

目 录

绪论	1
§ 0-1 机械设计基础课程的作用与任务	1
§ 0-2 机构的运动简图	2
习题	3
第一章 平面连杆机构	
§ 1-1 平面四杆机构的基本型式及其应用	1
§ 1-2 铰链四杆机构演化成其他型式的平面四杆机构	3
§ 1-3 铰链四杆机构中曲柄存在的条件	6
§ 1-4 平面四杆机构的基本性质	8
§ 1-5 铰链四杆机构的运动设计	11
习题	16
第二章 凸轮机构	
§ 2-1 凸轮机构的应用与分类	20
§ 2-2 从动件的常用运动规律	22
§ 2-3 盘形凸轮轮廓曲线的画法	26
§ 2-4 凸轮机构设计中的几个问题	30
§ 2-5 凸轮与滚子的常用材料、凸轮的精度要求与固定方法	31
习题	33
第三章 间歇运动机构	
§ 3-1 棘轮机构	34
§ 3-2 槽轮机构	39
习题	42
第四章 键、花键及销联接	
§ 4-1 键联接的类型和特点	44
§ 4-2 平键联接的尺寸选择与强度验算	46
§ 4-3 花键联接	48
§ 4-4 销联接	50
习题	50
第五章 螺纹联接与螺旋传动	
§ 5-1 螺纹的形成、分类及主要参数	51
§ 5-2 常用螺纹	52
§ 5-3 螺旋副的受力分析、效率和自锁	54
§ 5-4 螺纹联接的基本类型及螺纹联接件	56
§ 5-5 螺栓联接的预紧与防松	58

§ 5-6 螺栓联接的强度计算	61
§ 5-7 螺旋传动	66
§ 5-8 滚动螺旋传动简介	69
习题	69
第六章 带传动	
§ 6-1 带传动的工作原理、特点和主要类型	71
§ 6-2 三角胶带的结构和标准	72
§ 6-3 带传动的受力和应力分析	73
§ 6-4 带传动的滑动	75
§ 6-5 单根三角胶带所能传递的功率	76
§ 6-6 三角胶带传动的设计计算	78
§ 6-7 三角带轮	82
§ 6-8 三角带传动的张紧装置	86
§ 6-9 同步齿形带传动简介	88
习题	88
第七章 链传动	
§ 7-1 链传动的工作原理与特点	89
§ 7-2 链与链轮	89
§ 7-3 链传动的运动特性和主要参数选择	92
§ 7-4 链传动的失效形式与设计计算	94
§ 7-5 链传动的布置与润滑	96
习题	98
第八章 齿轮传动	
§ 8-1 齿轮传动的特点和分类	99
§ 8-2 齿廓啮合的基本定律	100
§ 8-3 渐开线齿廓	101
§ 8-4 渐开线齿轮的主要参数与几何尺寸	102
§ 8-5 渐开线标准直齿圆柱齿轮的啮合传动	104
§ 8-6 直齿圆柱齿轮的公法线长度和固定弦齿厚	106
§ 8-7 渐开线齿轮加工的基本原理与根切现象	111
§ 8-8 圆柱齿轮传动的精度	114
§ 8-9 轮齿的失效形式与常用材料	115
§ 8-10 直齿圆柱齿轮的受力分析与计算载荷	118
§ 8-11 直齿圆柱齿轮的强度计算	119
§ 8-12 斜齿圆柱齿轮(简称斜齿轮)传动	126
§ 8-13 圆柱齿轮的结构	133
§ 8-14 变位直齿圆柱齿轮传动	138
§ 8-15 直齿圆锥齿轮传动	147
习题	154

第九章 蜗杆传动

§ 9-1 蜗杆传动的特点和类型	157
§ 9-2 蜗杆传动的主要参数、几何尺寸、结构与精度	158
§ 9-3 蜗杆传动的强度计算	161
§ 9-4 蜗杆传动的受力分析、效率和发热计算	163
习题	166

第十章 轮系与减速器简介

§ 10-1 轮系及其分类	168
§ 10-2 定轴轮系的传动比计算	168
§ 10-3 周转轮系的传动比计算	171
§ 10-4 渐开线少齿差行星传动及摆线针轮行星传动简介	174
§ 10-5 减速器简介	176
习题	180

第十一章 轴

§ 11-1 轴的分类、材料及设计轴的基本要求	183
§ 11-2 轴的结构设计	185
§ 11-3 轴的强度计算	188
§ 11-4 轴的刚度计算概念	193
习题	193

第十二章 滑动轴承

§ 12-1 滑动轴承的种类与摩擦状态	195
§ 12-2 滑动轴承的结构	195
§ 12-3 轴瓦与轴承衬	197
§ 12-4 混合润滑的向心轴承的计算	198
§ 12-5 滑动轴承的润滑	199
§ 12-6 液体润滑滑动轴承简介	202
习题	203

第十三章 滚动轴承

§ 13-1 滚动轴承的构造、类型和代号	204
§ 13-2 滚动轴承类型的选择	207
§ 13-3 滚动轴承的失效形式	209
§ 13-4 按额定动载荷来确定滚动轴承的尺寸	210
§ 13-5 按额定静载荷来确定滚动轴承的尺寸	216
§ 13-6 滚动轴承的组合设计	217
附表	223
习题	230

第十四章 联轴器和离合器

§ 14-1 联轴器和离合器的作用	232
§ 14-2 常用联轴器	232

§ 14-3 常用离合器	239
§ 14-4 安全联轴器与安全离合器	241
习题	242
第十五章 弹簧	
§ 15-1 弹簧的功用、种类与制造	243
§ 15-2 圆柱螺旋形压缩(拉伸)弹簧的端部结构、工作特性曲线、主要参数 与几何尺寸	245
§ 15-3 圆柱螺旋形压缩(拉伸)弹簧的计算	247
§ 15-4 扭转弹簧简介	249
习题	252
第十六章 回转构件的平衡	
§ 16-1 回转构件及其平衡概念	253
§ 16-2 静平衡与动平衡	254
§ 16-3 回转构件的静平衡试验	256
习题	256

第一章 平面连杆机构

平面连杆机构是由一些刚性构件用低副(转动副与移动副)联接而成的机构,故又称为平面低副机构。由于机构中的大多数构件呈杆状,因此常称这种构件为杆。平面连杆机构中最常用的是由四根杆组成的平面四杆机构,它是最基本的,也是应用最广泛的平面连杆机构。

§ 1-1 平面四杆机构的基本型式及其应用

当平面四杆机构中的运动副都是转动副时,此机构称为铰链四杆机构。图 1-1 所示为一铰链四杆机构。图中固定不动的杆 AD 为机架或静件;与机架相连的两杆 AB 和 CD 称为连架杆;不与机架连接的杆 BC 称为连杆。能作整周回转的连架杆称为曲柄,只能在一定角度范围内摆动的连架杆称为摇杆。铰链四杆机构有以下三种基本型式。

一、曲柄摇杆机构

在铰链四杆机构中,若一个连架杆为曲柄,另一个连架杆为摇杆,则此四杆机构称为曲柄摇杆机构。图 1-2a 所示的牛头刨床,在进给系统中的四杆机构(图 1-2b)就是曲柄摇杆机构。它的运动简图如图 1-2c 所示。曲柄 AB 为主动件,摇杆 CD 为从动件。当曲柄 AB 转动时,通过连杆 BC ,使带有棘爪的摇杆 CD 作往复摆动。棘爪则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。

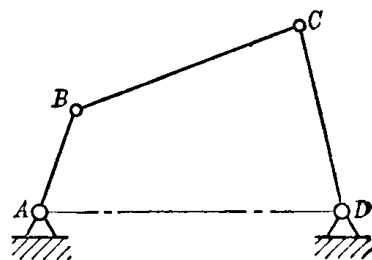


图 1-1 铰链四杆机构

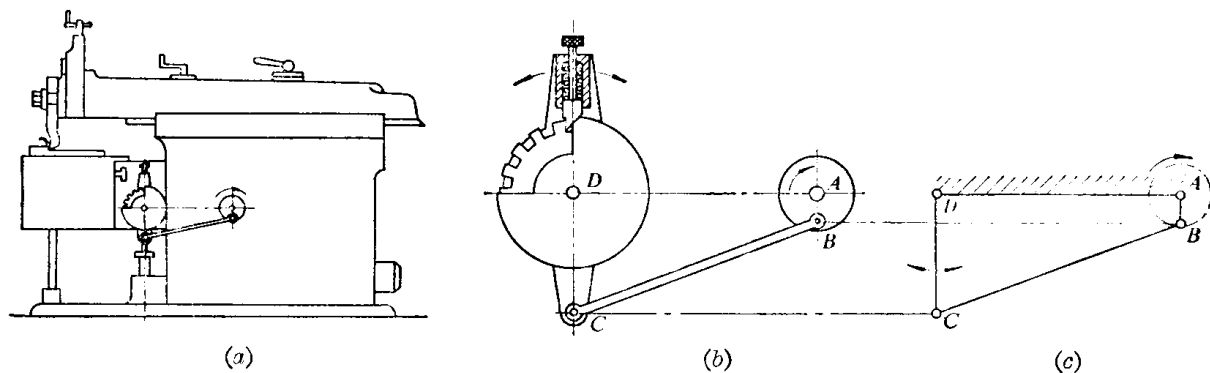


图 1-2 牛头刨床进给机构及机构运动简图

曲柄摇杆机构中,也有摇杆为主动件的。例如图 1-3a 所示的缝纫机的踏板机构,其机构运动简图如图 1-3b 所示。踏板简化成摇杆 CD ,曲轴简化成曲柄 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。

二、双曲柄机构

在铰链四杆机构中,若两连架杆均为曲柄,则此四杆机构称为双曲柄机构。例如图 1-4 所示的惯性筛中的铰链四杆机构即为双曲柄机构。当主动曲柄 AB 作匀速转动一周时,从

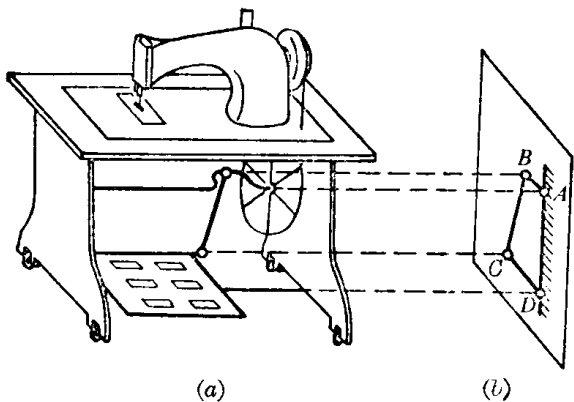


图 1-3 缝纫机踏板机构

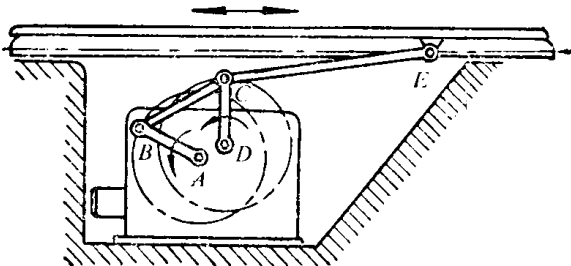


图 1-4 惯性筛机构

动曲柄 CD 作变速转动一周。因而使筛子具有所需的加速度, 结果材料块因惯性而筛分。

在双曲柄机构中, 如果两曲柄的长度相等, 且连杆与机架的长度也相等, 则成为图 1-5 所示的平行双曲柄机构。这种机构的运动特点是两曲柄 AB 和 CD 的角速度始终保持相等, 连杆 BC 始终作平行于机架 AD 的平动。例如图 1-6 所示的机车车轮联动机构和图 1-7a 所示的同步偏心多轴钻机构都是平行双曲柄机构。同步偏心多轴钻机构的运动简图如图 1-7b 所示, 它的动力由主轴输入, 通过曲柄 1 带动连杆 2, 再由连杆 2 带动与钻头相联接的曲柄 3, 从而使钻头转动, 使几个孔同时加工。

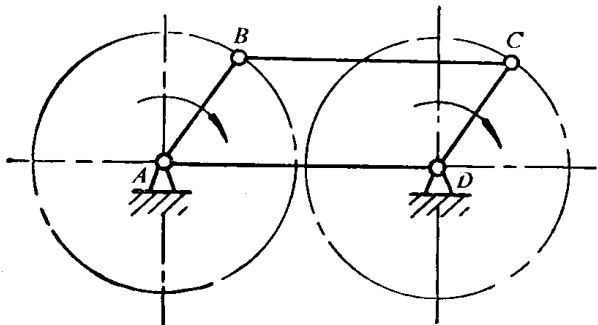


图 1-5 平行双曲柄机构

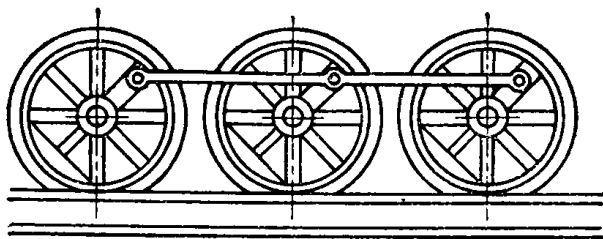
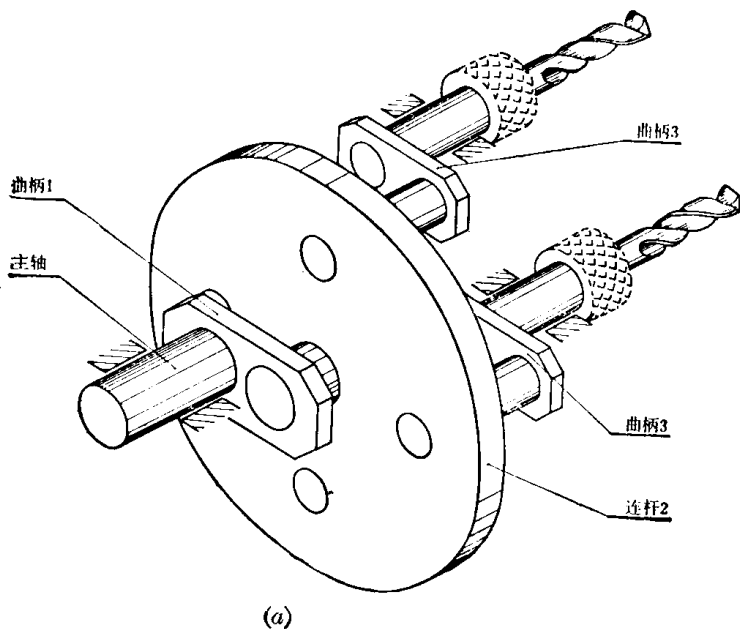
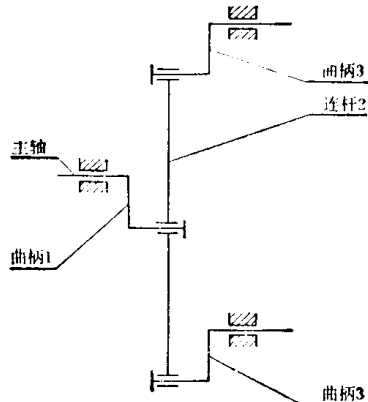


图 1-6 机车车轮联动机构



(a)



(b)

图 1-7 同步偏心多轴钻机构

三、双摇杆机构

在铰链四杆机构中,若两连架杆均为摇杆,则此四杆机构称为双摇杆机构。例如图 1-8a 所示的港口起重机的变幅机构就是双摇杆机构,其运动简图如图 1-8b 所示。当摇杆 CD 摆动时,可使悬挂在连杆 BC 延长部分 M 处的吊钩,在近似的水平直线上移动。这样,所吊的重物在水平移动时,可以避免因不必要的升降而引起能量消耗。

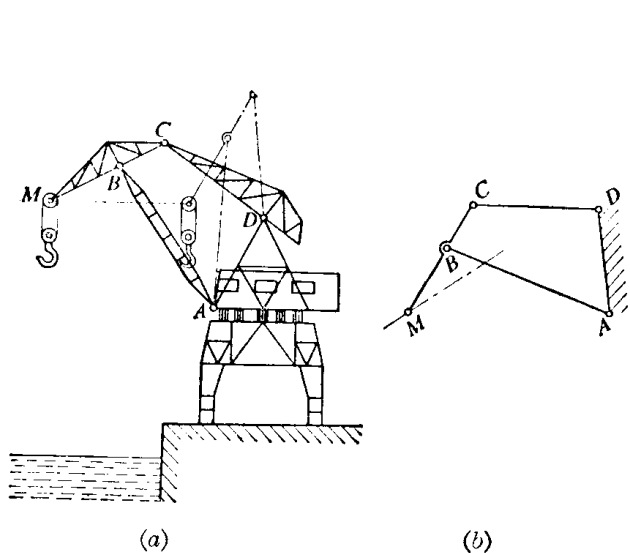


图 1-8 港口起重机的变幅机构

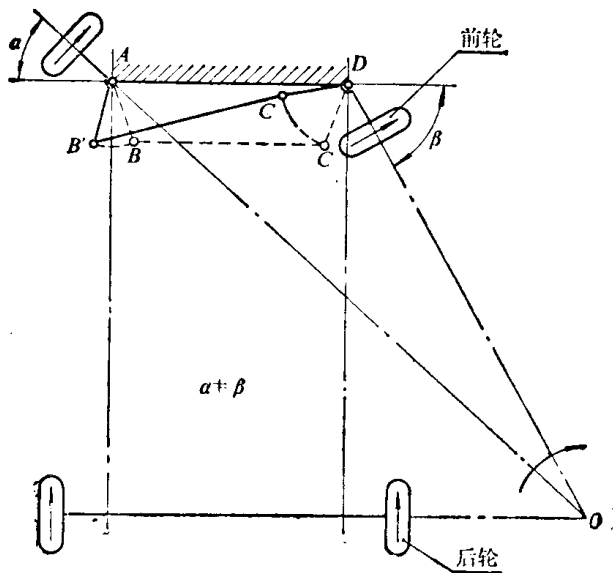


图 1-9 汽车前轮的转向机构运动简图

图 1-9 所示为汽车前轮的转向机构运动简图。它是具有等长摇杆($AB=CD$)的双摇杆机构。当汽车转弯时,与前轮固联的两摇杆 AB 和 CD 的摆角 α 和 β 不相等,即 $\alpha \neq \beta$ 。如果在任意位置都能使两前轮轴线的交点 O 位于后轮轴线的延长线上,则当整个车身绕 O 点转动时,四个车轮都能够在地面上作纯滚动,避免轮胎因滑动而磨损。在实际上等长双摇杆机构不可能完全达到上述理想情况,但是等长双摇杆机构可以近似满足上述要求,故能使轮胎的磨损大大减小。

§ 1-2 铰链四杆机构演化成其他型式的平面四杆机构

在实际应用中,除了上节中介绍的平面四杆机构的基本型式以外,还有其他型式的平面四杆机构。这些机构虽然与基本型式的铰链平面四杆机构,在外形和构造上不相同,但它们之间往往具有相同的相对运动特性。所以可以认为,其他型式的平面四杆机构是由基本型式的铰链平面四杆机构演化而成的。

一、曲柄滑块机构

曲柄滑块机构可以看成是由曲柄摇杆机构演化而成的。如图 1-10a 所示的曲柄摇杆机构,当曲柄 AB 作连续转动时,摇杆 CD 作往复摆动。现以摇杆 CD 的长度为半径作一环形槽(1-10b),用滑块代替摇杆。原来的摇杆与机架是以转动副相联接的,而现在的滑块与机架却以移动副相联接了,但是,机构中各构件的相对运动性质并没有改变。再将环形槽的半径增加到无穷大,则环形槽变成了直槽(图 1-10c)。曲柄中心至直槽中心线的垂直距离 e 称

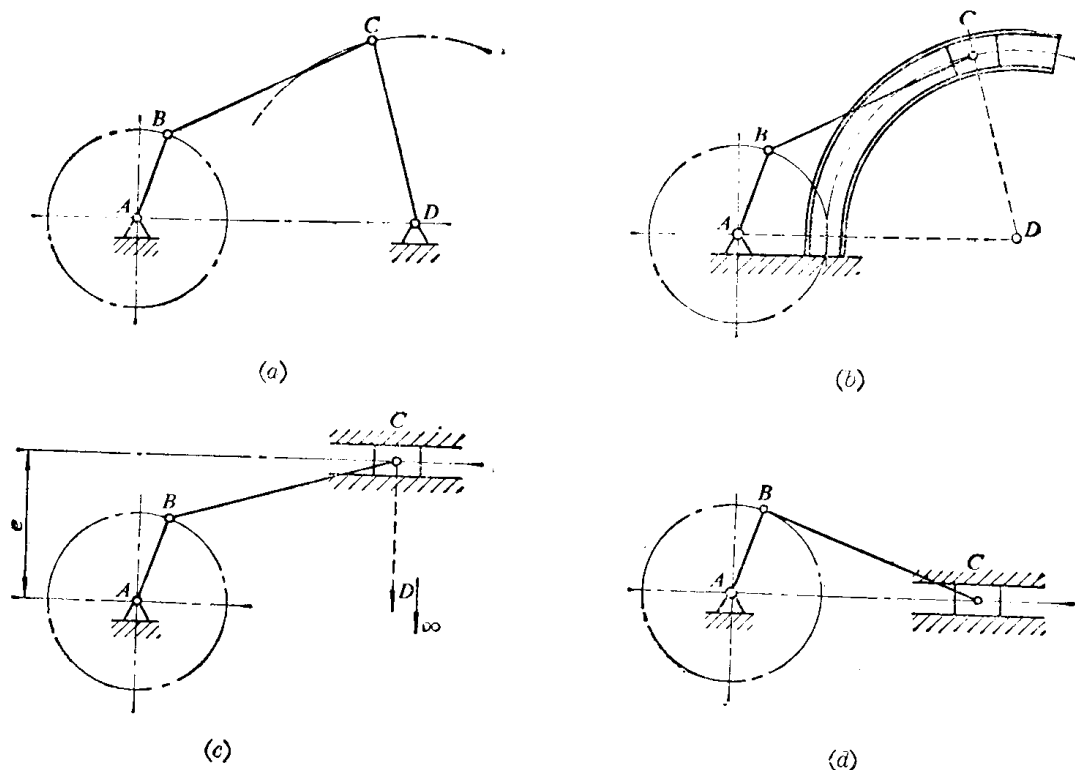


图 1-10 曲柄摇杆机构演化成曲柄滑块机构

为偏距。此机构称为偏置曲柄滑块机构。如将直槽中心线通过曲柄中心 (图 1-10 d), 则 $e=0$, 这种机构称为对心曲柄滑块机构, 常简称为曲柄滑块机构。

曲柄滑块机构应用很广。当曲柄为主动件时, 可将曲柄的转动转变为滑块的往复移动, 此

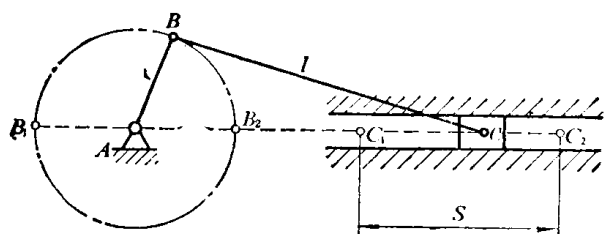


图 1-11 滑块的行程

机构可应用于活塞式水泵、空气压缩机、冲床等机器中; 当滑块为主动件时, 可将滑块的往复移动转变为曲柄的转动, 此机构可应用于内燃机、蒸汽机等机器中。

在图 1-11 中, 当曲柄 AB 转到与连杆 BC 成一直线时, 滑块的两个极限位置 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 有如下关系

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

为使机构能正常工作, 曲柄长度 r 应小于连杆的长度 l , 即 $r < l$ 。一般机器上常取 $\frac{l}{r} = 3 \sim 12$, 具体数值的选择, 应根据不同类型的机器而定。

二、偏心轮机构

在曲柄滑块机构中, 如果要求滑块的行程 s 较小, 则曲柄的长度也必须较小。根据结构的需要, 往往用一个回转中心与几何中心不相重合的偏心轮来代替曲柄 (图 1-12), 回转中心 A 与几何中心 B 间的距离称为偏心距 (它等于曲柄的长度)。显然, 滑块的行程等于偏心距的两倍。这样的机构称为偏心轮机构。偏心轮机构可以认为由图 1-11 所示的曲柄滑块机构中转动副 B 的半径扩大, 使之超过曲柄的长度演化而成的。因此它的运动特性与曲柄滑块机构相同。这种偏心轮机构常用于冲床、剪床等机器中。

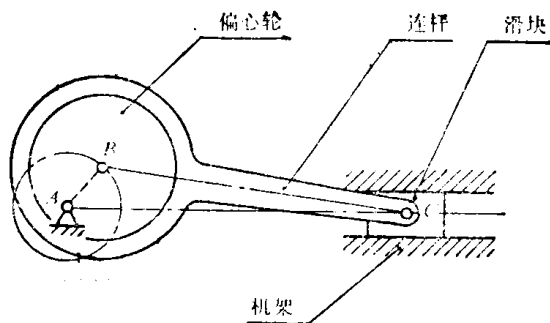


图 1-12 偏心轮机构

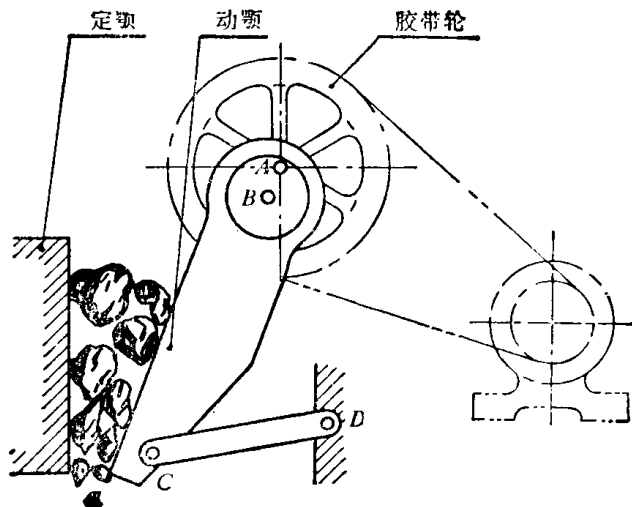


图 1-13 颚式破碎机中的偏心轮机构

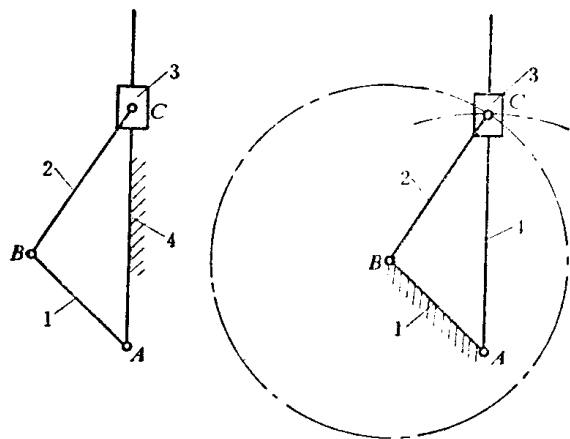
图 1-13 是用于颚式破碎机上的另一种偏心轮机构。它有摇杆 CD ，而没有滑块，连杆 BC 作为动颚。偏心轮与胶带轮固联在同一轴上。动力由胶带传来，通过胶带轮，使偏心轮绕中心 A 转动，从而使动颚作平面一般运动，完成破碎工作。

三、导杆机构

导杆机构可以认为由曲柄滑块机构演化而成的。如图 1-14a 所示的曲柄滑块机构，若改取杆 1 作为机架，即得图 1-14b 所示的导杆机构。曲柄 2 转动时，另一连架杆 4 对滑块 3 的运动起导路作用，故称此连架杆 4 为导杆。

当曲柄 2 的长度 l_2 大于机架 1 的长度 l_1 ，即 $l_2 > l_1$ 时(图 1-14b)，则导杆 4 也能作整周转动，故又称此机构为转动导杆机构。有些大型插床的主传动机构采用这种转动导杆机构。

当曲柄 2 的长度 l_2 小于机架 1 的长度 l_1 ，即 $l_2 < l_1$ 时(图 1-15)，则导杆 4 不能作整周转动，只能往复摆动，故称此机构为摆动导杆机构。有些牛头刨床中采用这种摆动导杆机构。图 1-16 所示为牛头刨床中采用的另一种形式的具有两个滑块的摆动导杆机构，实际上它是一个平面五杆机构(不包括滑枕)。



(a) 曲柄滑块机构

(b) 导杆机构

图 1-14

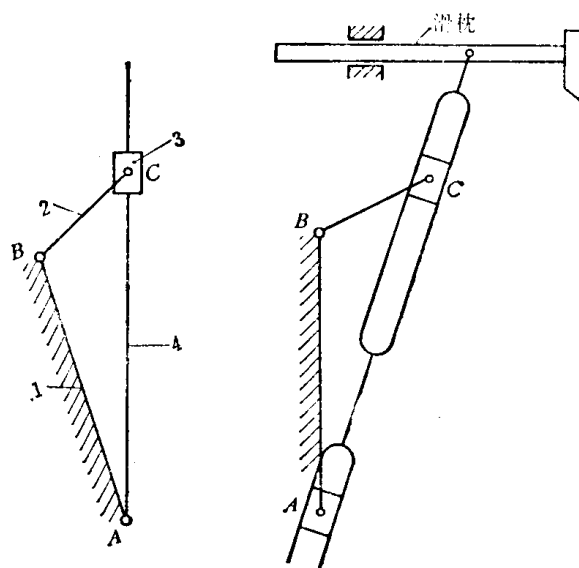


图 1-15 摆动导杆机构

图 1-16 具有两个滑块的摆动导杆机构

四、摇块机构和定块机构

摇块机构和定块机构也都可以认为是由曲柄滑块机构演化而成的。在图 1-14a 所示的曲柄滑块机构中,若改取杆 2 作为机架,即得图 1-17a 所示的摇块机构;若改取图 1-14a 中的滑块 3 为机架,即得图 1-17b 所示的定块机构。

图 1-18a 所示的卡车自动翻斗卸料机构,就是摇块机构的应用实例。油缸 3 可绕 C 点转动,活塞杆 4 在油压推动下撑起卡车翻斗 1,使之绕 B 点摆动,以卸下货物。该机构的运动简图如图 1-18b 所示。

图 1-19a 所示的手动式抽水机机构,就是定块机构的应用实例。摇动手柄 1,由于连架杆 2 的支承,使活塞杆 4 在机架 3 内作上下移动,从而完成抽水动作。该机构的运动简图如图 1-19b 所示。

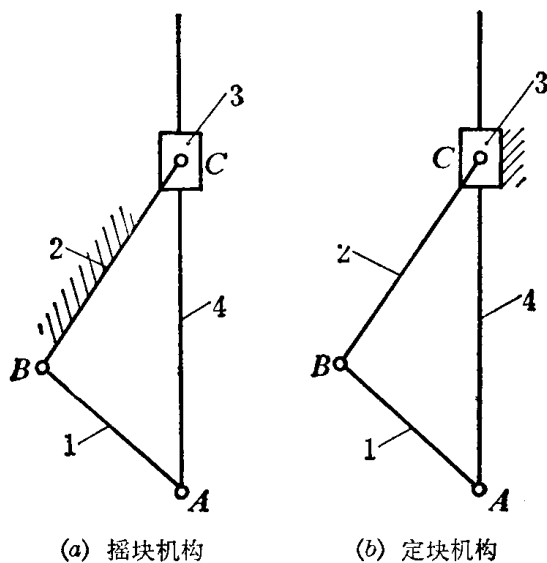


图 1-17

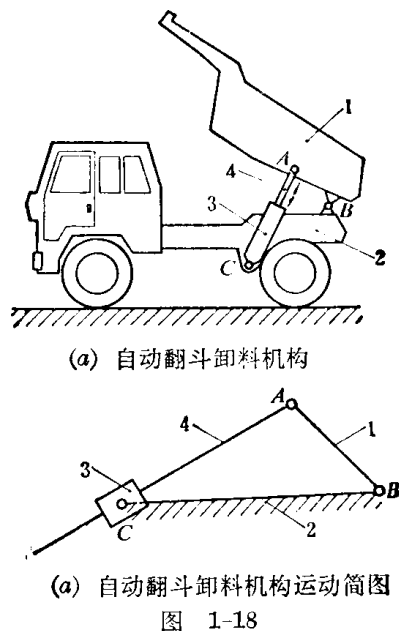
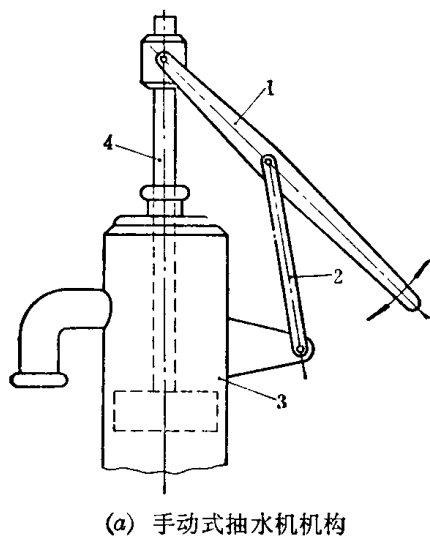


图 1-18



(b) 手动式抽水机机构运动简图

图 1-19

§ 1-3 铰链四杆机构中曲柄存在的条件

由 § 1-1 节可知,铰链四杆机构的三种基本型式,其区别在于有无曲柄。铰链四杆机构

是否存在曲柄,则与机构中各杆相对尺寸的大小,以及选取哪一杆为机架有关。下面来分析曲柄存在的条件。

设图 1-20 所示为曲柄摇杆机构, AB 为曲柄, CD 为摇杆。各杆的长度分别用 a 、 b 、 c 、 d 来表示。当曲柄回转一周时,它与连杆两次共线,即 AB_1 与 B_1C_1 重叠共线以及 AB_2 与 B_2C_2 拉直共线。两次共线位置分别构成三角形 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

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

及

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

即

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

及

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

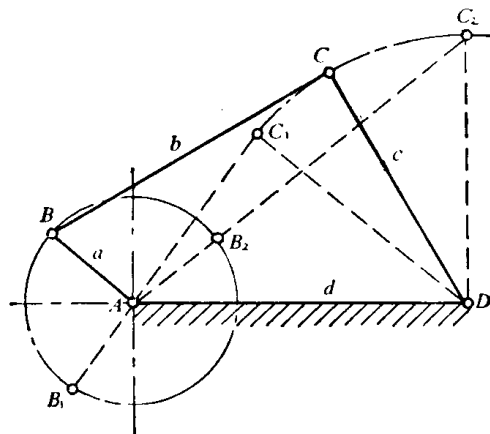


图 1-20 曲柄存在条件

如果考虑四杆分别位于同一直线上时,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(图 1-21)。

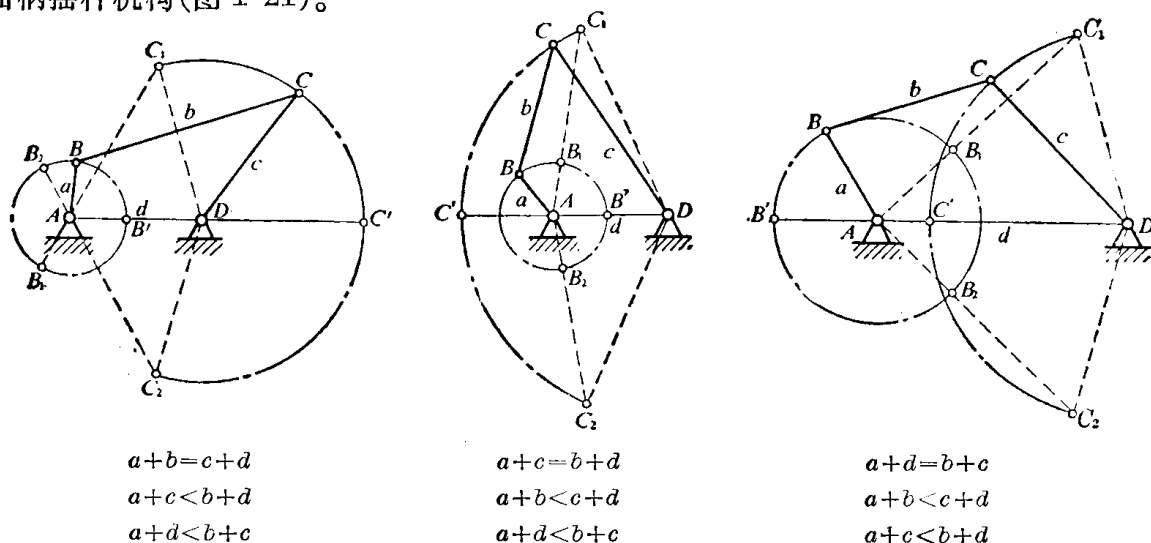


图 1-21 公式(d)、(e)、(f)中分别满足一个等式时的曲柄摇杆机构

将(a)、(b)、(c)三式中每两式相加,并进行简化,再考虑四杆分别位于同一直线的情形,则得

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

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

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

由(g)、(h)、(i)三式可知,曲柄的长度 a 应是四杆中长度最短的一个。又因其余三杆的长度 b 、 c 、 d 中至少有一个是四杆中长度最长者。因此,由(d)、(e)、(f)、(g)、(h)、(i)六式可得四

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长度之和。

铰链四杆机构属于哪一种基本型式, 除了与各杆的相对长度有关以外, 还与选择哪一杆为机架有关。

由图 1-20 所示的曲柄摇杆机构可知, 由于曲柄 AB 相对于机架 AD 及连杆 BC 都能作 360° 整周回转, 而摇杆 CD 相对于机架 AD 及连杆 BC 都只能作小于 360° 的摆动, 因此若取 AB 杆为机架时, 根据相对运动原理 (各杆的相对运动关系与所取的机架无关), AD 和 BC 两杆能分别绕 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 AB 两杆只能分别绕 C 、 D 两轴作小于 360° 的摆动, 即此时 BC 和 AD 均成为摇杆。由以上分析可得如下结论:

- 1. 如果最短杆与最长杆的长度之和, 小于或等于其余两杆长度之和, 则可有三种情形:
 - (a) 若取与最短杆相邻的杆为机架, 则最短杆为曲柄, 而另一连架杆为摇杆, 故此机构为曲柄摇杆机构。
 - (b) 若取最短杆为机架, 则两连架杆均为曲柄, 故此机构为双曲柄机构。
 - (c) 若取在最短杆对面的杆为机架, 则两连架杆均为摇杆, 故此机构为双摇杆机构。
- 2. 如果最短杆与最长杆的长度之和, 大于其余两杆长度之和, 则不论取哪一杆为机架, 都不存在曲柄, 故此机构为双摇杆机构。

此外, 当铰链四杆机构中对面两杆的长度各相等, 即 $a=c$ 、 $b=d$ 时, 则不论取哪一杆为机架, 都存在有两个曲柄, 且四杆构成平行四边形, 因此, 此机构即为平行双曲柄机构。

§ 1-4 平面四杆机构的基本性质

本节讨论四杆机构的几个基本性质。

一、急回特性

对于某些平面四杆机构, 当曲柄匀速转动时, 要从动杆作急回运动, 这对于缩短非生产时间, 提高生产率是有利的。下面分析曲柄摇杆机构和导杆机构的急回特性。

1. 曲柄摇杆机构

在图 1-22 所示的曲柄摇杆机构中, 曲柄 AB 在转动一周的过程中, 有两次与连杆共线, 这时摇杆分别位于两个极限位置 C_1D 和 C_2D , 摆角为 ψ 。

在摇杆处于两极限位置时, 曲柄两位置间所夹的锐角 θ 称为极位夹角。当曲柄 AB 按图示方向从 AB_1 匀速地转过 $\varphi_1=180^\circ+\theta$ 而到达 AB_2 时, 摇杆从 C_1D 摆到 C_2D (工作行程), 经历的时间为 t_1 ; 当曲柄 AB 从 AB_2 继续匀速地

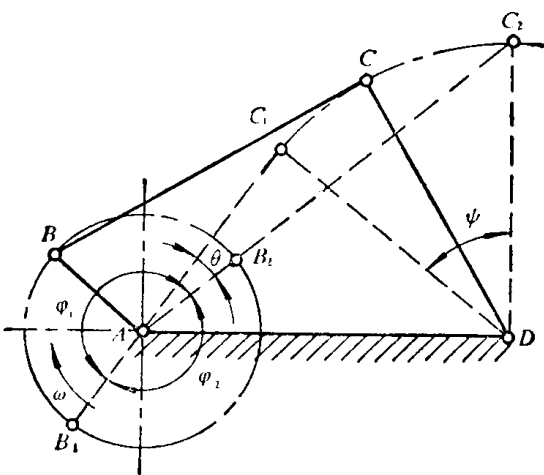


图 1-22 曲柄摇杆机构的急回特性

转过 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ 而到达 AB_1 时, 摇杆 CD 由 C_2D 摆回到 C_1D (空回行程), 经历的时间为 t_2 。因为曲柄作匀速转动, 故经历的时间与相应的转角成正比, 即

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

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, 故机构具有急回作用。

为了说明机构急回的程度, 设

$$K = \frac{t_1}{t_2}$$

式中 K 称为急回特性系数 (也称为行程速比系数)。将 (a) 式代入上式得

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

当极位夹角 $\theta = 0$ 时, $K = 1$, 这说明此机构没有急回作用; 当 $\theta \neq 0$ 时, $K > 1$, 此机构具有急回作用。 K 愈大, 急回作用也愈大。在设计具有急回作用的机构时, 通常根据设计要求, 预先选定 K 值, 然后确定极位夹角 θ 。因此, 需将公式 (1-2) 改写成

$$\theta = 180^\circ \cdot \frac{K-1}{K+1} \quad (1-3)$$

2. 摆动导杆机构

图 1-23 所示的摆动导杆机构, 当曲柄按图示方向从 AB_1 匀速地转过 $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ 而到达 AB_2 时, 导杆 CD 从左边极限位置 CD_1 到达右边极限位置 CD_2 (工作行程); 当曲柄从 AB_2 继续匀速地转过 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ 而到达 AB_1 时, 导杆 CD 从 CD_2 回到 CD_1 (空回行程)。由于 $\varphi_1 > \varphi_2$, 所以空回行程所需的时间较短, 故此机构具有急回作用。显然, 这种机构的急回特性系数 K 和极位夹角 θ 之间的关系, 仍可运用公式 (1-2) 和 (1-3) 进行计算。由图 1-23 可知, 摆动导杆机构的极位夹角 θ 是当导杆处于两极限位置时, 曲柄两位置间所夹的锐角。因摆动导杆机构的极位夹角 θ 不可能等于零, 故摆动导杆机构必有急回作用。

除了上述两种机构以外, 偏置曲柄滑块机构、双曲柄机构 (平行双曲柄机构例外) 等都具有急回作用, 可以按上述分析方法解决。

二、压力角与传动角

在生产实际中, 不仅要求平面连杆机构能够实现预定的运动规律或运动轨迹, 而且还要求机构具有良好的传动性能, 即要求传动轻便, 效率高。因此需要分析机构的压力角与传动角。

如图 1-24a 所示的曲柄摇杆机构, 设曲柄 AB 为主动件, 摇杆 CD 为从动件。若不考虑各杆的重量和运动副中的摩擦, 则连杆 BC 是一个两力构件。因此, 通过连杆 BC 作用在摇杆 CD 上的力 F , 其作用线必与连杆 BC 共线。力 F 作用点 C 的速度 v , 其方向与摇杆 CD 垂直。作用力 F 与速度 v 之间的夹角 α 称为压力角。将力 F 分解成沿速度 v 方向的分力 F_t 和垂直于速度 v 方向的分力 F_r 。显然, 分力 F_t 是使摇杆 CD 绕 D 点转动的有效分力;

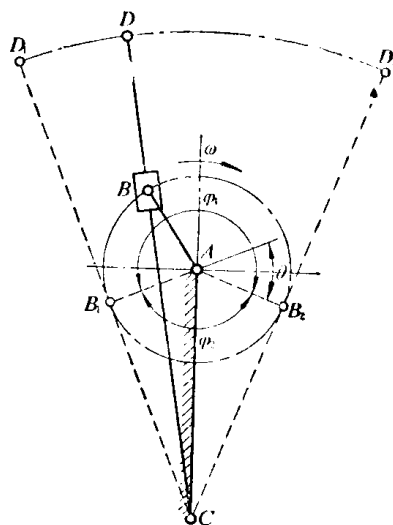


图 1-23 摆动导杆机构的急回特性

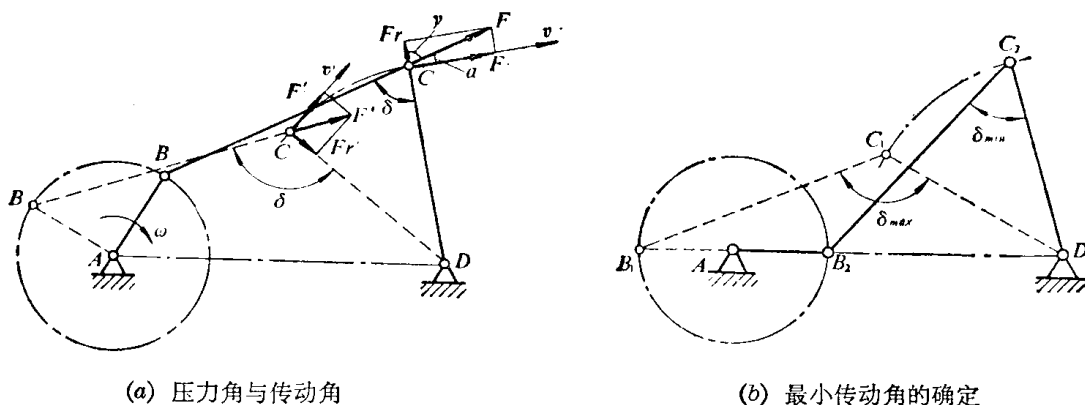


图 1-24

而分力 F_r 只能使铰链 C 、 D 产生径向压力。因此, F_t 愈大愈好, 而 F_r 愈小愈好。由图 1-24a 可得

$$F_t = F \cos \alpha, \quad F_r = F \sin \alpha$$

由上式可知, α 愈大, 则 F_t 愈小, 而 F_r 愈大, 这对传动不利。为了度量方便, 在平面连杆机构中, 常用力 F 与其分力 F_t 之间的夹角 γ ($\gamma = 90^\circ - \alpha$) 来衡量机构的传动性能, γ 称为传动角。显然, γ 愈小, 则传动愈不利。机构在运动过程中 γ 是变化的。为了使机构传动性能良好, 则通常要求最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$, 对于高速和大功率的机械传动, 则要求 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$ 。设连杆与摇杆的夹角为 δ (图 1-24a), 则当 δ 为锐角时, $\gamma = \delta$; 而当 δ 为钝角时, $\gamma = 180^\circ - \delta$ 。因此, 当 $\delta = \delta_{\min}$ 及 $\delta = \delta_{\max}$ 时的两种情况中会出现最小传动角 $\gamma_{\min}$ 。

为了要找出最小传动角 $\gamma_{\min}$, 现研究图 1-24a 中的三角形 $\triangle BCD$ 。连杆 BC 和摇杆

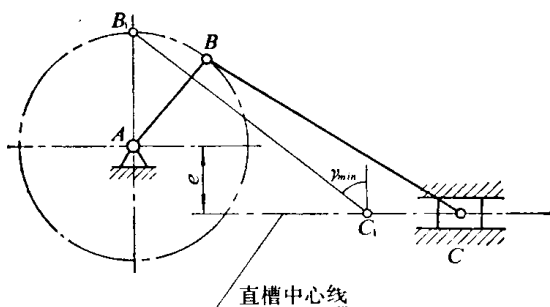


图 1-25 偏置曲柄滑块机构的最小传动角

OD 的长度均为一定, 而长度 BD 是在变化的, 当 BD 达到最小值 (图 1-24b), 即 $(BD)_{\min} = B_2D = AD - AB_2$ 时, $\delta = \delta_{\min}$; 当 BD 达到最大值 $(BD)_{\max} = B_1D = AD + AB_1$ 时, $\delta = \delta_{\max}$ 。因此, 当曲柄到达与机架成共线的两个位置时, 两传动角中必有一个为最小值。

对于曲柄为主动件的偏置曲柄滑块机构 (图 1-25), 当曲柄 AB 到达与直槽中心线成垂直的位置 AB_1 时, 传动角 γ 达到最小值 $\gamma_{\min}$ 。对于曲柄为主动件的对心曲柄滑块机构, 其最小传动角 $\gamma_{\min}$ 的确定方法, 与上述相同。

三、死点位置

如图 1-26 所示的曲柄摇杆机构中, 摇杆为主动件。当曲柄 AB 与连杆 BC 在两个共线位置时, 通过连杆加于曲柄的力 F , 将经过铰链的中心 A , 此时压力角 $\alpha = 90^\circ$, 传动角 $\gamma = 0^\circ$ 故 $F_t = 0$, 因此不能推动曲柄转动。机构的这种位置称为死点位置。机构处于死点位置时, 还会发生从动件运动不定的现象, 例如图 1-26 中曲柄在 AB_1 位置时, 当摇杆从 C_1D 摆向 C_2D 时, 曲柄可能按顺时针向转动, 也可能按逆时针向转动。

滑块为主动件的曲柄滑块机构, 当曲柄与连杆在两个共线时的位置, 也是机构的死点位置。平行双曲柄机构, 四杆在两个共线的位置, 也是机构的死点位置。

克服机构死点位置的方法: 通常在从动曲柄上安装飞轮, 依靠飞轮的惯性来渡过死点位

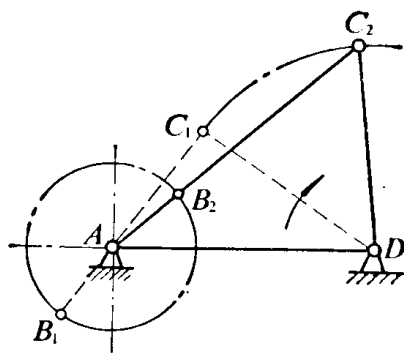


图 1-26 曲柄摇杆机构的死点位置

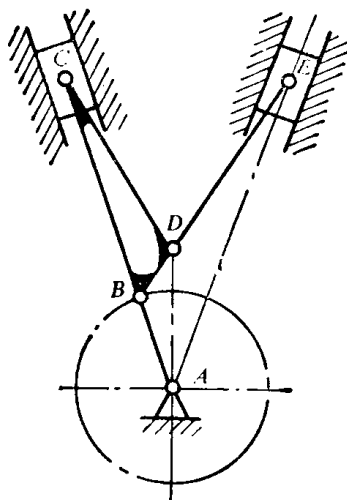


图 1-27 两组机构交错排列

置, 飞轮还可使机器运转的速度趋于均匀; 除了安装飞轮外, 也可采用多组机构交错排列的方法, 如图 1-27 所示的 V 型发动机, 两组机构交错排列, 使左右两机构不同时处于死点位置。

§ 1-5 铰链四杆机构的运动设计

铰链四杆机构的运动设计可以归纳成如下两个基本问题: (1) 实现预定的运动规律, 例如要求实现预定的急回特性系数; (2) 实现预定的运动轨迹, 例如要求实现图 1-8 所示起重机的变幅机构中 M 点接近似直线运动的轨迹。

四杆机构的设计方法有: 图解法、解析法和实验法三种。本书主要介绍图解法。

一、按给定连杆的位置设计铰链四杆机构

1. 给定连杆的两个位置设计铰链四杆机构

设已知连杆 BC 的两个位置 B_1C_1 和 B_2C_2 , 如图 1-28 所示, 要求设计此四杆机构。

由于铰链四杆机构中连杆上两铰链中心 B 和 C , 分别沿以机架上的两铰链中心为圆心、以两连架杆的长度为半径的圆弧上运动, 因此分别作 B_1 、 B_2 两点连线的垂直平分线 m 和 C_1 、 C_2 两点连线的垂直平分线 n , 显然, 机架上两铰链中心必须分别位于此两垂直平分线上。如果没有其他附加条件(例如机架的长度或位置等条件), 则此问题有无穷多个解。

例 1-1 图 1-29 所示为一铸工车间的震实造型机的翻台机构。已知翻台的两个位置(实线和虚线位置), 并要求机架上的两个铰链中心位于直线 xx 上(附加条件)。试设计此铰链四杆机构。

解 将翻台机构看成是一个连杆, 选取适当的长度比例尺 $\mu(\text{mm}/\text{mm})$, 即图上画 1 mm 长度, 代表实际长度 $\mu \text{ mm}$, 在翻台上选择铰链中心 B 和 C , 它们在图 1-29 中相应的两个位置分别为 B_1 、 B_2 与 C_1 、 C_2 。分别作 B_1 、 B_2 两点连线的垂直平分线 m 和 C_1 、 C_2 两点连线的垂直平分线 n , 它们分别与直线 xx 相交于 A 点和 D 点, A 、 D 两点即为所求机架上的两个铰

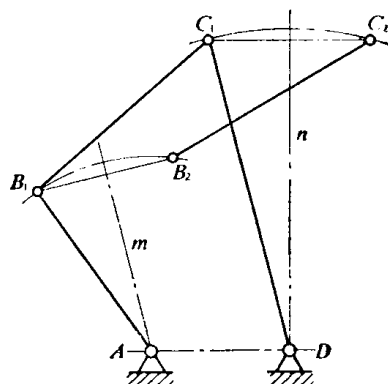


图 1-28 按给定连杆的两个位置设计四杆机构

(1) 按式 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$ 计算出极位夹角 θ 。

(2) 根据已知的摇杆 CD 的长度 c 和摆角 ψ , 选取适当的长度比例尺 μ (mm/mm), 画出摇杆的两个极限位置 C_1D 和 C_2D ($C_1D = C_2D = \frac{c}{\mu}$), 如图 1-31 所示。

(3) 连接 C_1 和 C_2 , 并作 $\angle C_1C_2O = \angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$, 得 C_1O 和 C_2O 的交点 O 。以 O 点为圆心、 OC_1 为半径作一圆。显然, 圆心角 $\angle C_1OC_2 = 180^\circ - 2(90^\circ - \theta) = 2\theta$ 。

(4) 在所作的圆周上任选一点 A , 则 A 至 C_1 和 C_2 两连线的夹角 $\angle C_1AC_2 = \theta$ (圆周角是同弧所对的圆心角之半), 故 A 点可选作曲柄的转动中心。因此, 如果没有其他附加条件 (例如机架的长度等条件), 则此题有无穷多个解。

(5) A 点位置确定后, 根据摇杆处于极限位置时曲柄必与连杆共线的原理可得

$$l_{AC_1} = b - a \quad (a)$$

$$l_{AC_2} = b + a \quad (b)$$

式中 l_{AC_1} 和 l_{AC_2} 分别为: $l_{AC_1} = \mu \cdot AC_1$ 和 $l_{AC_2} = \mu \cdot AC_2$ 。故 (a)、(b) 两式可写成

$$\mu \cdot AC_1 = b - a$$

$$\mu \cdot AC_2 = b + a$$

解此两式即得曲柄和连杆的长度:

$$a = \frac{\mu}{2} (AC_2 - AC_1), \quad b = \frac{\mu}{2} (AC_2 + AC_1)$$

机架 AD 的长度, 根据图中尺寸换算比例尺后即得

$$d = \mu \cdot AD$$

曲柄和连杆的长度也可不必经过上面计算, 而直接用作图法求得。具体作法, 读者可作为习题进行练习。

(6) 检验最小传动角。作出曲柄 AB 与机架 AD 共线时机构的位置 $AB'C'D$, 得到 $\delta_{\min}$, 由于曲柄 AB 与机架 AD 共线时机构的另一位置而得到的 $\delta_{\max}$ 还不超过 90° (图中没有画出), 故不可能出现 $\gamma_{\min}$, 因此只需考虑图示情况。从图上量得

$$\gamma_{\min} = \delta_{\min} > 40^\circ$$

故此机构的传动性能良好。

三、按给定两连架杆的对应位置设计铰链四杆机构

图 1-32a 所示的铰链四杆机构中, 已知连架杆 AB 的长度为 a , 机架的长度为 d , 以及两连架杆 AB 和 CD 的两个对应位置, 即当一连架杆 AB 在两个位置 AB_1 和 AB_2 (角度 φ_1 和 φ_2) 时, 另一连架杆 CD 在两个相对应的位置 DE_1 和 DE_2 (角度 ψ_1 和 ψ_2)。

此四杆机构的设计, 就是要求确定连杆 BC 的长度和连架杆 CD 的长度, 实际上只要确定连杆与连架杆相联接的铰链中心 C 。对于这种机构的设计问题, 可以转化为给定连杆的位置设计四杆机构的问题。为此, 我们来分析已有的四杆机构 $ABCD$ (图 1-32b), 机构的第一位置为 $A_1B_1C_1D$, 第二位置为 $A_1B_2C_2D$ 。我们设想将机构的第二位置 $A_1B_2C_2D$ 绕 D 点转动 (各杆的相对位置保持不变), 使 C_2D 与 C_1D 相重合, 则 A_1 点移至 A_2 点, B_2 点移至 B'_2 点。这样, 可以认为连架杆 CD 在位置 C_1D 保持不动, 而另一连架杆 AB 由原来位置 A_1B_1 运动到 $A_2B'_2$, 因此 A_1B_1 和 $A_2B'_2$ 就是原来机构连架杆 AB 转化成连杆后的两个给定位置。再作出 B_1 、 B'_2 连线的垂直平分线 nm , 则 C_1 点必在直线 nm 上。