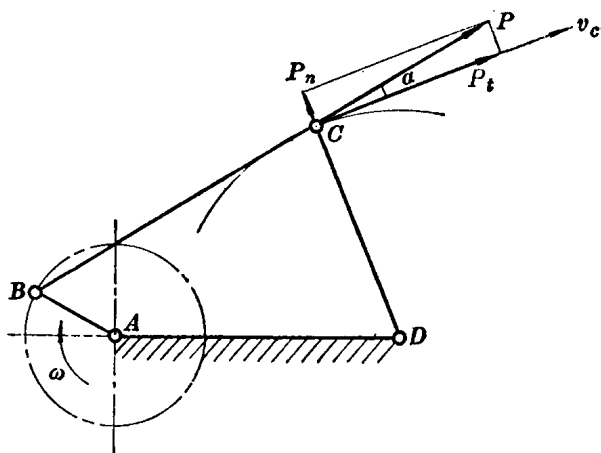


图 1-21 曲柄摇杆机构的压力角分析

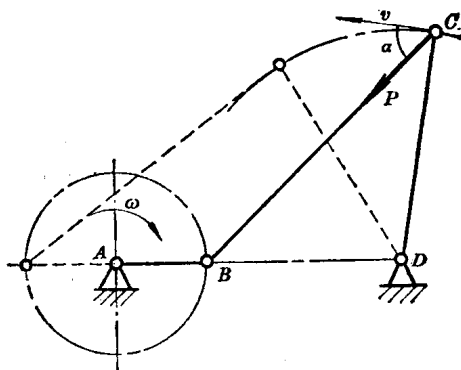


图 1-22 最大压力角位置

当机构运动时,压力角 α 的大小将会变化。由上面的讨论可知, α 越大时,有效分力 P_t 越小。当 $\alpha = 90^\circ$ 时,不论作用力 P 多大,有效分力 $P_t = 0$,这时摇杆不可能被驱动,这种现象,称为自锁。因此,为了使机构有较好的传动性能,希望压力角的最大值越小越好。可以证明,当曲柄 AB 与静件 AD 共线时,压力角 α 最大(图 1-22)。设计四杆机构时,通常应使工作行程中从动件压力角的最大值 $\alpha_{\max}$,小于或等于许用压力角 $[\alpha]$,即:

$$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$$

根据经验, $[\alpha]$ 一般可取 $40^\circ \sim 50^\circ$,轻载时可取较大值,重载时应取较小值。

对于图 1-20 所示的导杆机构,在不考虑摩擦时,由于滑块对导杆的作用力总是与导杆相垂直,而导杆上力作用点的速度方向总是垂直于导杆,因此压力角总是等于零,所以不会发生自锁,传动性能良好,这是导杆机构的一大优点。

2. 死点

曲柄摇杆机构中,若取摇杆为主动件(图 1-23a),当摇杆处于两个极限位置 C_1D 和 C_2D 时,连杆传给曲柄的作用力 P ,通过曲柄的转动中心 A ,压力角等于 90° (这里是不可避免的),因而不能产生力矩,此时,机构将不能驱动;同时,曲柄 AB 的转向也不能确定,即不一定按需

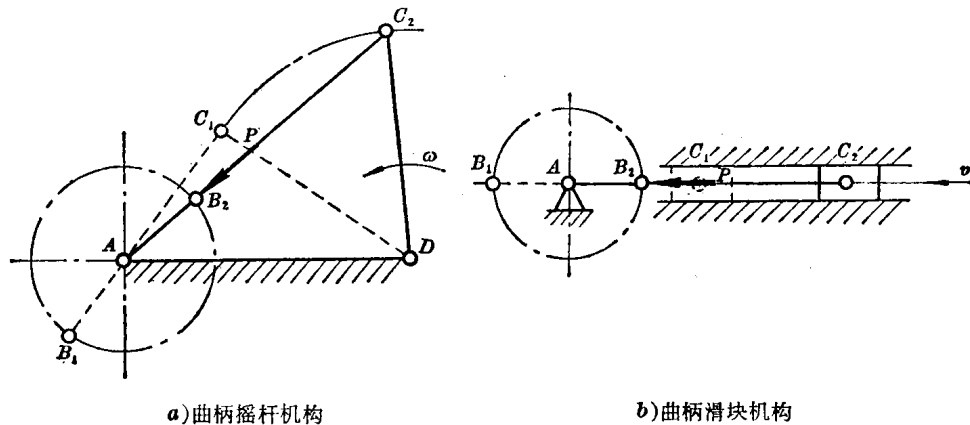


图 1-23 机构的死点位置

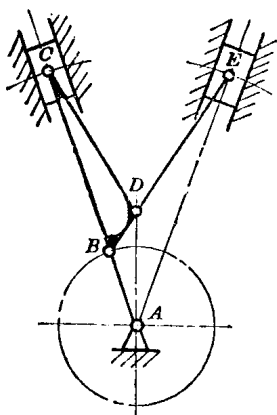


图 1-24 两组机构交错排列

要的方向转动。机构的这种位置称为死点。

在图 1-23 b 所示的曲柄滑块机构中,当滑块为主动件并处于左右两极限位置 C_1 、 C_2 时,连杆传给曲柄的作用力 P 也不能使曲柄转动;同时曲柄转向也不定,此时机构也处于死点位置。

为了使机构能顺利地通过死点位置,通常在曲柄轴上安装飞轮,利用飞轮的惯性来渡过死点位置。在机器上安装飞轮,还可储藏能量,使机器运转平稳。除了采用飞轮外,也可采用多组机构交错排列的方法,如图 1-24 所示的 V 形发动机,两组机构交错排列,可使左右两机构不同时处于死点位置。

§ 1-3 四杆机构的设计

通过上面两节关于四杆机构的种类和性质的讨论,可以将四杆机构所起的作用,归纳成两个方面:

1. 实现已知运动规律 例如:使构件实现一定的位置变化(如图 1-10 中的翻台机构,主动件与从动件的位置保持一定关系);使从动件具有急回特性;使主动件的转动变为从动件的摆动或移动等等。

2. 实现一定的运动轨迹 例如图 1-11 中,使起重机变幅机构中某一点的轨迹为一直线等等。

四杆机构的设计,主要就是根据机构的具体作用(即根据给定的条件),决定杆件的长度尺寸。下面通过举例,说明用作图法设计四杆机构的方法。

一、按给定的连杆的两个或三个位置设计四杆机构

设计要求 设计一个四杆机构,要求此机构中的连杆通过三个预定位置 B_1C_1 、 B_2C_2 、 B_3C_3 ,如图 1-25 所示。

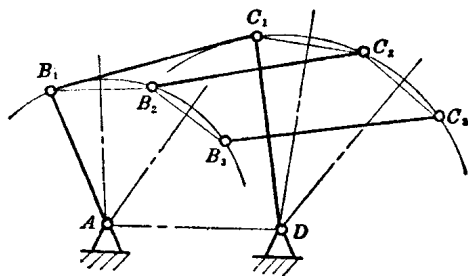


图 1-25 按给定的连杆的三个位置设计四杆机构

分析 此四杆机构可如下求得:由于连杆上的铰链中心 B 和 C 分别沿某一圆弧运动,因而可作 B_1B_2 和 B_2B_3 的垂直平分线,以及 C_1C_2 和 C_2C_3 的垂直平分线,分别得交点 A 和 D 。显然 A 、 D 即为所求机构的铰链中心, AB_1C_1D 即为所求的四杆机构。

如果给定连杆 BC 的两个位置,则 A 点和 D 点可在 B_1B_2 和 C_1C_2 的垂直平分线上任意选择,因此可有无穷多解。若再给定辅助条件,便只有一个解答。

例 1-1 给定震实式造型机中翻台的两个位置(图 1-26 实线与虚线位置),试设计四杆机构。

解: 翻台的运动是平面运动,所以可将其看成是一个连杆。这样按翻台的两个给定位置设计四杆机构的问题,也就是按照连杆的两个给定位置设计四杆机构的问题。

设计时,可先在翻台上选定 BC 作为连杆长度,在翻台的两个给定位置定出相应的 B_1 、 B_2 、 C_1 、 C_2 四点。

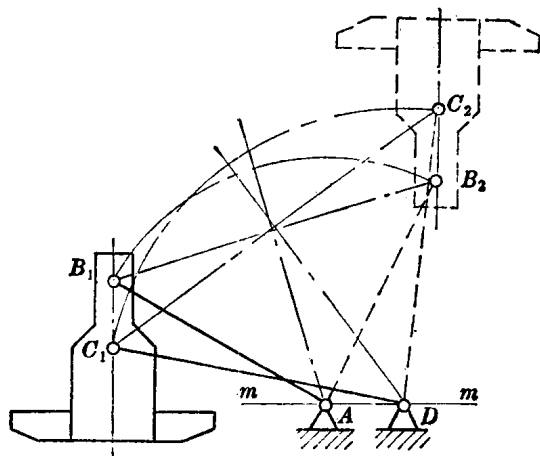


图 1-26 翻台机构的设计

然后连接 B_1B_2 和 C_1C_2 ，并分别作出它们的垂直平分线。在 B_1B_2 的垂直平分线上，适当选取的某些点都可作为铰链中心 A ； C_1C_2 的垂直平分线上，适当选取的某些点都可作为铰链中心 D 。如果希望铰链 A 、 D 设置在机架的水平直线 mm 上，则 mm 线与两垂直平分线的交点，即为铰链中心 A 、 D 的位置。图中 AB_1C_1D 四杆机构，即为所要求设计的四杆机构。

二、按给定的主动件和从动件的对应位置设计四杆机构

设计要求 如图 1-27 a 所示的四杆机构中，如果已知 AB 杆和机架 AD 的长度，同时要求当 AB 杆处于 AB_1 、 AB_2 、 AB_3 三个位置时， CD 杆上某一直线 DE 处于 DE_1 、 DE_2 、 DE_3 三个对应位置。要求设计该机构，即要求确定铰链中心 C 的位置和连杆 BC 的长度。

分析 假定此机构已设计出来，如图 1-27 b 所示。我们来分析这个机构，从中找出设计方法。

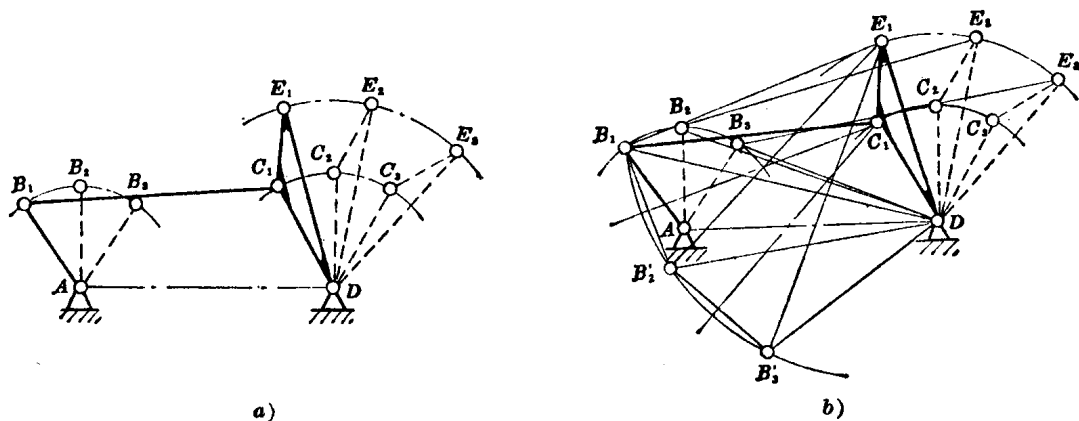


图 1-27 按给定的主动件和从动件对应位置设计四杆机构

当此机构处于第一位置时， AB 杆在 AB_1 、 CD 杆在 C_1D 位置，若连接 B_1D 与 B_1E_1 ，则可构成 $\triangle DB_1E_1$ ；同理在机构的第二、第三位置，可分别构成另外两个三角形： $\triangle DB_2E_2$ 与 $\triangle DB_3E_3$ 。若令 $\triangle DB_2E_2$ 与 $\triangle DB_3E_3$ 绕 D 点转动，并使 DE_2 、 DE_3 与 $\triangle DB_1E_1$ 中的 DE_1 边相重合，则 B_2 、 B_3 点将分别移至 B'_2 与 B'_3 。由于连杆 BC 的长度不变，亦即 $B_1C_1 = B_2C_2 = B_3C_3$ ，所以 $B_1C_1 = B'_2C_1 = B'_3C_1$ ，也就是说 B_1 、 B'_2 、 B'_3 各点将位于以 C_1 为圆心以连杆 BC 长

为半径的圆弧上。于是, C_1 点可由 $B_1B'_2$ 与 $B'_2B'_3$ 两直线的垂直平分线的交点求得。

根据上面的分析, 该机构的设计步骤是: 根据要求按适当的比例作出 AB 杆及 CD 杆上 DE 线的三个对应位置, 再作 $\triangle DB'_2E_1 \cong \triangle DB_2E_2$ 和 $\triangle DB'_3E_1 \cong \triangle DB_3E_3$ 得 B'_2 及 B'_3 两点; 连接 $B_1B'_2$ 与 $B'_2B'_3$, 并作它们的垂直平分线, 其交点 C_1 即为连杆与 CDE 杆的联接点, 连杆的长度就等于 B_1C_1 。图中 AB_1C_1D 即为所求的四杆机构。

如果给定主、从动件两个对应位置关系, 则 C_1 点可在 $B_1B'_2$ 垂直平分线上任意选择, 因此可有许多解。如果再给定其他辅助条件, 便能得一个解。

例 1-2 某自动线上有一机械手(图 1-28a), 用回转油缸(图上未表示)并通过四杆机构 $ABCD$ 来控制该机械手的位置。工作时要求: 当回转油缸使 AB 杆处于 AB_1 和 AB_2 两位置时, 机械手应在 C_1D 和 C_2D 两对应位置(各角度如图所示)。现已按结构选定: $AD = 400\text{mm}$, $AB = 200\text{mm}$, 试选定连杆 BC 的长度、确定 C 点的位置, 使该四杆件机构能满足上述对应位置要求。

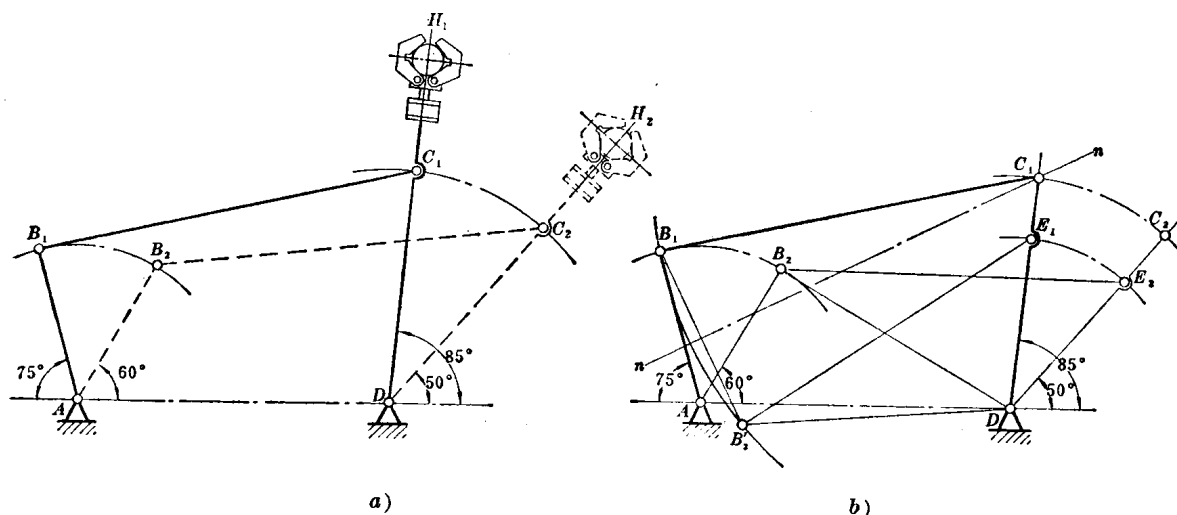


图 1-28 控制机械手两个对应位置的机构设计

解: 本例给定了主、从动件两个对应位置, 设计时可先按给定角度作出 AB 杆的工作位置 AB_1 和 AB_2 (按适当比例, 本例取 1:10); CD 杆的长度是要求的未知量, 为了求出 C 点位置, 可先在 CD 杆上任选一点 E_1 , 按角度作出 DE_1 和 DE_2 两对应位置; 再作 $\triangle DB'_2E_1 \cong \triangle DB_2E_2$ 得 B'_2 点, 连接 $B_1B'_2$ 并作其垂直平分线 nm , 于是在 nm 上选取适当的点都可作为铰链中心 C , 现取 nm 线和 DE_1 线的交点 C_1 作为铰链中心, 于是 AB_1C_1D 就是所要设计的四杆机构。由图量得并按比例换算出连杆与摇杆的实际尺寸为:

$$B_1C_1 = 500\text{mm}$$

$$C_1D = 300\text{mm}$$

三、按给定的急回特性系数 K 设计四杆机构

当要求设计作急回运动的曲柄摇杆机构和导杆机构时, 往往先给定急回特性系数 K , 并补充给定一些辅助条件, 使机构能满足工作要求。

如果给定摇杆 CD 的长度、摆角 ψ 和急回特性系数 K , 要求设计曲柄摇杆机构。设计方法如下:

首先将给定的急回特性系数 K 代入公式(1-2), 计算出极位夹角 θ ; 然后选取适当的比例, 根据给定的摇杆 CD 的长度和摆角 ψ , 画出摇杆的两极限位置 C_1D 和 C_2D (图 1-29); 连接 C_1C_2 , 并过 C_1, C_2 两点分别作与直线 C_1C_2 夹角为 $90^\circ - \theta$ 的两直线, 得到交点 O , 则 $\angle C_1OC_2$

$= 2\theta$; 以 O 为圆心, OC_1 为半径作一辅助圆, 则此圆上任一点 A 与 C_1 、 C_2 两点的连线所组成的圆周角 $\angle C_1AC_2$, 必等于圆心角 $\angle C_1OC_2 = 2\theta$ 的一半, 即 $\angle C_1AC_2 = \frac{1}{2} \angle C_1OC_2 = \theta$ (圆心角是同弧所对的圆周角的两倍), 因此, 该圆上任一点 A 均可选作曲柄的回转中心, 如果另有其他辅助条件, 例如给定机架 AD 的长度, 则曲柄的回转中心不能在圆上任意选取。设计此四杆机构时, 还须考虑最大压力角不能超过许用压力角。

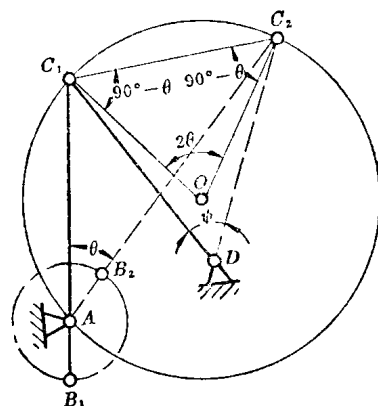


图 1-29 按急回特性系数 K 设计四杆机构

例 1-3 图 1-30 所示是插齿机上插刀作往复切削运动的机构。

设已知摇杆的急回特性系数为 K , 以及由齿轮插刀的行程 S 所得出的摇杆两极限位置 C_1D 与 C_2D , 其摆角为 ψ 。试设计此曲柄摇杆机构。

解: 设计步骤如下:

1. 按 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$ 算出极位夹角 θ ;

2. 根据结构选定摇杆长度 c , 并在图 1-30 中摇杆两极限位置上量出 C_1 点和 C_2 点;

3. 连接 C_1C_2 , 并过 C_1 、 C_2 两点分别作与直线 C_1C_2 夹角为 $90^\circ - \theta$ 的两直线, 得交点 O 。以 O 为圆心, OC_1 为半径作辅助圆 (图中仅作了一圆弧);

4. 根据机床结构, 在辅助圆上选定 A 点作为曲柄转动中心;

5. A 点位置确定后, 按极限位置时曲柄与连杆共线的原理 (图中的虚线) 可得:

$$AC_1 = b + a$$

$$AC_2 = b - a$$

解上两式可得:

$$a = (AC_1 - AC_2) / 2$$

$$b = (AC_1 + AC_2) / 2$$

6. 校验压力角。作出曲柄 AB 与 AD 线共线时的机构位置 (最大压力角位置), 量出最大压力角 $\alpha_{\max}$, 并与许用压力角 $[\alpha]$ 比较, 应满足 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的条件。

图 1-30 齿轮插刀往复运动机构的设计

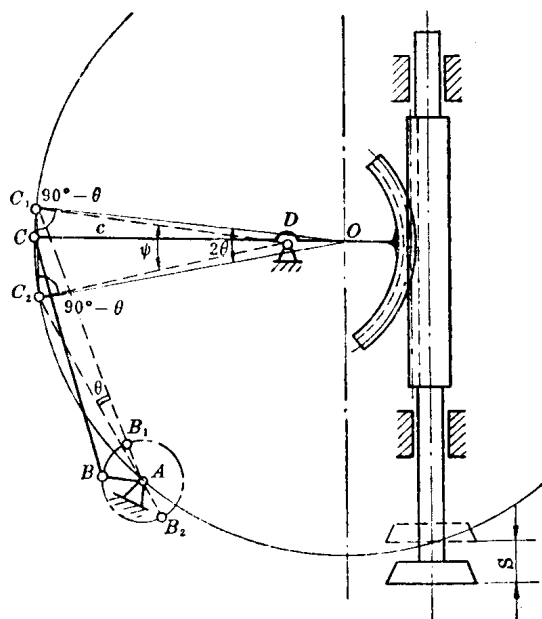


图 1-30 齿轮插刀往复运动机构的设计

四、按给定的运动轨迹设计四杆机构的概念

生产上, 有时要求按给定运动轨迹设计四杆机构问题。由于曲柄摇杆机构运动时, 连杆作复杂的平面运动, 因而在连杆平面上的各点, 可以描绘出多种多样的轨迹, 称为 连杆曲线 (图 1-31)。工程上的某些机械, 就是利用连杆曲线来实现已知轨迹的。例如图 1-32 所示的搅拌机就是利用连杆 BC 上的 E 点所描绘的连杆曲线来进行搅拌的 (为了使搅拌均匀, 容器亦作转动)。实现已知轨迹的问题, 在自动化机械和农业、轻工等机械中都有应用。

按给定的运动轨迹设计四杆机构时, 可参考有关连杆曲线的书籍, 如《四连杆分析图谱》一书, 有的也可以在图谱中查找出所需要的曲线和相应的机构尺寸。

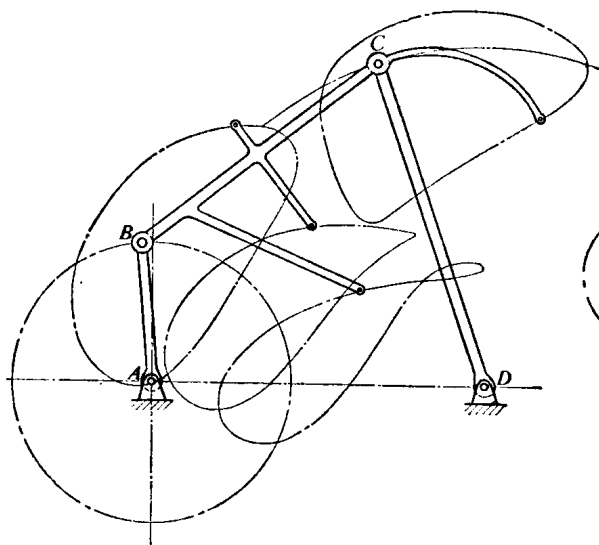


图 1-31 连杆曲线

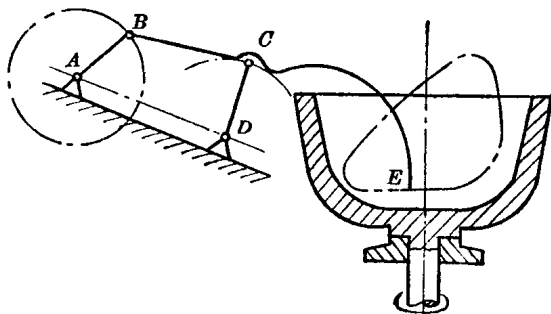


图 1-32 搅拌机

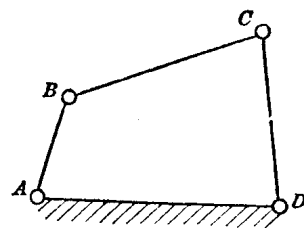
习 题

题 1-1 如图所示的曲柄摇杆机构, $AB=15\text{cm}$, $BC=30\text{cm}$, $CD=25\text{cm}$, $AD=35\text{cm}$ 。试用作图法画出摇杆的两极限位置。并求摆角 ψ 。

答: $\psi=74^\circ$ 。

题 1-2 一四杆机构各杆尺寸为 $AB=130\text{mm}$, $BC=150\text{mm}$, $CD=175\text{mm}$, $AD=200\text{mm}$ 。若取 AD 为静件, 试判断此机构属于哪一种基本型式? 如果不是双曲柄机构, 则按适当的比例画出摇杆的两个极限位置。

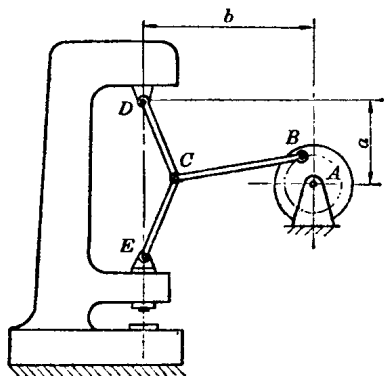
答: 双摇杆机构。



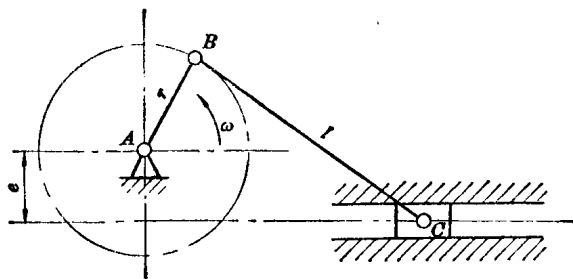
题 1-1 图

题 1-3 如图所示的压力机, 已知 $AB=20\text{mm}$, $BC=265\text{mm}$, $CD=CE=150\text{mm}$, $a=150\text{mm}$, $b=300\text{mm}$ 。要求: (1) 按适当的比例画出机构简图; (2) 作出冲头 E 的两极限位置, 并从图中量出冲头 E 的行程。

答: 冲头 E 的行程 $S=20\text{mm}$ 。



题 1-3 图

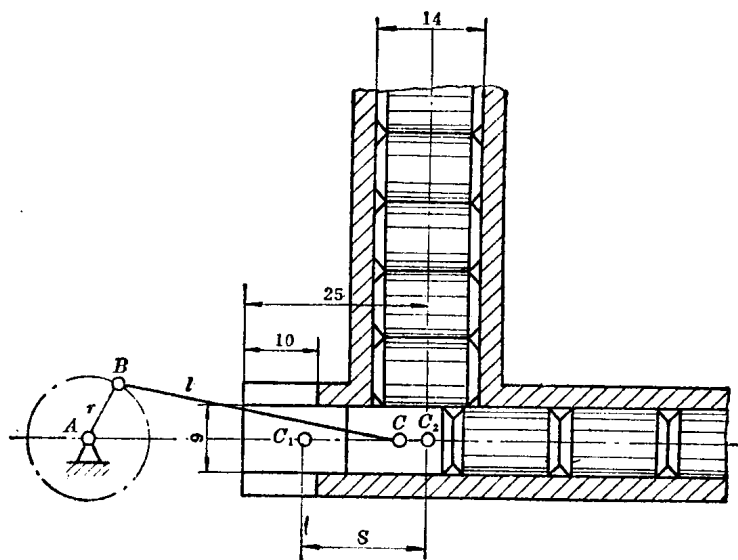


题 1-4 图

题 1-4 一偏置曲柄滑块机构如图所示。偏距 $e=10\text{cm}$, 曲柄半径 $r=15\text{cm}$, 连杆长 $l=40\text{cm}$ 。要求: (1) 作出滑块 C 的两极限位置, 并由此求出滑块 C 的行程; (2) 机构正常工作时, 为什么必需满足 $l>r+e$ 的条件? (3) 证明机构有急回特性。

答: 滑块 C 的行程 $S=31.2\text{cm}$ 。

题 1-5 某自动线上需设计一曲柄滑块机构来完成自动推料动作,如图所示。工件长度为 14mm,其他有关尺寸见图,试选择此机构中曲柄和连杆的尺寸(r, l),要求机构能正常工作不与料斗相碰,并作图校验最大压力角是否超过许用值,许用压力角 $[\alpha] = 40^\circ$ 。滑块的行程 S ,应比工件长度稍大些,以保证料斗内的工件能顺利落下。



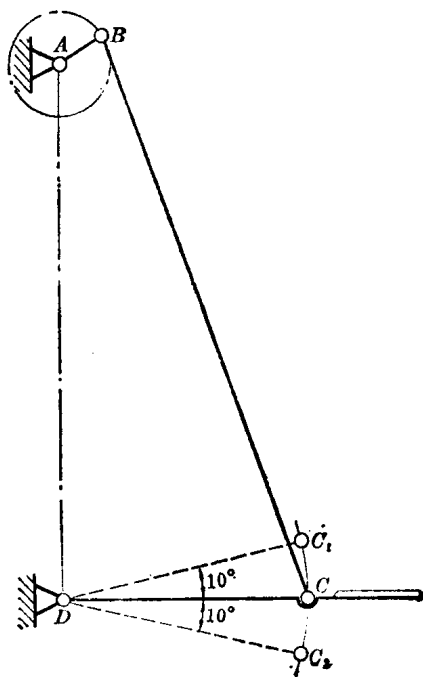
题 1-5 图

题 1-6 试设计一脚踏轧棉机的曲柄摇杆机构,如要求踏板 CD 能离水平位置上下各摆 10° ,并按结构已选定 AD 和 CD 的长度分别为 1000mm 和 500mm,试决定曲柄 AB 和连杆 BC 的长度。

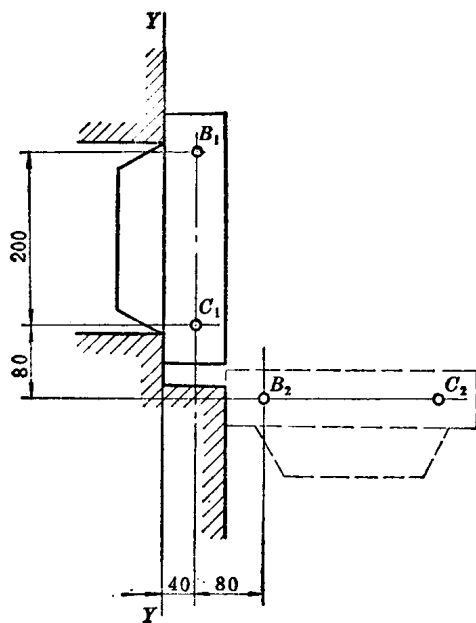
答: $AB = 78\text{mm}$, $BC = 1115\text{mm}$ 。

题 1-7 图示为用四杆机构控制的加热炉炉门的启闭机构。工作要求:加热时炉门能关闭严密;取放工件时,炉门能打开放平,能当一个小台面使用。炉门上两铰链的中心距 $BC = 200\text{mm}$,与静件联接的铰链 A, D 宜安置在 YY 轴线上,其相互位置的尺寸如图所示。试设计此机构。

答: $AB = 168\text{mm}$, $CD = 664\text{mm}$, $AD = 700\text{mm}$ 。



题 1-6 图



题 1-7 图