

机械设计基础

武汉水运工程学院

一九七八年一月

目

第一章 平面連杆机构

§ 1—1 連杆机构的组成和特点	(1)
§ 1—2 平面四杆机构的基本类型	(1)
§ 1—3 平面四杆机构的基本特性	(5)
§ 1—4 平面連杆机构设计的基本步骤和方法	(11)
思考题和习题	(16)

第二章 凸輪机构

§ 2—1 凸輪机构的应用和分类	(18)
§ 2—2 从动杆的常用运动规律及其选择	(21)
§ 2—3 用图解法设计凸輪廓线	(23)
§ 2—4 园弧凸輪的设计	(28)
§ 2—5 凸輪机构基本尺寸的确定	(39)
§ 2—6 凸輪机构设计的其他有关问题	(42)
思考题和习题	(50)

第三章 螺紋联接与絲杠传动

§ 3—1 概述	(52)
§ 3—2 螺紋联接的类型及其应用	(55)
§ 3—3 螺紋联接的强度计算	(56)
§ 3—4 螺紋联接的防松装置	(61)
§ 3—5 絲杠传动	(64)
思考题	(76)

第四章 皮带传动

§ 4—1 概述	(77)
§ 4—2 皮带传动的失效形式和设计准则	(79)
§ 4—3 三角皮带传动的基本参数选择	(83)
§ 4—4 三角皮带传动的设计	(85)
§ 4—5 同步齿形带简介	(92)
思考题和习题	(96)

第五章 鏈传动

§ 5—1 链传动的型式、基本参数和尺寸	(98)
§ 5—2 链传动的运动特性	(101)
§ 5—3 链传动的主要参数对传动的影响及其选择	(105)
§ 5—4 链传动的失效形式及其选择计算	(108)
§ 5—5 套筒滚子链链轮	(112)
§ 5—6 链传动的合理布置和张紧方法	(123)
§ 5—7 链传动的使用维护常识	(123)
思考题和习题	(128)

第六章 齒輪传动

§ 6—1 渐开线及其性质	(131)
§ 6—2 渐开线标准直齿园柱齿轮的几何尺寸及参数	(133)
§ 6—3 渐开线直齿园柱齿轮的齿厚计算	(141)
§ 6—4 渐开线标准齿轮的啮合传动	(145)
§ 6—5 内啮合齿轮传动、齿轮与齿条传动	(150)
§ 6—6 齿轮制造原理和方法	(152)
§ 6—7 齿轮范成实验	(158)
§ 6—8 渐开线齿轮的根切现象及标准齿轮不根切的最少齿数	(160)
§ 6—9 变位齿轮传动	(162)
§ 6—10 斜齿园柱齿轮传动	(180)
§ 6—11 园柱齿轮的受力分析	(191)
§ 6—12 轮齿的失效形式	(194)
§ 6—13 齿轮的常用材料	(196)
§ 6—14 直齿园柱齿轮强度计算	(199)
§ 6—15 斜齿园柱齿轮强度计算	(210)
§ 6—16 齿轮传动尺寸计算的其他方法	(212)
§ 6—17 园柱齿轮的结构	(213)
§ 6—18 齿轮工作图和园柱齿轮传动公差	(216)
§ 6—19 园锥齿轮传动	(230)
§ 6—20 齿轮的测绘	(243)
§ 6—21 园弧齿轮传动简介	(261)
思考题和习题	(267)

第七章 蝸輪蝸杆传动

§ 7—1 蜗轮蜗杆传动的用途及特点	(273)
--------------------	---------

§ 7—2	蜗轮蜗杆传动的啮合原理和正确啮合条件	(274)
§ 7—3	蜗轮蜗杆主要参数的选择	(276)
§ 7—4	蜗轮蜗杆几何尺寸的计算	(279)
§ 7—5	蜗轮蜗杆受力分析	(279)
§ 7—6	蜗轮蜗杆传动的强度计算	(282)
§ 7—7	蜗轮蜗杆传动的热平衡计算	(288)
§ 7—8	蜗轮蜗杆传动的效率	(289)
§ 7—9	蜗轮蜗杆材料的选择及结构型式	(291)
§ 7—10	蜗轮和蜗杆的工作图及其公差标准	(293)
§ 7—11	蜗轮蜗杆的测绘	(306)
§ 7—12	其他类型蜗轮蜗杆传动简介	(308)
思考题和习题		(310)

第八章 轮系

§ 8—1	概 述	(312)
§ 8—2	定轴轮系传动比的计算	(313)
§ 8—3	周转轮系传动比的计算	(317)
§ 8—4	混合轮系传动比的计算	(320)
§ 8—5	行星轮系的设计	(326)
§ 8—6	少齿差行星轮系简介	(332)
思考题和习题		(334)

第九章 轴

§ 9—1	概 述	(337)
§ 9—2	轴径初步估算	(340)
§ 9—3	轴的结构设计	(341)
§ 9—4	轴的精确计算	(345)
§ 9—5	轴的刚度验算	(350)
§ 9—6	键	(355)
思考题和习题		(369)

第十章 滚动轴承

§ 10—1	滚动轴承的结构和基本类型	(371)
§ 10—2	滚动轴承的代号	(376)
§ 10—3	滚动轴承的选择	(380)
§ 10—4	滚动轴承的组合设计	(399)
附 录	当量动负荷	(412)

(思考题和习题.....)	(415)
---------------	-------

第十一章 滑軸动承

§ 11—1 概 述.....	(418)
§ 11—2 滑动轴承的结构型式.....	(419)
§ 11—3 非液体润滑轴承的计算.....	(423)
§ 11—4 润滑油和润滑装置.....	(425)
§ 11—5 液体润滑轴承简介.....	(428)
思考题和习题.....	(431)

第十二章 联軸器与离合器

§ 12—1 概述	(432)
§ 12—2 联轴器.....	(432)
§ 12—3 操纵式离合器.....	(440)
§ 12—4 自动离合器.....	(446)
思考题.....	(451)

第十三章 弹簧

§ 13—1 概 述.....	(452)
§ 13—2 园柱形螺旋弹簧的结构型式、材料及制造.....	(454)
§ 13—3 园柱形螺旋压缩、拉伸弹簧的几何计算和特性曲线.....	(457)
§ 13—4 园柱形螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计计算.....	(460)
§ 13—5 组合(同心)压缩弹簧的计算.....	(463)
思考题和习题.....	(470)

第一章 平面连杆机构

§ 1-1 连杆机构的组成和特点

劳动人民在长期的生产实践和科学实验活动中，为了改造自然，从自然里得到自由，不断地革新和创造了各种各样的机械。

在现代的各个生产部门中所使用的机械，虽然是多种多样，其构造、用途和性能等也各不相同，但各种不同的机械却可能有相同的运动系统，即具有相同的机构。例如蒸汽机、内燃机、活塞泵和曲轴冲床等不同机械，它们的主要组成部分都有如图 1—1 所示的曲柄滑块机构。曲柄滑块机构乃属于平面连杆机构之一。

平面连杆机构是由若干个杆状构件、销轴、滑块、导轨（机架）等组成。其中最基本的型式是由四个杆件所构成的四杆机构。

在四杆机构中，有一个构件是固定的，称为机架，以支持其他运动的构件；如图 1—1 中的缸体和轴承都属于同一个机架上的固定构件。其余三个是活动的，而且这三个构件中有一个构件是受外力所驱动的，称为原动件或主动件，其余构件称为从动件。从动件的运动，由主动件及机构的型式所确定。如图 1—1 的曲柄滑块机构，可以是曲柄为主动件，作旋转运动，滑块为从动件作往复运动，如活塞泵；也可以是滑块为主动件作往复运动，而曲柄为从动件作旋转运动，如内燃机。

为了便于研究和分析机构的运动，通常不用机构的实际结构图，而是用它的简图来表示。图 1—2 即为这类曲柄滑块机构的机构简图。

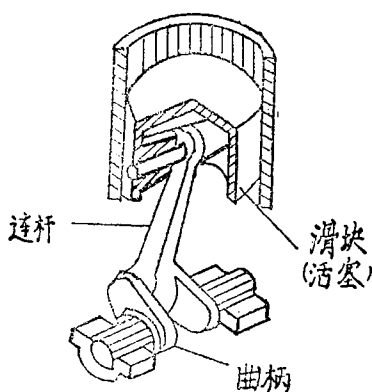


图 1—1

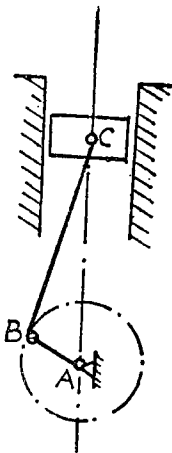


图 1—2

§ 1-2 平面四杆机构的基本类型

平面四杆机构有以下一些基本类型：

(一) 铰接四杆机构

铰接四杆机构是平面连杆机构中最简单的，也是最基本的一种型式。

如图 1—3 所示, 它是由这样四个构件所组成:

AD 是机架。与机架相联的杆 AB 和 CD 能绕销轴 A 和 D 转动, 如果它们能作整周 (360°) 转动, 称为曲柄, 如图中的杆 AB; 如果只能在一定角度范围内往复摆动, 如图中的杆 CD, 就叫做摇杆。不与机架直接相联的杆 BC, 称为连杆, 它在其所在的平面内作较复杂的平面运动。连杆上每点的运动轨迹各不相同, 这类轨迹通常称为连杆曲线。

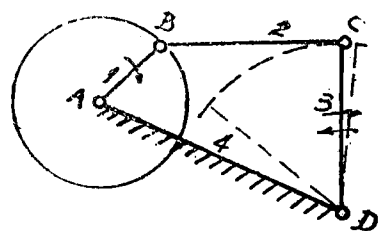


图 1—3

铰接四杆机构中, 除机架和连杆之外, 其余两杆可能一为曲柄另一为摇杆; 也可能两个全为曲柄或全为摇杆。因此, 这种机构可分为下列三种型式:

(1) 曲柄摇杆机构 图 1—4 所示为一种应用于碎石机、压力机、铆接机、离合器等机械上的曲柄摇杆机构的简图。在这种四杆机构中, 曲柄 AB 绕 A 点作连续转动, 使摇杆 CD 往复摆动, 同时杆件 CE 使滑块 6 沿导轨来回移动。当连杆 BC 下行时, 随 α 角的逐渐减小, 在滑块端面上能迅速产生一个很大的增力, 其比值为 Q/P 。

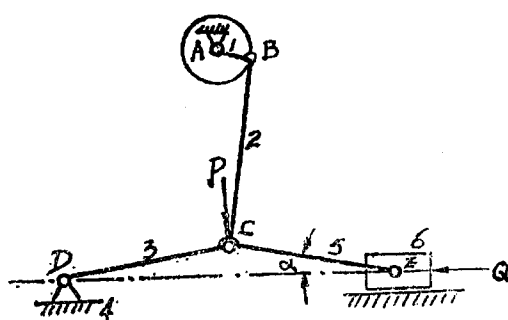


图 1—4

如果杆件 $CD = CE$, 则 $Q/P = \frac{1}{2 \tan \alpha}$ 。

当 α 很小时, Q 力将达到很大值。

(2) 双曲柄机构 图 1—5 所示为惯性筛分机和输送机的机构简图。在这种四杆机构中, AB 和 CD 两构件都能作整周转动, 即它们都是曲柄。两者的平均角

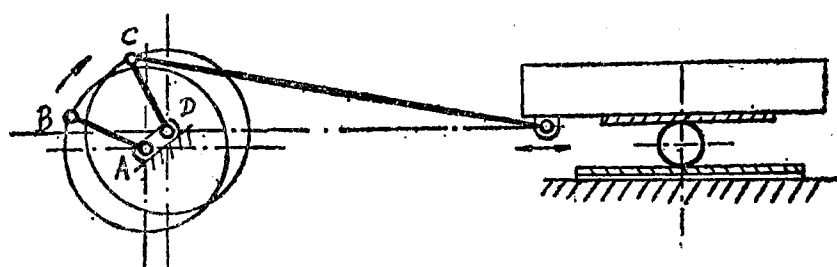


图 1—5

速度相等, 但它们的瞬时角速度不等。因此能起到筛分或输送物料的作用。

如果机构中相对两杆的长度相等, 即 $AB = CD$, $BC = AD$, 就成为平行双曲柄机构, 如图 1—6 所示。在这种机构中, 连杆 BC 作平动, 两个曲柄的瞬时角速度也相等, 常用作机车驱动轮的联动机构和多轴钻孔机构及平衡联轴器机构等。

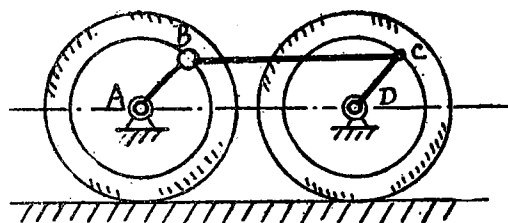


图 1—6

(3) 双摇杆机构 在这种四杆机构中, 与机架相联的两构件都不能作整周转动, 两杆都是摇杆。

图 1—7 所示为港口门座起重机上变幅机构示意图。当摇杆 CD 摆动时，连杆 BC 伸出端 M 处所悬挂的货物能近似的作水平直线移动。这样，可大大减少变幅机构的驱动功率和动载荷的影响，提高生产效率。

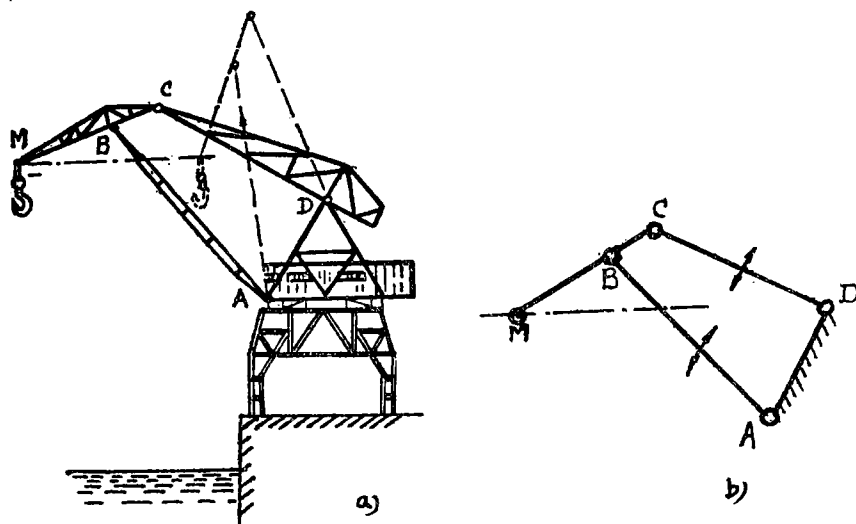


图 1—7

(二) 曲柄滑块机构

如果将曲柄摇杆机构中的摇杆 CD 的长度增至无穷大，即铰接点 D 移到无穷远处，如图 1—8 a 所示，则铰销 C 点的运动轨迹就变成成为直线，这时摇杆 CD 上各点都是作往复直线运动；如果将铰销 C 扩大成滑块，则原来摇杆与机架间的相对摆动，就可转化成为滑块与导轨（机架）之间的往复移动。我们把这种机构称为曲柄滑块机构。根据滑块运动中心线是否通过曲柄中心 A 而分为偏置曲柄滑块机构（图 1—8，a）偏移 e 和对心曲柄滑块机构（图 1—8 b），当曲柄回转一周时，滑块的行程将是： $H = 2a$ ，但对于偏置曲柄滑块机构滑块往复的平均速度是不等的，而对于对心曲柄滑块机构则相同。

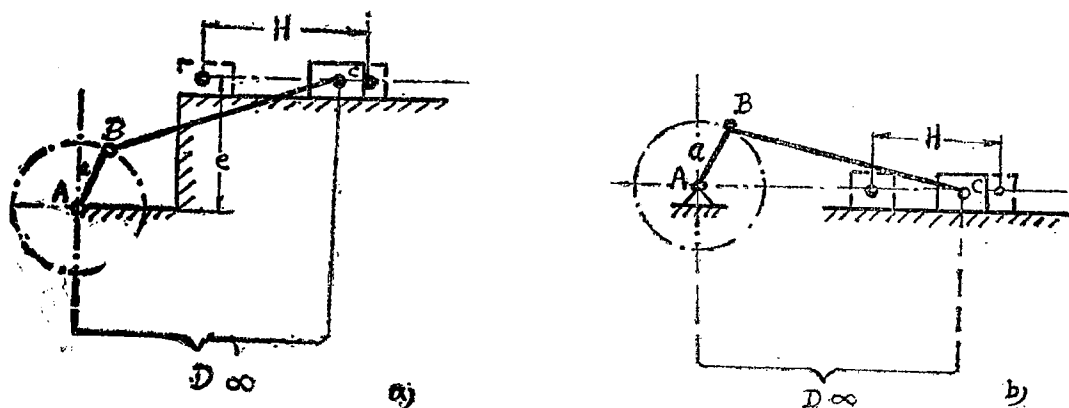


图 1—8

曲柄滑块机构可以是曲柄为原动件，它使回转运动转变为直线运动；也可以是滑块为原动件，它使往复运动变成为回转运动，这两者在动力机械，加工机床，液压及气动设备中得到广泛的应用。

图 1—9 所示为应用于 V 形发动机上的两个相互偏位的曲柄滑块机构简图。

(三) 正 弦 机 构

如果使曲柄摇杆机构的连杆 BC 延长成为在机架支座内能作往复移动的导杆，同时使铰销 B 也扩大成为 90° 角度的导槽和滑块，则当曲柄 AB 等速回转时，通过滑块使导杆沿支座轴线方向按正弦函数 $X = r \cdot \sin \varphi$ 往复移动，所以称为正弦机构（如图 1—10 所示）。

这种机构由于具有简谐运动，工作平稳，广泛应用于各种仪表机构、计算机机构及一些机床机构中。

(四) 曲 柄 导 杆 机 构

图 1—11 所示为常用于牛头刨床上的曲柄导杆机构，它也是一种曲柄摇杆机构的转化型式。在这种机构中，铰销 B 和 C 为与机架直接相联的铰接点；曲柄上铰销 A 则扩大成为滑块，带动导杆绕 C 点往复摆动。由图可见：使导杆往复摆动的曲柄转角是不相等的 ($\alpha_1 > \alpha_2$)，因而导杆往复摆动的速度也不相同。利用这种性质，可以实现刨床空行程的急回要求。

从以上所介绍的这几种四杆机构的基本类型中可知：

(1) 第一种类型的铰接四杆机构，是平面连杆机构中最简单、但也是最基本的机构，而其他类型的四杆机构，一般可视为是它的转化型式；

(2) 还有一些复杂的连杆机构常常是在上述基本类型的基础上组合转化，或再迭加上一些构件而成。例如目前在生产中的牛头刨床，还常见如图 1—12 所示的两种型式，导杆上端与刨头直接铰接，其下端与摇杆 CD 铰接（图 1—12 (a)）或与摇块 D 套接（图 1—12 (b)）。

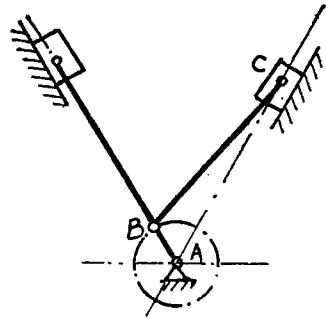


图 1—9

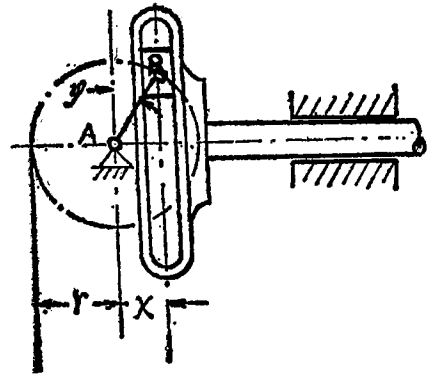


图 1—10

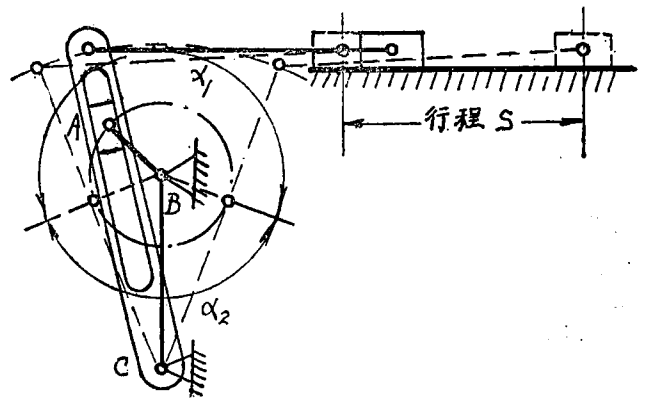


图 1—11

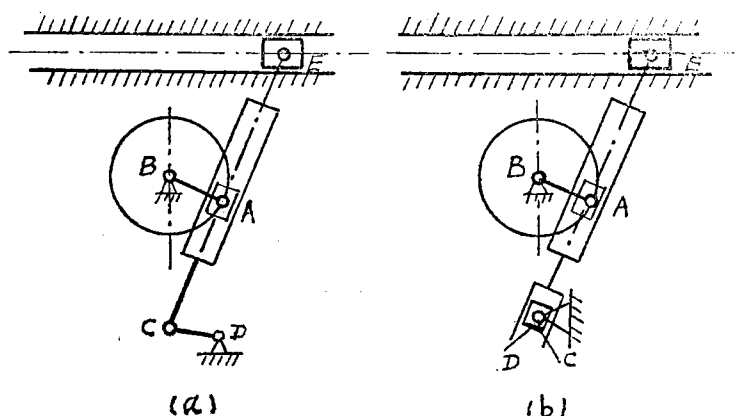


图 1—12

§ 1—3 平面四杆机构的基本特性

毛主席教导我们：“事实上，即使是外力推动的机械运动，也要通过事物内部的矛盾性”。机构之所以能按照预定的规律运动，相互间有这样那样的差异，这主要取决于机构内部的结构（如构件的尺寸、位置及其相互联接方式等内部原因）。因此，各类型平面四杆机构既有它们的共性，也各有自己的特点。我们的任务就在于“从中找出规律性的东西。”

（一）曲柄存在条件

由上节分析可知：铰接四杆机构中，根据其有无曲柄而分为三种型式。为什么同样由四杆组成的机构，会有三种不同的型式呢？这主要取决于机构中的尺寸关系，也就是取决于各构件间的相对长度。

（1）下面我们先来分析铰接四杆机构中曲柄的存在条件。

设 a 、 b 、 c 、 d 分别代表构件AB、BC、CD和AD的长度，并以AD为机架。如图1—13所示，当构件AB由图示位置绕A点逆时针方向转动时，它带动构件CD也绕D点转动。如果构件AB是曲柄，它必能转过端点 B_1 的位置，否则，它便是摇杆。图1—13中虚线所示为曲柄AB在两极限位置的临界情况，这时，各构件的长度具有如下关系： $a+d=b+c$

当 $a+d < b+c$ 时，构件AB就能通过端点 B_1 而成为曲柄；

当 $a+d > b+c$ 时，构件AB就只能在一定范围内摆动，而成为摇杆。

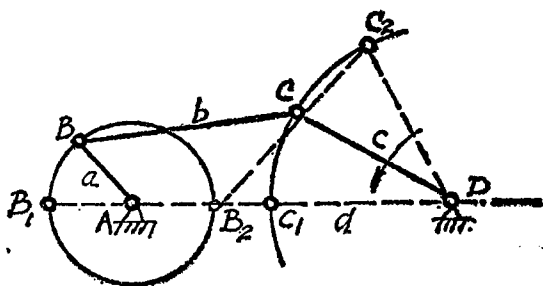


图 1—13

(2) 曲柄与其余构件间相对长度关系

如图 1—14 所示, AB 为曲柄, 也就是它的端点 B 能通过图示的两个极限位置 B_1 和 B_2 。

当曲柄通过 B_1 位置时, 由 $\triangle B_1 C_1 D$ 得:

$$a + d < b + c; \quad (1-1)$$

当曲柄通过 B_2 位置时, 由 $\triangle B_2 C_2 D$ 得:

$$b < c + (d - a) \\ \text{或 } a + b < c + d; \quad (1-2)$$

$$c < b + (d - a) \\ \text{或 } a + c < b + d; \quad (1-3)$$

将 (1-1), (1-2), (1-3) 三式中的每二式相加, 化简后便可得:

$$\left. \begin{aligned} a &< b \\ a &< c \\ a &< d \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

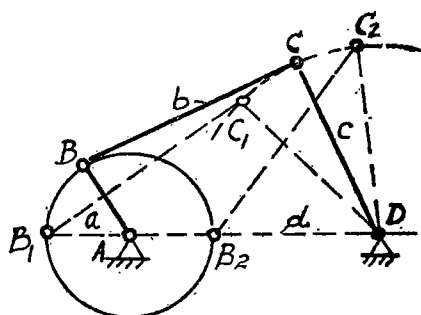


图 1—14

根据以上分析, 可以把平面四杆机构中存在一个曲柄的条件归纳为:

- ① 曲柄是四杆机构中最短杆;
- ② 最短杆与最长杆的长度之和必须小于其他两杆的长度之和。

如果最短杆与最长杆的长度之和大于其他两杆的长度之和, 则不存在曲柄, 而为双摇杆机构。

(3) 机架与四杆机构型式的关系

一个四杆机构, 虽然具备了以上曲柄存在的必要条件, 但并不一定是一个曲柄摇杆机构, 这还要看以那个构件作为机架。

设图 1—15(a) 所示的四杆机构, 其构件尺寸满足曲柄存在条件。最短杆 AB 为曲柄, 并以 AD 为机架, 是一个曲柄摇杆机构。如以 φ 、 β 、 γ 、 ψ 分别代表各相邻两构件间的夹角, 当曲柄回转时, 与曲柄相联构件的夹角 φ 、 β 的变化范围从 $0^\circ \sim 360^\circ$, 而与摇杆 CD 相联构件的夹角 γ 、 ψ 的变化范围必小于 360° 。按照相对运动概念, 构件 BC 和 AD 相对于曲柄 AB 也是整周回转运动, 而相对于摇杆 CD 则只能作小于 360° 的摆动, 因此:

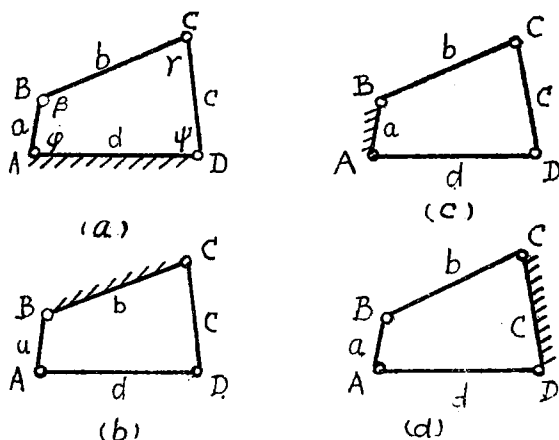


图 1—15

- ① 以最短构件的相邻构件作为机

架, 则最短杆为曲柄, 与机架相联的另一构件为摇杆, 如图 1—15(a)、(b) 都是曲柄摇杆机构;

② 以最短构件作为机架, 则与其相邻的两个构件都是曲柄, 这种机构即为双曲柄机构。如图 1—15(c)。

如果 $a+d=b+c$ ，且 $a=c$ ， $b=d$ ，则成为平行双曲柄机构。

③以与最短构件对面的构件作为机架，如图1-15(d)所示，则与其相联的两构件AD和BC都不能整周回转而成为双摇杆机构。

(二) 极限位置和死点位置

由图1-16所示的曲柄摇杆机构中可见：当曲柄AB在回转一整周过程中，有两次与连杆BC共线，即 $B_1A C_1$ 和 $AB_2 C_2$ ，这时摇杆CD分别位于 C_1D 和 C_2D 的两个极限位置，摇杆在这两个极限位置间的夹角，即为摇杆的摆角 φ 。

若摇杆CD为主动件，曲柄AB为从动件（如在缝纫机、磨轮机中），则在这两个极限位置时，摇杆经连杆作用于曲柄上的力，将通过曲柄中心A，因此不论施加的力有多大，由于力臂为零，所以不能产生转矩来推动曲柄转动，这时（即曲柄在 $B_1 B_2$ 两个位置时）称为死点位置，而 B_1 与 B_2 点就称为死点。

如果主动件为曲柄而从动件为摇杆，则同一机构也不会出现死点；摇杆在其两个极限位置 C_1D 和 C_2D 的两点 C_1 和 C_2 就称为返回点。

在曲柄滑块机构中，如滑块为主动件，例如，在内燃机中，则当活塞在行程终点位置，即曲柄在 B_1 和 B_2 点同样出现死点位置（图1-17）。

死点位置会影响机构的正常运动，因此必须设法使它顺利地通过死点位置。一般是在曲柄轴上安装飞轮，利用飞轮的惯性（有时也可利用机构本身的惯性）使机构能通过死点连续转动。此外，如在铁道机车上，利用左右两组相错 90° 的机构（图1-18）；而V-形发动机（见图1-9）利用多组机构错列的方法来克服死点的影响。

一切事物总是有它的两重性。在某些机构中可以利用死点位置来达到某种工作要求，例如在夹具机构中，就是要利用死点位置来锁紧工件。

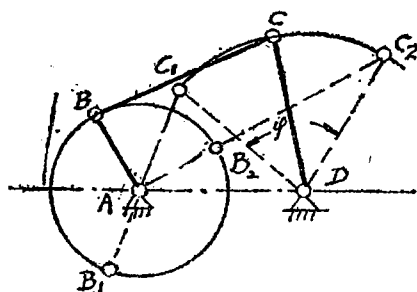


图 1-16

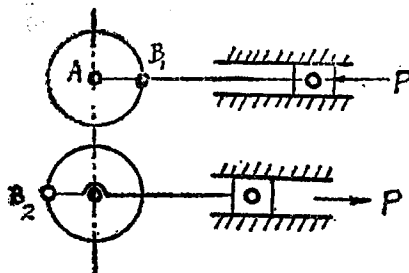


图 1-17

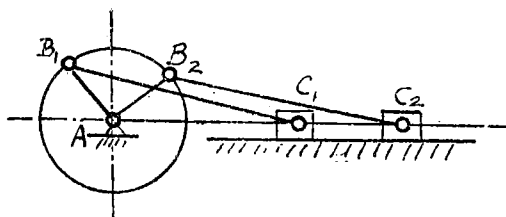


图 1-1

(三) 急回运动特性及其参数

(1) 急回运动特性

如图1-19所示的曲柄摇杆机构中，曲柄为主动件，顺时针方向作等速回转运动，摇杆CD为从动件，在 φ 角范围内往复摆动。

当曲柄AB顺时针方向由 B_1 至 B_2 转过角度： $\alpha_1 = 180^\circ + \theta$ 时，摇杆的销轴C也由 C_1 摆动到 C_2 ，其所需时间为 t_1 ，C点的平均速度为 v_1 。当曲柄再从顺时针方向由 B_2 至 B_1 转过角度： $\alpha_2 = 180^\circ - \theta$ 时，摇杆的销轴C即由 C_2 返回到 C_1 ，其所需时间为 t_2 ，C点的平均速度为 v_2 。

由于摇杆销轴 来回摆动的摆角 φ 相同,即位移量 $\widehat{C_1C_2}$ 相等,而作等速回转的曲柄的转角却不相等($\alpha_1 > \alpha_2$),因此, $t_1 > t_2$, $v_2 > v_1$, 这就是,当曲柄等速回转时,而摇杆来回摆动的速度不同,即具有急回运动的特性。

在平面四杆机构中,除曲柄摇杆机构之外,双曲柄机构,偏置滑块机构和曲柄导杆机构等也都具有这种急回运动特性。图 1-20 所示的用于牛头刨床上作主传动用的曲柄导杆机构,就是利用这种性质来实现空行程的急回要求。

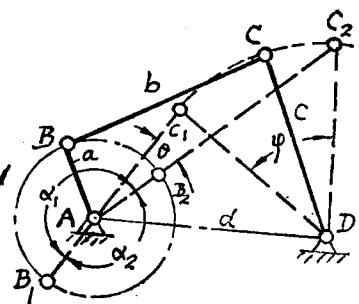


图 1-19

(2) 行程速度变化系数

为了反映从动件在往返行程中这种急回运动的程度,一般用行程速度变化系数 K 来表达。

按图 1-19

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\widehat{C_1C_2}/t_2}{\widehat{C_1C_2}/t_1} = \frac{t_1}{t_2}$$

$$= \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (1-5)$$

$$\text{或 } \theta = 180^\circ \cdot \frac{K-1}{K+1} \quad (1-6)$$

式中 θ 为曲柄在摇杆两极限位置之间的夹角,称为极位夹角。 θ 愈大, K 值也愈大,即从动件往返行程的平均速度差也愈大,急回运动特性也愈明显。

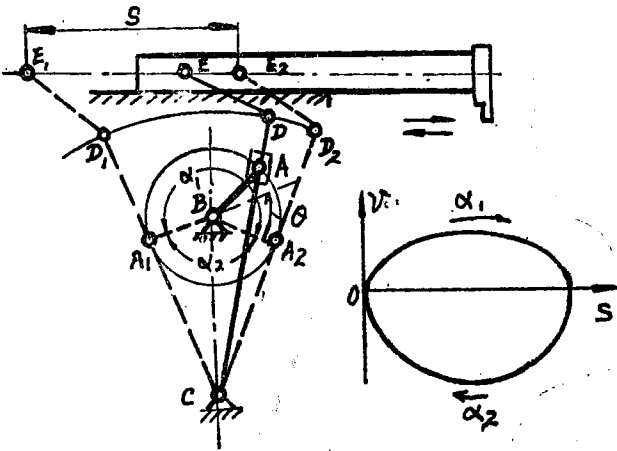


图 1-20

在设计这类具有急回运动特性的四杆机构时,一般根据生产上所要求的 K 值,按 (1-6) 式算出 θ 角,再确定机构的构件尺寸;但有时也常需要根据已知的构件尺寸来求 θ 角以验算 K 值。

对于曲柄摇杆机构(图 1-19),它的极位夹角 θ 可根据其在两个极限位置时的几何关系求得:

$$\theta = \angle C_1AD - \angle C_2AD;$$

根据余弦定律,将各构件尺寸代入,整理后得:

$$\theta = \arccos \frac{(b-a)^2 - c^2 + d^2}{2 \cdot (b-a) \cdot d} - \arccos \frac{(a+b)^2 - c^2 + d^2}{2 \cdot (a+b) \cdot d} \quad (1-7)$$

由上式可知,极位夹角是与机构各构件的尺寸有关,并且是定值。

例 1-1: 已知一曲柄摇杆机构各构件的尺寸为:

$a = 40$ 毫米; $b = 120$ 毫米; $c = 100$ 毫米; $d = 120$ 毫米

求该机构的极位夹角 θ 和速度变化系数 K 。

解: (1) 极位夹角 θ

由式 (1-7) 得:

$$\theta = \arccos \frac{(120-40)^2 - 100^2 + 120^2}{2 \cdot (120-40) \cdot 120} - \arccos \frac{(40+120)^2 - 100^2 + 120^2}{2 \cdot (40+120) \cdot 120}$$

$$= \arccos \frac{9}{16} - \arccos \frac{25}{32}$$

$$= \arccos 0.56250 - \arccos 0.78125 = 55.8^\circ - 38.6^\circ = 17.2^\circ$$

(2) 速度变化系数K

由式(1-5)得:

$$K = \frac{180^\circ + 17.2^\circ}{180^\circ - 17.2^\circ} = \frac{197.2^\circ}{162.8^\circ} \approx 1.21$$

(四) 压力角和传动角

对于传递动力较大的四杆机构,如压力机、冲床等机构上,不但要实现预期的运动,而且要求有较高的传动效率,即应能使主动件(曲柄)上的原动力,较好地通过连杆传递到从动件上。如图1-21所示的曲柄摇杆机构中,若不考虑摩擦力、惯性力等影响,则曲柄AB上的原动力通过连杆传递到摇杆的销轴C上,而且此作用力P是沿着连杆的轴线方向,它与C点速度 v_c 的方向

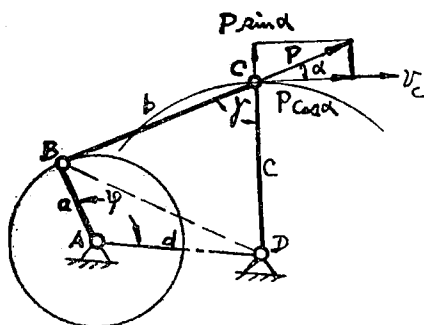


图 1-21

(垂直于摇杆CD)间的夹角称为压力角。作用力P可分解为二个分力:沿 v_c 方向的分力 $P \cdot \cos \alpha$,它是能驱动摇杆CD做功的有效力,而另一沿着摇杆CD方向的分力 $P \cdot \sin \alpha$,对摇杆仅起拉压作用,不能做功,而且还使销轴C、D中的摩擦力增大,磨损加快,有时甚至使机构产生自锁,不能转动。

为了增大做功的有效力 $P \cos \alpha$,应尽量减小压力角 α ,最理想的情况为 $\alpha = 0$ 。由于在四杆机构中,压力角 α 是随着机构的运动而不断变化的,不是一个定值,因此只能规定在机构的工作过程中,所出现的最大压力角不应超过某一极限值,一般情况下,取 $\alpha_{\max} \leq 40 \sim 50^\circ$ 。

为了分析机构和实际度量上方便起见,常常将连杆与摇杆之间的夹角 γ 来代替压力角(图1-22),这个角 γ 称为传动角,它和压力角之间的关系是:当连杆与摇杆间的夹角为锐角时, $\gamma = 90^\circ - \alpha$;如为钝角时, $\gamma = 90^\circ + \alpha$ 。

设图1-22所示曲柄摇杆机构中各构件的尺寸分别为a、b、c和d,则在图示(实线)位置时的 γ 角:

由 $\triangle ABD$ 和 $\triangle BCD$ 得:

$$\overline{BD}^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi,$$

$$\text{及 } \overline{BD}^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \gamma,$$

由以上两式得:

$$\gamma = \arccos \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2 + 2ad \cos \varphi}{2bc} \quad (1-8)$$

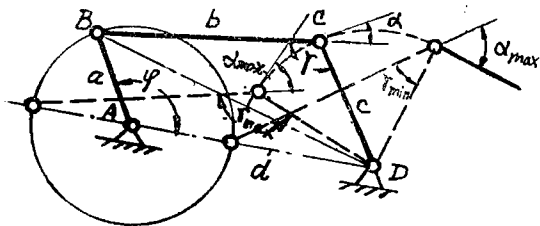


图 1-22

由上式可知, 传动角 γ , 及其对应的压力角 α 是既与机构构件的尺寸, 也与机构的位 φ 角有关。

当 φ 为 0° 和 180° 时, $\cos \varphi$ 为“+1”和“-1”, 由公式(1—8)可知, 这时 γ 值分别为最小和最大。由于压力角 $\alpha=90^\circ-\gamma$ (γ 为锐角时) 和 $\alpha=\gamma-90^\circ$ (γ 为钝角时), 所以在这两种情况下, 即在曲柄和机架两次共线时, 压力角都有可能为最大值。

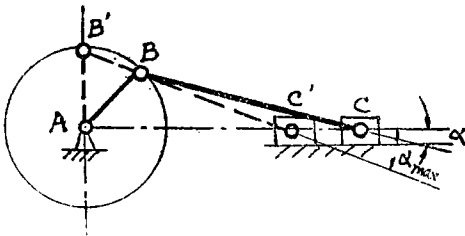


图 1—23

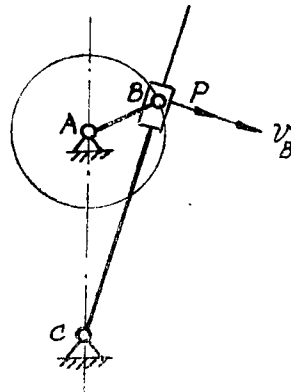


图 1—24

曲柄滑块机构的压力角 α , 如图 1—23 所示为连杆与导轨之间的夹角, 其最大值是当曲柄在直垂位置时: $\alpha_{\max} = \arctg \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{BC}{AB}\right)^2 - 1}}$

在曲柄导杆机构中 (图 1—24), 由于滑块对导杆的作用力 P 始终垂直于导杆, 而且其方向也与导杆上 B 点速度 v_B 的方向重合, 因此其压力角不论在任何位置都等于零。这是曲柄导杆机构的一个特点。

例 1—2 已知一曲柄摇杆机构各构件的尺寸为:

$a=40$ 毫米; $b=90$ 毫米; $c=60$ 毫米; $d=100$ 毫米

试计算该机构的最小及最大传动角; 验算其最大压力角 $\alpha_{\max}$

解: (1) 传动角 $\gamma_{\min}$ 和 $\gamma_{\max}$

由式(1—8), 当 $\varphi=0^\circ$ 时:

$$\begin{aligned}\gamma_{\min} &= \arccos \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2 + 2ad}{2bc} \\ &= \arccos \frac{90^2 + 60^2 - 40^2 - 100^2 + 2 \cdot 40 \cdot 100}{2 \cdot 90 \cdot 60} \\ &= \arccos \frac{3}{4} \\ &= 41.4^\circ\end{aligned}$$

又当 $\varphi=180^\circ$ 时:

$$\gamma_{\max} = \arccos \frac{90^2 + 60^2 - 40^2 - 100^2 - 2 \cdot 40 \cdot 100}{2 \cdot 90 \cdot 60}$$

$$= \arccos(-3/4)$$

$$= 180^\circ - 41.4^\circ = 138.6^\circ$$

(2) 最大压力角 $\alpha_{\max}$

当 $\varphi = 0^\circ$ 时:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \gamma_{\min} = 90^\circ - 41.4^\circ = 48.6^\circ$$

当 $\varphi = 180^\circ$ 时:

$$\alpha_2 = \gamma_{\max} - 90^\circ = 138.6^\circ - 90^\circ = 48.6^\circ$$

$$\therefore \text{最大压力角 } \alpha_{\max} = \alpha_1 = \alpha_2 = 48.6^\circ$$

§ 1—4 平面连杆机构设计的基本步骤和方法

平面连杆机构设计的步骤和别的机械设计一样, 首先要根据生产上的需要与条件, 并考虑连杆机构本身的特点, 确定其传动方式, 即选定一定类型的连杆机构。然后在这个基础上, 进一步确定该机构与运动有关的几何尺寸。这二者总称为方案设计。之后, 还要根据受力情况, 从强度、刚度以及工艺性、经济性等多方面加以核计, 以确定各构件的具体形状、结构及材料等。当然, 这些步骤是互相影响互相补充, 而不能截然分开。

本章以上各节已讨论了有关方案设计中的一些问题, 本节中则主要介绍有关机构运动尺寸的基本设计方法。

(一) 根据已知行程设计四杆机构

在设计四杆机构时, 最常见的一种情况是要根据给定的从动件的运动规律, 如曲柄摇杆机构中摇杆的摆角, 曲柄滑块机构中滑块的行程或对它要求的急回运动特性等来确定机构的尺寸。

(1) 曲柄摇杆机构的设计

图 1—25 为设计这类曲柄摇杆机构 ABCD 的作图过程。

已知摇杆 CD 的长度 c, 摆角 ψ 和行程速度变化系数 K, 设计该曲柄摇杆机构的步骤如下:

① 由行程速度变化系数 K 按公式 1—6 算出极位夹角 θ ;

② 按已知摇杆的长度 c 和摆角 ψ 画出摇杆的回转中心 D 及其两个极限位置 C_1D 和 C_2D ;

③ 连接 C_1C_2 ; 并作 $\angle C_1C_2O = \angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$, 得 C_1O 和 C_2O 的交点 O;

④ 以 O 点为圆心, $OC_1 = OC_2$ 为半径作圆弧。由于此圆弧上任意一点 A 与 C_1 和 C_2 的连线的夹角 $\angle C_1AC_2 = \frac{1}{2}\angle C_1OC_2 = \theta$ (圆周角为圆心角之半), 所以曲柄回转中心 A 点就应在该圆弧上, 而有无穷多解。如果有其他附加条件, 例如给定机架的长度 AD 或限定最小传动角等, 则 A 点位置便可完全确定。

⑤ 当 A 点的位置确定后, 根据在极限位置时, 曲柄与连杆成共线的条件, 得:

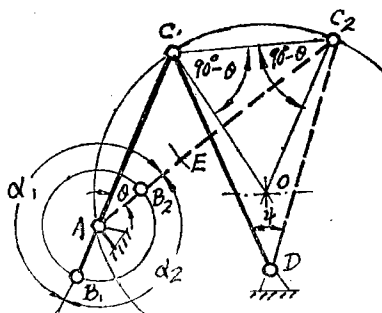


图 1—25

$$AC_1 = b - a,$$

$$AC_2 = b + a,$$

式中 a 和 b 分别为曲柄 AB 和连杆 BC 的长度;

则 $AC_2 - AC_1 = 2a$

$$a = \frac{AC_2 - AC_1}{2},$$

以 C_2 点为圆心, AC_1 为半径作弧交 AC_2 于 E 点, 则:

$$a = \frac{AE}{2} = \frac{AC_2 - AC_1}{2}$$

等分 AE , 即可求出曲柄与连杆的铰接点 B 。

(2) 曲柄滑块机构的设计:

图 1—26 所示为设计一种偏置曲柄滑块机构的作图过程。根据四杆机构的转化原理, 这时回转中心 D 是在无穷远处、原来摇杆的两极限位置, 这时成为已知的滑块行程 S 的两端点 C_1 和 C_2 , 此外如给定偏心距 e 和行程速度变化系数 K , 则其设计与上述曲柄摇杆机构基本相同。

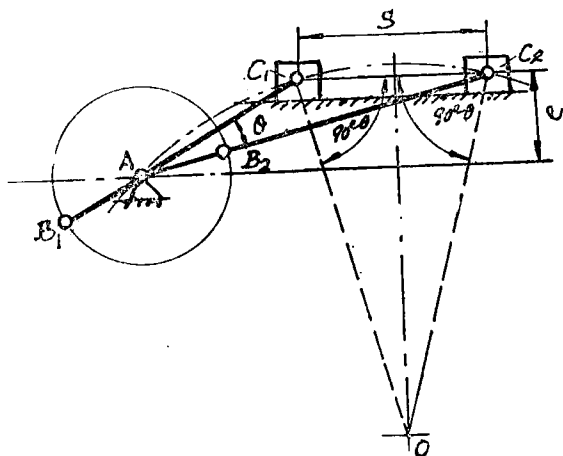


图 1—26

(3) 曲柄导杆机构的设计

图 1—27 为设计一种牛头刨床曲柄导杆机构的作图过程。设已知机架 BC 的长度 c 和行程速度变化系数 K , 则其设计步骤如下:

①由行程速度变化系数 K , 按 (1—6) 式算出极位夹角 θ ; 由图可知, θ 与导杆的摆角 ψ 相等;

②作摆角 ψ 的等分线 BC , 在其上取 C 点, 使 $BC = c$ 。 B 点即为曲柄的固定回转中心;

③由 B 点作导杆两极限位置的垂线 BA_1 和 BA_2 , B 点即为所求曲柄长度。

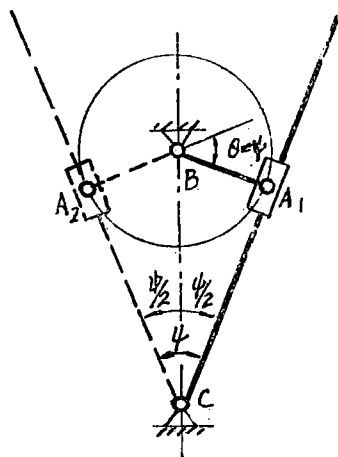


图 1—27

(二) 根据已知构件位置设计四杆机构

(1) 按给定的连杆的两个位置设计四杆机构

在生产实际中, 常有利用四杆机构使工作构件从一个位置转变到另一个位置。例如加热炉的炉门, 造型机的工作台等, 在关闭炉门或翻转工作台时, 需要从水平位置转变到垂直位置 (图 1—28(a))。

在这些情况下, 炉门或工作台即相当于四杆机构中的连杆 BC , 它的两个位置已经给定。只要找出另外两个构件 AB 和 CD 的回转中心点 A 和 D 的位置就能解决。