

冲压机械化与自动化

《冲压机械化与自动化》编写组编



机械工业出版社

冲压机械化与自动化

《冲压机械化与自动化》编写组编



机械工业出版社

本书较系统地介绍了各种机械化自动化装置的典型结构及设计方法，还详细地介绍了压力机改装、冲压机械手、简易数字程序控制压力机以及自动保护检测措施等内容。

本书可供从事冲压技术改造的工人、技术人员参考，亦可供高等院校锻压专业的师生参考。

冲压机械化与自动化

《冲压机械化与自动化》编写组编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16 ·印张 16 ·字数 367 千字

1982年 8 月重庆第一版·1982年 8 月重庆第一次印刷

印数 00,001—10,500 定价 1.60 元

*

统一书号: 15033·5214

前 言

近几年来，由于大力开展了冲压生产的技术革新工作，涌现了大量的革新成果。归纳起来，大致有这样几个方面：在压力机上安装上通用的送料装置，实现机械化半机械化生产；采用带自动送料装置的自动模；把单工序生产的压力机改造成带多工序的压力机，工件传递采用冲压机手；使压力机数控化以及把单机联成冲压自动线等等。

轻工、仪表、电机等中小型工厂的冲压革新活动尤其活跃，很多冲压车间正在朝自动化、半自动化生产发展。即使做了部分改造工作的单位，也都收到了显著的效果，普遍提高了劳动生产率，减轻了工人的劳动强度，保证了生产安全。但发展还很不平衡，有些单位几乎没有开展这方面的工作，仍然是繁重的手工劳动；技术革新工作搞得较好的单位，也有很大的潜力可挖。

本书主要取材于国内中小型工厂冲压技术革新成果和经验，经系统整理、分析比较后编写而成。

本书初稿完成后，曾广泛征求各方面的意见，多次修改。由于冲压生产技术飞跃发展，不少革新成果，尚未收集在内。欢迎大家提出批评和修改意见。

本书由上海交通大学主编，山东工学院、天津大学、西安交通大学的有关同志参加了编写。在编写过程中得到上海市技术革新展览会、济南铸锻机械研究所、上海新成汽车配件二厂等单位的大力支持和协助、在此一并表示感谢。

《冲压机械化与自动化》编写组

一九八一年

目 录

第一章 冲压机械化常用机构	1
第一节 平面连杆机构	1
第二节 凸轮机构	7
第三节 其它机构	20
第二章 条料、卷料和板料的送料装置	26
第一节 钩式送料	26
第二节 辊式送料	27
第三节 夹持式送料	37
第四节 卷料排样自动送料	49
第五节 板料排样自动送料	57
第三章 半成品送料装置	61
第一节 送料机构	61
第二节 料斗	77
第三节 分配机构、定向机构和料槽	85
第四节 出件机构	90
第五节 理件机构	94
第四章 多工位送料装置	97
第一节 160 吨压力机的改装	97
第二节 三向多工位装置	105
第五章 冲压机械手	111
第一节 冲压机械手主要结构	112
第二节 冲压机械手举例	128
第六章 自动保护和检测装置	141
第一节 自动保护装置	141
第二节 检测装置	144
第七章 数字程序控制压力机	153
第一节 概述及 B ₀ 冲制法	153
第二节 基本逻辑电路及其符号	157
第三节 数控压力机逻辑原理	190
第四节 集成电路数控压力机逻辑原理	210
第八章 冲压生产线	220
第一节 冲压生产线的分类和组成	220
第二节 冲压生产线的传送机构	224
第三节 冲压自动线实例	226

第一章 冲压机械化常用机构

冲压生产的机械化、自动化装置，都由一定数量的典型机构组成。由于这些机构的有机配合和协调动作，才能使各部分按预期的规律运动，从而完成加工工艺、送料与卸件。在讲述下面各章节内容之前，先集中介绍常用的平面连杆机构、凸轮机构等。

第一节 平面连杆机构

机器是由各种典型机构组成的，而组成机构的基本元件称为构件。两构件直接接触的活动联接叫做运动副。作相对转动的叫做转动副（轴与轴承）；作相对移动的叫移动副（滑块与导轨）。

凡是有若干刚性构件用转动副和移动副连接而成，并能完成确定运动的组合体称为连杆机构。假如所有构件的运动都在同一平面内，或者在相互平行的平面内，这种连杆机构就叫做平面连杆机构。有四个构件的则叫做平面四杆机构。在各种锻压设备及其机械化自动化装置中采用了各种类型的四杆机构。

一、铰链四杆机构

图 1-1 是一个铰链四杆机构，其固定杆 C 称为机架，与机架不直接相连而作复杂平面运动的杆 a 称为连杆，杆 r 、 b 都以转动副与机架相连，称为连架杆。其中 r 作整周回转称为曲柄，在一定角度内来回摆动的称为摇杆（或摆杆）。所以图 1-1 亦称为曲柄摇杆机构。

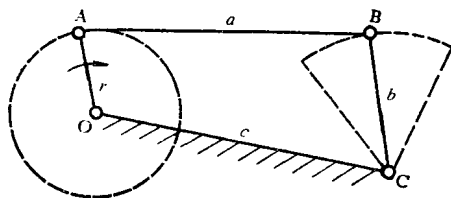


图 1-1 曲柄摇杆机构

铰链四杆机构的基本型式，完全取决于四杆机构中各构件的相对尺寸关系。

在四杆机构中，若连架杆要成为曲柄，其一、连架杆能作整周回转；其二、连架杆与固定杆（机架）二者应有一个是最短的；其三、最短杆加最长杆的长度之和应小于（或等于）另外两杆长度之和。

上述条件可用公式表示。对于图 1-1 所示的机构它以最短杆的相邻杆为机架。第二个条件可写为

$$r < a \quad r < b \quad r < c$$

第三个条件可写为

$$r + c \leq a + b$$

若以最短杆为机架，则形成双曲柄机构，如图 1-2 所以。第二个条件可写为

$$c < r \quad c < a \quad c < b$$

第三个条件可写为

$$c + b \leq r + a$$

在双曲柄机构中，如果组成四边形的对边长度各各相等，就可得到平行四边形机构。如

图1-3所示，它的特点是两曲柄的旋转方向相同，且角位移角速度完全一致。不象图1-2的双曲柄机构，一个曲柄等速旋转时，另一个曲柄是变速旋转的。将上述平行四边形机构的长边作为机架仍是一平行四边形机构。

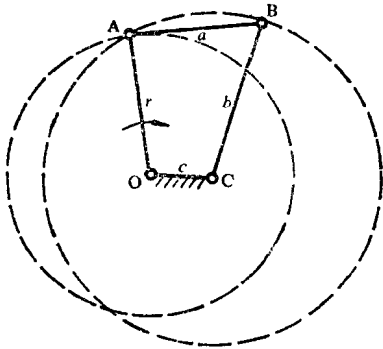


图1-2 双曲柄机构

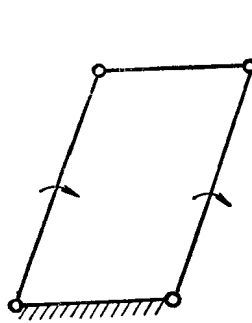


图1-3 平行四边形机构

曲柄摇杆机构工作时(图1-4)，当曲柄自 A_1 转到 A_2 点即转过 $180^\circ + \theta$ ，摇杆从 B_1 转到 B_2 ，这一段称为工作行程。然后曲柄自 A_2 点返回到 A_1 点，即转过 $180^\circ - \theta$ ，摇杆从 B_2 返回到 B_1 点，这一段称为空回行程。由于摇杆摆动角度 ψ (或弧 B_1B_2)相同，而曲柄转角不同。空回行程时曲柄转角小，需时少，因此角速度大，所以说它具有急回特性。我们在送料周期图上常可看到这一特点(图1-5)。

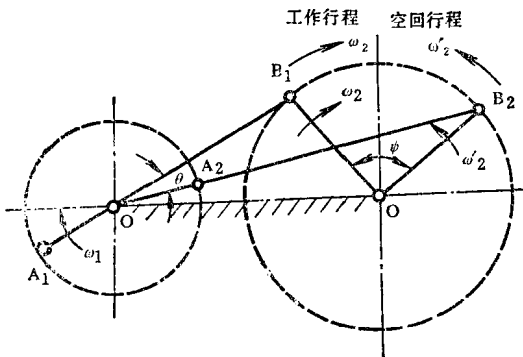


图1-4 急回特性

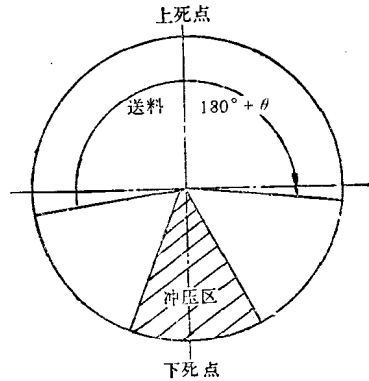


图1-5 送料周期图

若以最短杆对边的杆为机架，则形成双摇杆机构，如图1-6所示。A的运动范围为 A_1 到 A_2 ，B的范围为 B_1 到 B_2 。

倘使不符合曲柄存在条件时，如最短杆与最长杆长度之和大于其它两杆长度之和，不论那一杆固定，都是双摇杆机构。

下面对铰链四杆机构三种基本型式的应用加以说明。曲柄摇杆机构常用来驱动棘轮机构的棘爪摆动，或者驱动超越离合器的外轮摆动。在生产实际中，送料机构的曲柄做成一个专用部件，

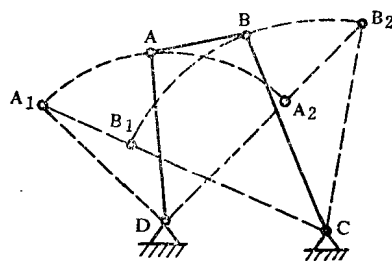


图1-6 双摇杆机构

它可以用螺钉固定在曲轴上，它有月牙槽可以使送料角度 $180^\circ + \theta$ 布置在曲轴上死点两侧，即送料角度的相位调节(图 2-11)。还有曲柄长度 OA 是可调的，缩小 OA 值可使摆角 ψ 减小，减小送料距；加长 OA 值使摆角 ψ 增大，增加送料距，借此就能调节辊式送料机构的送料节距。

曲柄的长度一般可用图解法求出，见图 1-7。图中 C 点为送料辊回转中心，即摇杆回转中心。摇杆长度 B_1C 及摆角 ψ 由辊径、送料距确定。 O 点为压机曲轴中心。连 OB_1 及 OB_2 ，以 O 为圆心 OB_1 为半径作圆交 OB_2 于 E 点，作 EB_1 垂直平分线交 OB_2 于 F 点，则 EF 即为曲柄半径。以 O 为圆心 EF 为半径作圆。圆与 OB_2 交于 A_2 点，与 OB_1 连线交于 A_1 点。 OA_1 与 OA_2 为曲柄两个位置。因 OB_2 为连杆长度加曲柄半径， OB_1 为连杆长度减去曲柄半径，可见 EB_1 确为曲柄半径的二倍。

连杆 A_2B_2 是二力杆，连杆推动摇杆摆动的推动力 P 一定沿 A_2B_2 方向，我们称 P 与 B_2 点的速度方向 V_B 之间的夹角 α 为压力角，为了保证连杆机构工作良好、效率较高，且不致发生自锁现象，应保证在整个工作过程中（即 B_1 至 B_2 之间）最大压力角 $\alpha_{\max} \leq 40^\circ \sim 50^\circ$ 。摇杆摆角越大则 α_{\max} 往往也越大，所以驱动辊式送料装置的曲柄摇杆机构要限制摆角，使其不超过 $75^\circ \sim 100^\circ$ 。

平行四边形机构常用作双边辊式送料装置的联动机构(参看图 2-6)。用以保证推辊与拉辊的同步运行。相反的有时为了增加拉辊的角位移，可以适当减小拉辊摇杆的长度(通过调节)，由于圆周上弧长相同，摇杆长度减少，转角势必增加，拉辊送料距就有微量增加，使条料处于张紧状态。这时平行四边形机构就变成双曲柄机构。

二、铰链四杆机构的演化及其应用

铰链四杆机构除上述三种基本形式外，还可以通过改变某杆的运动尺寸或变换机架的途径转化为其他形式的四杆机构。

(一) 增大某杆的运动尺寸

图 1-8a 表示一曲柄摇杆机构。图 1-8b 是过渡形式，用滑块、导轨代替 BC 杆。若无限地增大 BC 的长度，使转动副的中心移至无穷远处，则圆弧变成直线，转动副变成移动副，原机构就演化成偏置滑块曲柄滑块机构，即图 1-8c， E 称为偏心距，此机构用于下传动的压力机中，它可使曲柄转至某一角度时，滑块侧压力为零。当 $E=0$ 时则为普通曲柄滑块机构(图 1-8d)，它是机械压力机的主要机构。如增大其曲柄销 A 的尺寸则原机构将演化成偏心齿轮机构(图 1-8e)。目前机械压力机小型的多用曲柄式(即曲轴式)的，而中型和重型压力机则常用偏心齿轮机构。

对于上传动曲柄滑块机构(图 1-9)，滑块位移与曲柄转角的关系式为：

$$S_B = R[(1 - \cos\alpha) + \frac{1}{4}(1 - \cos 2\alpha)]$$

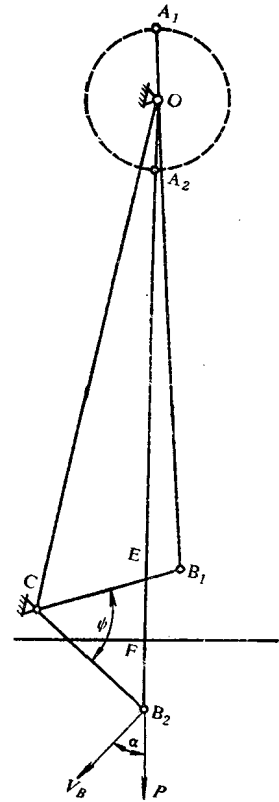


图 1-7 图解法求曲柄长度

$$\cos\alpha = \frac{R^2 + (L + R - S_B)^2 - L^2}{2R(L + R - S_B)} \text{ 或 } \sin\alpha = \sqrt{\frac{2S_B}{\lambda(L + R)}}$$

滑块速度与曲柄转角的关系为:

$$V_B = \frac{\pi n R}{30} \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

近似值可用下式计算:

$$V_B = 0.11n \sqrt{S_B(2R - S_B)}$$

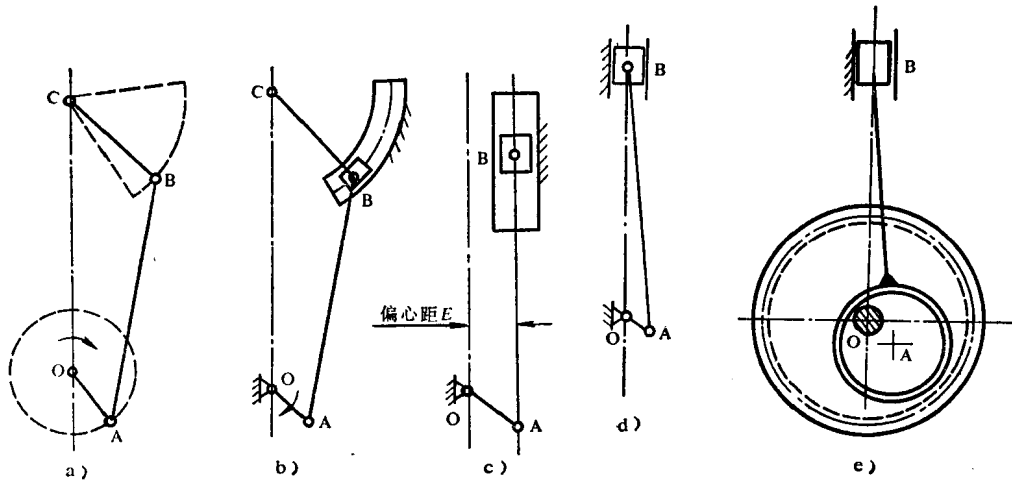


图 1-8 曲柄滑块机构的演化过程

- 式中 S_B ——曲柄转角为 α 时滑块离下死点的距离;
- α ——曲柄转角, 即曲柄与垂线的夹角;
- R ——曲柄或偏心半径;
- L ——连杆长度;
- λ ——连杆系数, $\lambda = R/L$;
- n ——曲柄每分钟转数。

对于下传动曲柄滑块机构, 相应为:

$$S_B = R \left[(1 - \cos\alpha) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$\cos\alpha = \frac{R^2 + (R - S_B - L)^2 - L^2}{2R(R - S_B - L)}$$

或

$$\sin\alpha = \sqrt{\frac{2S_B}{\lambda(L - R)}}$$

$$V_B = \frac{\pi n R}{30} \left(\sin\alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

对于偏移滑块下传动曲柄滑块, 相应为:

$$S_B = R \left[(1 - \cos\alpha) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + K \sin\alpha \right]$$

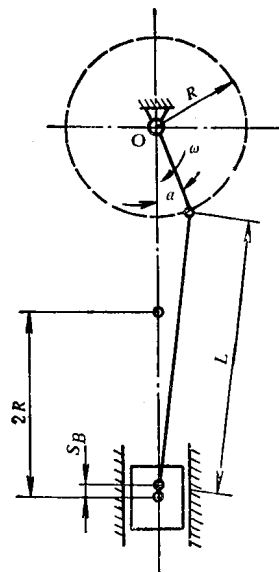


图 1-9 上传动简图

式中 K ——偏心距系数, $K = E/L$ 。

$$\sin\alpha = \frac{-K + \sqrt{K^2 + 2(1-\lambda) \frac{S_B}{R}}}{1-\lambda}$$

$$V_B = \frac{\pi n R}{30} \left(\sin\alpha - \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + K \cos\alpha \right)$$

在机械压力机的技术参数中, 有的列出滑块产生公称压力时距下死点的距离(毫米), 给出 $P-S_B$ 允许压力曲线; 有的列出公称压力时曲轴转角 α , 给出 $P-\alpha$ 曲线。因此我们列出了 S_B 与 α 的换算公式。利用通用压力机拉延较深的工件, 拉延力不超过允许压力曲线是许可的, 因此上述换算公式更具有实用意义。

滑块速度过大是拉延件拉裂的原因之一, 各类材料最大拉延速度的参考值见表 1-1。

(二) 变换机架

将曲柄滑块机构中的连杆固定, 即取为机架, 则构成图 1-10a 所示的摇块机构。它可用作摆缸式机械, 若由压力机曲轴驱动这个气缸, 就成为工件的吹飞装置, 车间没有气路时就可采用。

图 1-10b 为偏移式摇块机构。在实际应用中摇块做成齿轮箱(内有齿轮齿条), 绕虚线圆在机架上摆动, 连杆改成齿条, 推动齿轮绕实线小圆在齿轮箱体中转动, 即箱体与齿轮两者转速可以不同。齿轮输出扭矩可以驱动辊式送料装置的送料辊转动。

表 1-1 各类材料的最大拉延速度(毫米/秒)

材 料	加工形式		
	单 动	双 动	变薄拉延
钢 板	178	178~254	102
钢板(超硬型)		305	
黄 铜	1016	508	355
铜	760	405	
铝	890	508	
硬铝合金		152~203	
锌	760	203	
不 锈 钢		102~152	

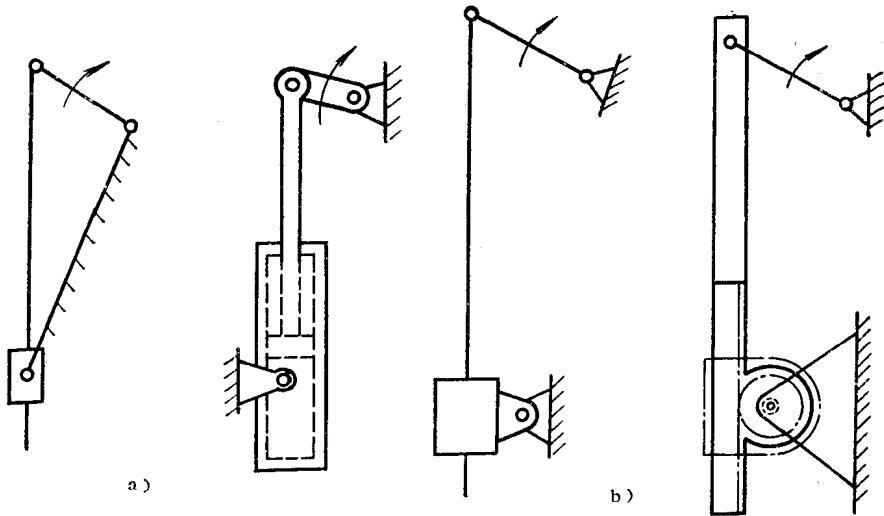


图 1-10 摇块机构的演化过程

将上述机构中组成移动副的滑块与导杆位置相互对调, 图 1-11a, 则构成导杆机构。此机构的导杆驱动齿条齿轮副, 可保证双边送料的辊式送料装置同步送料。

决定此机构运动特性的主要参数为曲柄长度 OA 及固定中心距 OB , 亦即决定于 OA/OB 之比值, 为了保证导杆作摆动运动而不是转动, 导杆机构 OA/OB 之比值恒小于 1, 即 OB 恒大于 OA 。

由图 1-11 a 可看出, 当曲柄 OA 转至与导杆 BC 相互垂直的时候, 导杆便处于极限位置。其极位夹角 θ (曲柄在两极限位置时所夹之锐角) 等于导杆的摆角 $\angle CBC'$ 。

在送料装置中, OB 为一定值, 因此可以调节曲柄长度来改变极位夹角 θ 的值, 亦即调节送料的节距。

当曲柄 OA 以 ω_1 等速转动时, 导杆以变角速度 ω_3 作往复摆动。其变化规律如图 1-12 所示。图中横座标表示曲柄的转角 ϕ , 由曲柄在极限位置 OA_0 为起点计量。纵座标表示 ω_3/ω_1 之值, 曲线 0.67 为 $OA/OB=0.67$ 时的情况, 曲线 0.5、0.2 表示 $OA/OB=0.5$ 与 0.2 时的情况。 OA/OB 之值越大则导杆的往复速度变化亦越显著, 亦即急回特性越显著。 $OA/OB=0.67$ 时, 在工作行程中有一段是近似等速运动, 这对于刨床是合适的,

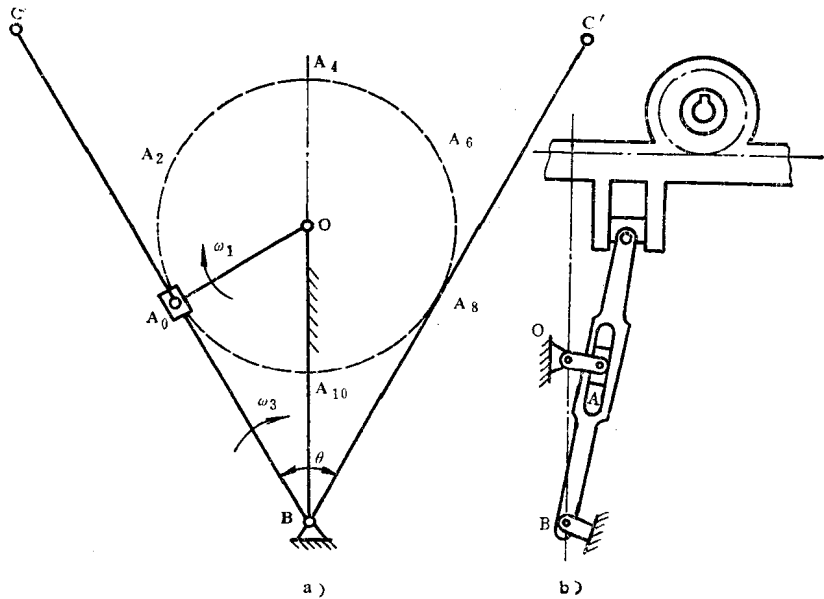


图 1-11 导杆机构

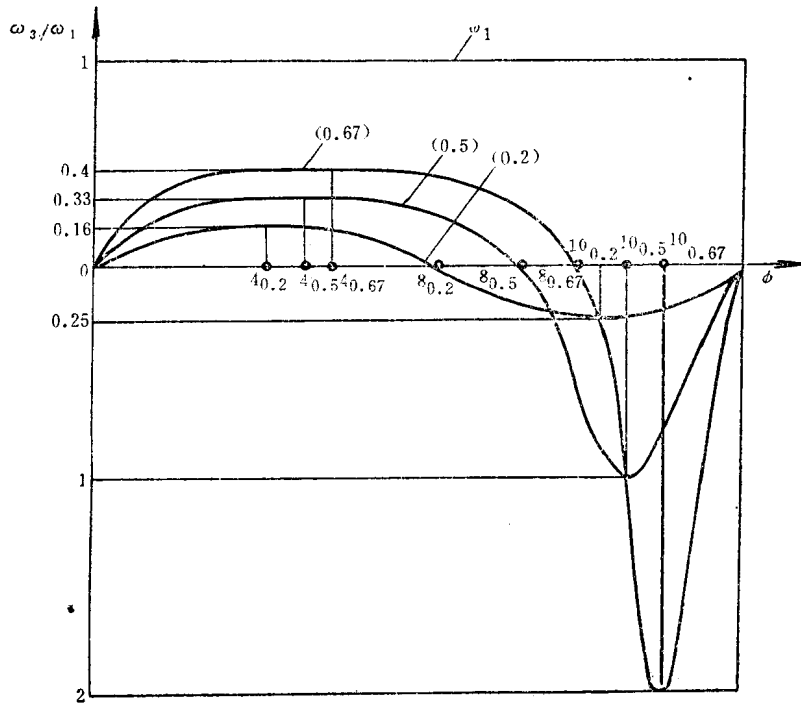


图 1-12 导杆机构角速度变化

但作为送料机构就不合适，因为加速度太大。

在导杆摆到极限位置再摆回瞬间有最大加速度值，如下式所求。

$$a = \frac{1}{2 \left[1 - \left(\frac{OA}{OB} \right)^2 \right]} CC' \omega^2 = \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{OA}{OB} \right)^2 \right] CC' \omega^2$$

式中 a ——加速度（毫米/秒²）；

ω ——角速度，即为 $\frac{\pi n}{30}$ ；

n ——曲柄每分钟的转数。

第二节 凸轮机构

当从动构件的位移、速度或加速度要求按预定的规律变化，而连杆机构难以满足这种要求时，特别是当主动件作连续运动而从动件需作间歇运动时，通常采用凸轮机构。凸轮是一个具有特殊曲线轮廓或凹槽的零件。它通常作连续的等速度转动，但也有作摆动或往复直线移动的，被凸轮直接推动的构件叫从动杆。凸轮机构是由凸轮、从动杆和机架组成。相对其他间歇运动机构来讲凸轮的動力性能较好。

凸轮机构的最大优点是只要作出适当的凸轮轮廓，就可使从动杆得到任意预定的运动规律，并且机构比较简单、紧凑，设计比较方便。因此它被广泛应用于锻压设备的送料机构甚至主要机构（如双动压力机的外滑块）中，锻压自动机和半自动机中依赖凸轮的地方更多。

一、凸轮机构的分类

凸轮机构的类型繁多，通常可按下列三种方法来分类：

1. 按从动杆的型式，可把凸轮机构分为：

尖端从动杆凸轮机构，如图 1-13a 所示。此种结构虽无实用意义，但它是分析研究其它形式从动杆凸轮机构的基础。

滚子从动杆凸轮机构。如图 1-13b 所示。这种从动杆的一端装有可自由转动的滚子（即通常的球轴承或滚针轴承）。由于滚子和凸轮轮廓之间是滚动摩擦，磨损较小，可用来传递较大的动力，所以应用最广。

从动杆既可做成直线往复移动的，也可做成绕本身的轴摆动的。前者称为直动从动杆凸轮机构，后者称为摆动从动杆凸轮机构，如图 1-14 所示为从动摆杆推动棘轮的机构。

2. 按凸轮的形状，可把凸轮机构分为：

盘形凸轮机构，如图 1-13、1-14 所示。这种凸轮是绕固定轴转动且具有变化向径的

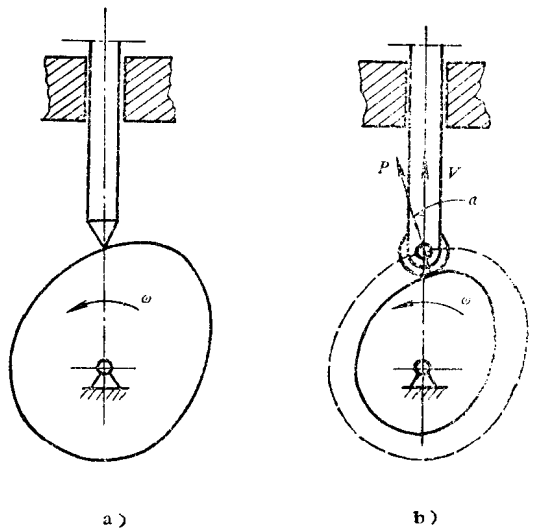


图 1-13 直动从动杆凸轮机构

盘形构件，从动杆在垂直于凸轮轴的平面内运动。

移动凸轮机构，如图 1-15 所示。工作时凸轮作往复移动。移动凸轮通常也叫做斜楔。从动杆的复位一般依靠弹簧或气缸。

圆柱凸轮机构，如图 1-16 所示。从动杆轴线与滚子轴线平行。

蜗杆凸轮机构，如图 1-28 所示。凸轮象球面蜗杆，从动件象蜗轮，滚子轴线垂直于从动件轴线且滚子沿径向分布。

3. 按锁合方式（使从动件和凸轮始终保持接触的方式），可把凸轮机构分为：

力锁合的凸轮机构。它利用从动杆的重力、弹簧力、压缩空气压力或其它外力使从动杆和凸轮始终保持接触。

形锁合的凸轮机构，如图 1-16 所示，在凸轮上制成一凹槽，把从动杆上的滚子装入

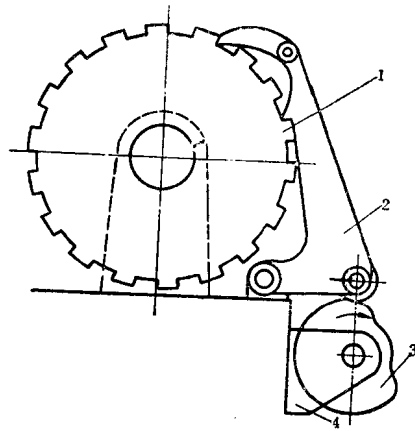


图 1-14 摆动从动杆凸轮机构
1—棘轮 2—从动摆杆 3—凸轮 4—机架

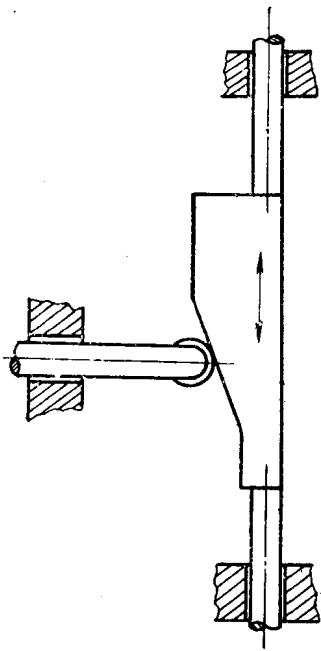


图 1-15 移动凸轮机构

槽内，从而使从动杆和凸轮始终保持接触。图 1-17 在一等径凸轮，凸轮放在两滚子之间，可作为小送料距的送料机构。当杆 3 与夹板连接，装有滚子 5 的滑块 4 左右运动时，就能推动夹板运动。这种凸轮当 180° 范围内的凸轮廓线按从动杆的运动规律确定后，另外 180° 内的廓线则受等径原则所限制，不过在送料机构中，退回与送进运动要求相同，这种凸轮是适用的。

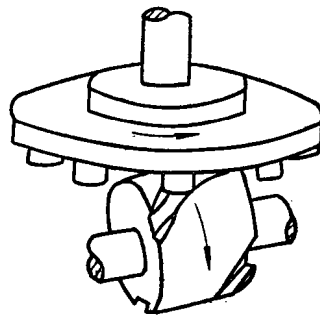


图 1-16 圆柱凸轮机构

在图 1-13b 中过接触点所作凸轮廓线的法线与从动杆中心线的夹角 α ，即从动杆受力方向 p 与从动杆速度方向 v 的夹角称为压力角。这个角度越大，则凸轮把从动杆压弯的分力越大，而把从动杆向上推的分力越小，因此这个角度小一些好。一般对于直动从动杆推程压力角 α 不大于 33° ，摆动从动杆推程压力角 α 不大于 60° 。

二、从动杆的常用运动规律和选择

图 1-18a 表示一滚子从动杆盘形凸轮机构，其中以凸轮廓线的最小向径 r_k 为半径所作

的圆称为基圆， r_b 称为基圆半径。 \widehat{AD} 是基圆的一段， \widehat{EF} 是以最大向径 r_e 为半径的一段圆弧。当凸轮逆时针方向以等角速度 ω 回转时，从动杆上 B 点（滚子中心，亦即并列所绘尖端从动杆的尖端）的位移 S 将按图 1-18b 所示的 $s-\varphi$ 曲线变化， φ 为凸轮的转角。图中表

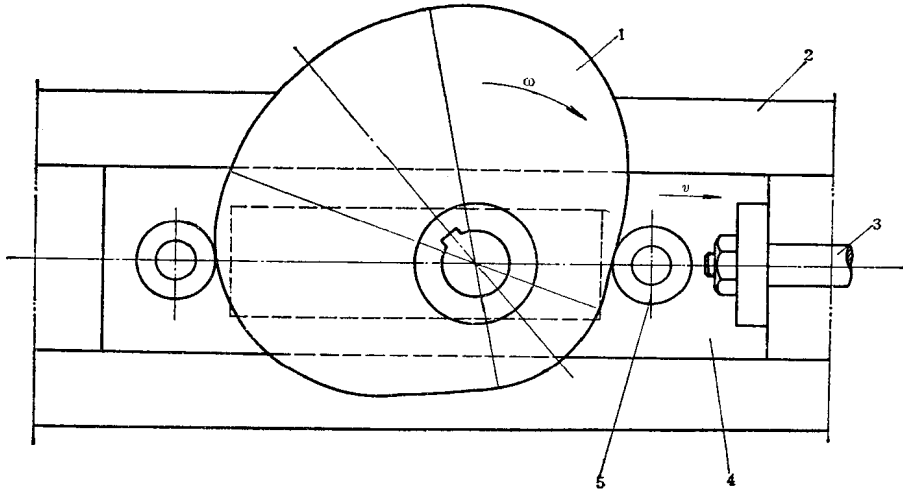
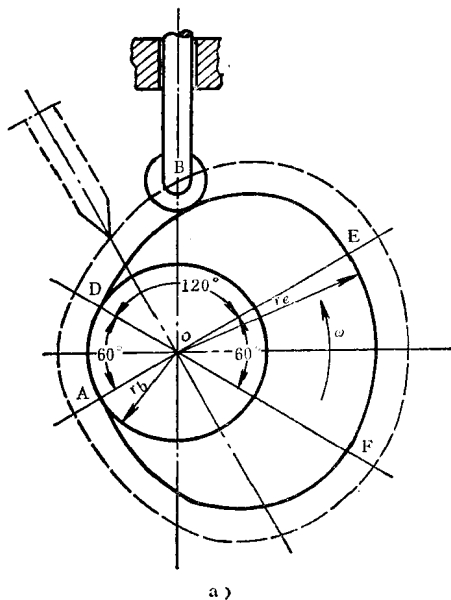


图 1-17 等径凸轮

1—凸轮 2—机架 3—连接杆 4—滑块 5—滚子

示凸轮转动 60° 时，从动杆停止不动，再转过 120° 时，从动件被凸轮按图示 $S-\varphi$ 变化规律从圆心 O 最近位置推向最远位置，从动杆的这一运动过程称为推程；当凸轮继续转过 60° 时，从动杆停在离圆心 O 最远的位置不动，再转过 120° 时，从动杆按图示 $S-\varphi$ 变化规律由最远位置回到起始位置，这一运动过程称为回程。在推程或回程中从动杆所移过的距离 h 称为升距。



在分析中要用到尖端从动杆凸轮机构，在图中与上述凸轮轮廓处处相差滚子半径 r_r 的等距曲线，我们称它为凸轮的理论廓线，上述凸轮的廓线则称为实际廓线。理论廓线的基圆半径 r_a 等于实际廓线的基圆半径 r_b 加上滚子半径 r_r 。

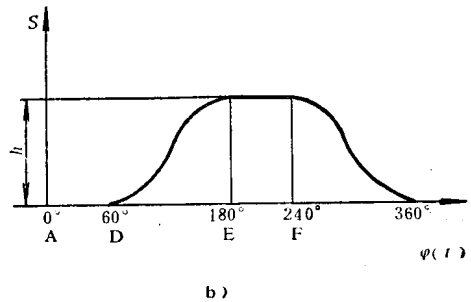


图 1-18 滚子凸轮机构分析

以凸轮的转角（或对应的时间）为横座标，以从动件的位移为纵座标所作的曲线称为从动杆的位移曲线。上述凸轮在一周中有两个停顿区，称为停—升—停—降型，为送料机构所常用。其余，一周中只有一个停顿区的，有两种可能：停—升—降循环或者升—停—降循环。不管运动形式如何，我们仅讨论曲线段（即DE段）的性质。

从动杆的位移 s 、速度 v 、加速度 a 、加速度变化率 j 等变化规律，称为从动杆的运动规律，它是由凸轮的轮廓形状决定的。反过来说，从动杆的不同运动规律要求凸轮具有不同形状的轮廓曲线。因此凸轮设计的任务，就是按照它在机械中所执行的任务，选择合适的运动规律，并据此设计相应的凸轮廓线。下面为了说明问题，介绍几种常用的从动杆运动规律及其选择要点：

1. 等速运动规律

等速运动规律的从动杆运动曲线如图1-19所示。其位移曲线是一倾斜直线；速度是常数，速度曲线是水平直线；加速度为零。不过在运动起始位置和终止位置，由于速度有突变，加速度理论上为无穷大，因此会突然产生理论上为无穷大的惯性力，由于构件有弹性，惯性力不会趋于无穷大，但构成极大的冲击力。对于高速凸轮，这是不允许的。

为了避免上述冲击，可采用过渡线段对位移曲线的开始和终了部分进行修正。如图1-20所示，过渡线段为改进正弦加速度运动规律，中间仍为直线段，这样使速度曲线和加速度曲线在开始时没有突变，整个 $s-\varphi$ 曲线称为改进等速度运动规律。具体 $s-\varphi$ 曲线可按“改进等速度运动规律的位移数据”一表绘出。

但是上述过渡线段较难加工，所以在生产实践中为了加工方便常用图1-21a所示的曲线来做移动凸轮，它在移动 L 距离后从动杆升距为 h 。过渡线段 ab 段和 cd 段用圆弧，圆心相应为 e 和 f 。根据几何关系知圆弧 ab 与 af 切于 a 点，与 bc 切于 b 点。 bc 对水平线的夹角（即压力角）等于 $\angle aeb$ （同理亦等于 $\angle cfd$ ）取为 33° ，则 L 对 h 之比为 2.13， L 过小或 h 过大均将使夹角超过 33° ，即超过许用值，对于一般低速的场合，稍许超过一些也是可以工作

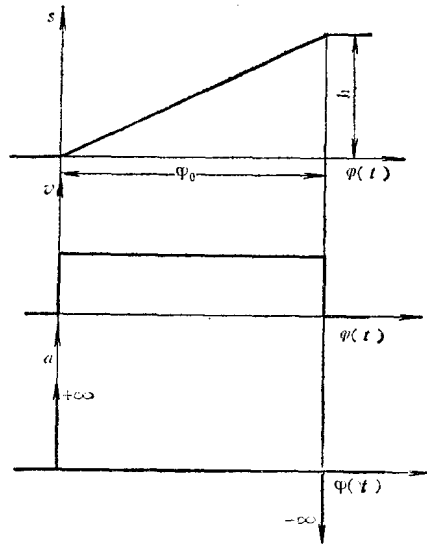


图 1-19 等速运动规律

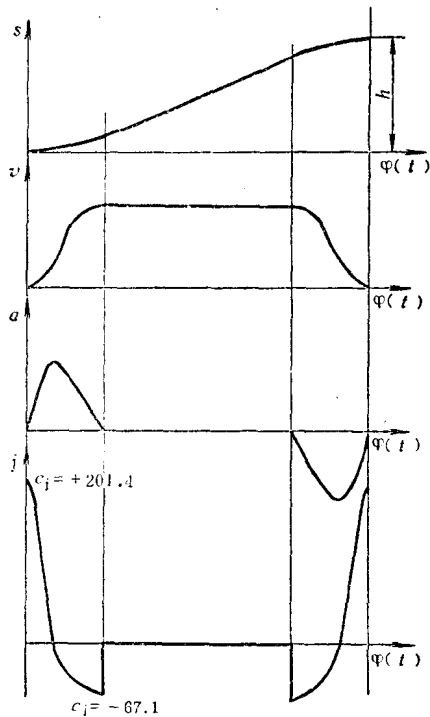


图 1-20 改进等速运动规律

的。由于过渡线段是圆弧，所以动力性能不及图 1-20 所示凸轮廓线的性能。

图 1-21b 为两端过渡线段采用不同半径圆弧的移动凸轮。

2. 等加速等减速运动规律

这时从动杆在前半个行程作等加速运动，在后半个行程作等减速运动，加速度和减速度的绝对值相等如图 1-22 所示。在等加（减）速运动区间，加（减）速度 a 是常数，但在运动开始与终了时加速度曲线不连续。在 $a-\varphi$ 图中可看出会产生有限的惯性力，称为柔性冲击。为了避免这一点可采用改进等加速等减速运动（参看表 1-2 中所示 $a-\varphi$ 图形），这样就使运动开始与终了时速度曲线与加速度曲线均为连续，避免了柔性冲击。

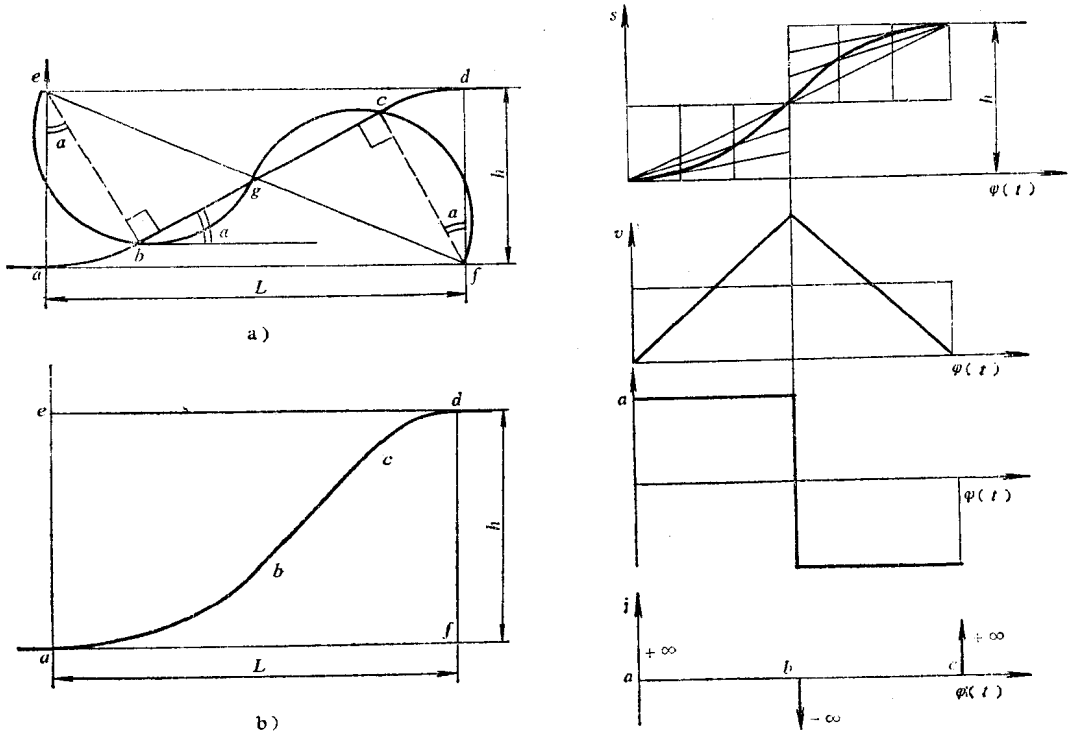


图 1-21 等速运动规律位移曲线的改善

图 1-22 等加速等减速运动规律

等速运动规律从动杆的速度 $v = \frac{h}{t_0}$ ，而其它运动规律的最大速度可写为 $v = C_v \frac{h}{t_0}$ ， C_v 称为速度系数。如等加速等减速运动 $C_v = 2$ ，将图 1-19 与图 1-22 对照一下就可看出这一点。同理，加速度可写为 $a = \frac{h}{t_0^2}$ ，而某一种运动规律的最大加速度可写为 $a = C_a \frac{h}{t_0^2}$ ， C_a 称为加速度系数，如等加速等减速运动规律 $C_a = 4$ 。 $\frac{h}{t_0^3}$ 称为加速度变化率，用 j 表示， C_j 称为加速度变化率系数， j 的变化图形可参看图 1-20，1-22。以上三个系数 C_v ， C_a ， C_j 的值均可由表 1-2 查出。

选择从动杆运动规律时，首先应考虑凸轮机构在机械中所执行的任务，对低速、轻载只要求完成一定的行程而对运动规律并无严格要求的凸轮机构，例如自动机中控制电气开关的

凸轮, 为了便于加工制造, 常可采用圆弧、直线等作为凸轮廓线或以偏心圆盘作为凸轮。

对从动杆速度规律有特殊要求的凸轮机构, 例如切断料用的冲头, 为了保证断面光洁, 压机负载稳定, 要求冲头作等速运动, 这种情况下, 就应该采用改进等速运动规律。

表 1-2 C_v 、 C_a 、 C_j 值

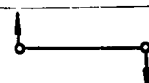
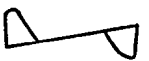

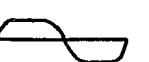
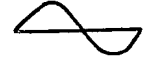
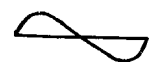
运动规律	加速度图形	C_v	C_a	C_j	用途
等速度		1	∞	∞	不推荐
改进等速度		1.28	± 8.01	$\begin{matrix} +201.4 \\ -67.1 \end{matrix}$	低速重载
等加速等减速		2	± 4	∞	中速轻载
改进等加速等减速		2	± 4.89	± 61.4	高速轻载
正弦加速度		2	± 6.28	± 39.5	高速轻载
改进正弦加速度		1.76	± 5.53	$\begin{matrix} +69.5 \\ -23.2 \end{matrix}$	中速重载

表 1-3 改进等速度运动规律的位移数据

序号	从动杆位移 (单位)	序号	从动杆位移 (单位)	序号	从动杆位移 (单位)	序号	从动杆位移 (单位)
0	0.00000						
1	0.00015	16	0.20243	31	0.52125	46	0.84001
2	0.00120	17	0.22369	32	0.54250	47	0.86091
3	0.00387	18	0.24494	33	0.56376	48	0.88119
4	0.00863	19	0.26620	34	0.58501	49	0.90058
5	0.01561	20	0.28745	35	0.60627	50	0.91876
6	0.02478	21	0.30871	36	0.62752	51	0.93553
7	0.03606	22	0.32996	37	0.64878	52	0.95065
8	0.04934	23	0.35121	38	0.67003	53	0.96393
9	0.06446	24	0.37247	39	0.69128	54	0.97521
10	0.08123	25	0.39372	40	0.71254	55	0.98438
11	0.09943	26	0.41498	41	0.73379	56	0.99136
12	0.11880	27	0.43623	42	0.75505	57	0.99612
13	0.13906	28	0.45749	43	0.77630	58	0.99879
14	0.15998	29	0.47874	44	0.79756	59	0.99984
15	0.18118	30	0.50000	45	0.81881	60	1.00000

从速度观点来看, 改进等速度运动规律用于低速重载比较适宜。根据动量定理, $mv = Ft$, 即运动物体质量与速度乘积。要使质量很大的运动物体(例如送料机构的长夹板、夹钳、工件)达到速度 v 就需要很大的冲量 Ft , 时间越短则需力 F 越大。所以低速重载需要 C_v 较小的运动规律。