

单元四

机械系统常用运动机构

在日常生产生活中,人们广泛地使用着各种机器。机器的作用是实现能量转换或完成有用的机械功,以减轻或代替人的劳动,或用以完成信息的传递和变换。随着生产和科技的发展,机器的种类、形式、功能越来越多。

图 4-1 所示为家务机器人,机器人接收到传感器的信息后,能够遵循人们编写的程序指令,自动执行并完成一系列的动作。图 4-2 所示为数控加工中心,它可将零件的加工程序输入机床,再由机床的伺服驱动系统驱动机床的工作台、主轴、自动换刀装置等来完成零件的加工。图 4-3 所示为台式计算机,接通电源后,由键盘输入信息,通过主机内部各部件的处理,由显示器(或打印机、绘图仪)输出信息。



图 4-1 家务机器人



图 4-2 数控加工中心



图 4-3 台式计算机

机器一般由原动部分、执行部分和传动部分组成,是执行机械运动的装置,用来变换或传递能量、物料与信息。

机构是用来传递运动和力的构件系统,但它不能实现能量的转换。

机器和机构的区别在于:机构只是一个构件系统,而机器除构件系统之外还包含电气、液压等其他装置;机构只用于传递运动和力,机器除传递运动和力外,还应当具有变换或传递能量、物料、信息的功能。但是,在研究构件的运动和受力情况时,机器与机构并无区别。

机器和机构统称为机械。各种机械中经常使用的机构称为常用机构。由这些常用机构所组成的系统,称为机械系统。

构件是机械的基本运动单元,它可以是一个零件,也可以是由多个零件刚性连接而成的运动单元。一个机构可以由若干个构件组成。

零件是机械的基本制造单元,它可分为通用零件和专用零件,如齿轮、轴、螺钉等属于通用零件,汽轮机的叶片、内燃机的活塞等属于专用零件。由若干零件装配在一起便组成部件。

无论哪种机器都是由若干零件或部件组成的,并且这些零件或部件之间必须具有确定的相对运动。

学习情境一 运动副及其分类



学习目标

掌握运动副的概念及分类；
能区分低副和高副。



课堂导入

图 4-4 所示为门窗所用的合页,左右两片合页就组成了一个转动副。图 4-5 所示为机床上的滚珠丝杠,螺杆、螺母和滚珠组成了滚珠丝杠副。运动副都有哪些类型?它们各有什么作用?通过学习本节知识,就会找到答案。



图 4-4 门窗所用的合页



图 4-5 机床上的滚珠丝杠



基本知识

一、运动副的概念

机械可以由一个或若干个机构组成,而组成机构的相邻两构件之间必须直接接触且具有确定的相对运动,才能使机械系统的执行部分按照某种规律运动。两构件间直接接触且具有确定的相对运动的连接称为运动副。

二、运动副的分类

构成运动副的两构件之间的相对运动若是平面运动则该副称为平面运动副,若是空间运动则该副称为空间运动副。

两构件间通过点、线、面来实现接触。按两构件间的接触特性,平面运动副可分为低副和高副。

1. 低副

构件间以面接触形成的运动副称为低副。平面运动副中的低副有转动副和移动副两种,空间运动副中的低副有螺旋副和球面副两种。

1) 转动副

若组成运动副的两构件只能在一个平面内相对转动,则这种运动副称为转动副,也称为铰链,如图 4-6 所示。

2) 移动副

若组成运动副的两构件只能沿某一轴线相对移动,则这种运动副称为移动副,如图 4-7 所示。

3) 螺旋副

若组成运动副的两构件只能沿轴线做相对螺旋运动,则这种运动副称为螺旋副,如图 4-8 所示。

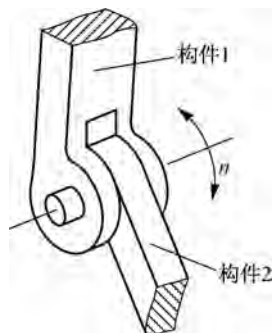


图 4-6 转动副

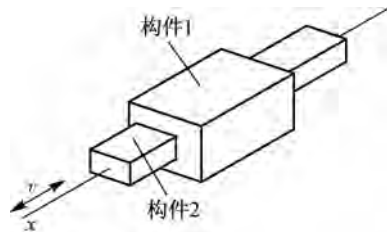


图 4-7 移动副

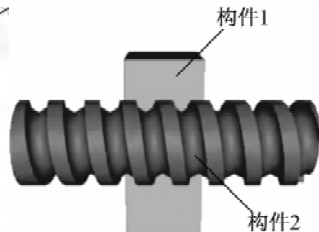


图 4-8 螺旋副

4) 球面副

若组成运动副的两构件只能在一个球面内相对转动,则这种运动副称为球面副,如图 4-9 所示。

低副的接触表面一般为平面或圆柱面,容易制造和维修,承受载荷时单位面积压力较低,因而低副比高副的承载能力大。低副属于滑动摩擦,摩擦损失大,故效率较低;此外,低副不能传递较复杂的运动。

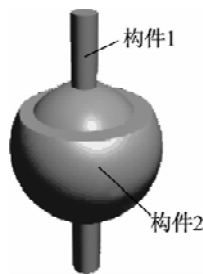


图 4-9 球面副

2. 高副

构件间以点或线接触形成的运动副称为高副。图 4-10(a)所示为凸轮与从动件的接触,属于点接触的高副;图 4-10(b)所示为齿轮的啮合,属于线接触的高副。

由于高副是两构件间点或线接触,故承受载荷时单位面积压力较高(故称为高副),接触处容易磨损,寿命短,制造和维修也较困难,其特点是能传递较复杂的运动。

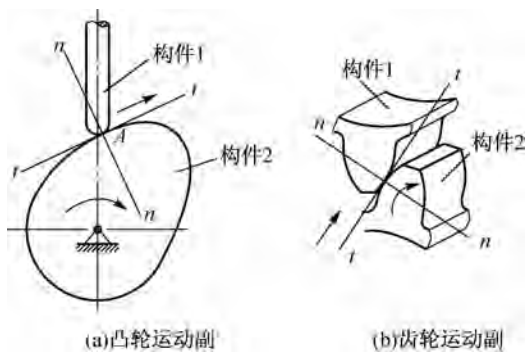


图 4-10 高副

学习情境二 机构的组成原理和机构类型



学习目标

- 掌握机构的组成及运动简图；
- 掌握平面机构自由度及具有确定运动的条件；
- 掌握平面四杆机构的基本形式和基本特性。



课堂导入

图 4-11 所示为颚式破碎机示意图,其原理为:由电动机驱动 V 带轮转动,V 带轮带动曲轴转动,使动颚随之运动,将大块固体压碎。颚式破碎机主体运动机构由曲轴、动颚、肘板组成,它们构成了平面连杆机构。平面连杆机构是机械中应用较多的一种传动机构。机构一般由哪几部分组成?平面连杆机构有何特性?通过学习本节知识,就会找到答案。

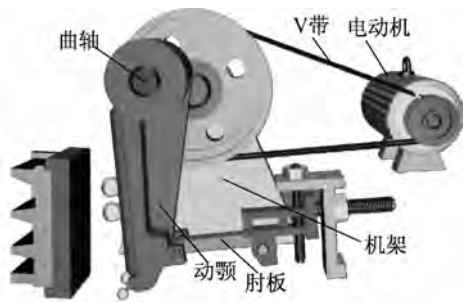


图 4-11 颚式破碎机示意图



基本知识

一、机构的组成及运动简图

机构是具有确定相对运动的构件组合体。所有的运动副都是低副的机构称为低副机构,而只要有一个运动副是高副的机构就称为高副机构。若组成机构的所有构件都在同一平面或平行平面中运动,则该机构称为平面机构,否则称为空间机构。本节主要介绍平面机构。

1. 机构的组成

机构一般由机架、原动件和从动件三部分组成。

1) 机架

机架又称为固定件,是用来支承活动构件(运动构件)的。在分析机构中活动构件的运动时,常以固定构件作为参考坐标系。

2) 原动件

原动件又称为主动件、输入构件,是运动规律已知的活动构件。它的运动和动力由外界输入,因此,原动件通常与动力源相关联,见图 4-11 中的曲轴。

3) 从动件

从动件是机构中随着原动件的运动而运动的活动构件。在机构中除了机架与原动件外,其余构件均为从动件。最终输出预期的运动规律的从动件称为输出构件,见图 4-11 中的动颚。

2. 机构的运动简图

实际构件的外形和结构往往很复杂,在分析现有机构和设计新机构时,为了使问题简单

化,可不考虑构件和运动副的实际结构,仅用简单线条和符号来表示构件的运动副,并按照一定比例确定运动副的相对位置及与运动有关的尺寸。这种表明机构的组成和各构件间真实运动关系的简单图形,称为机构运动简图。

机构运动简图可以简明地表示出一部复杂机器的传动原理,还可以用图解法求机构上各点的轨迹、位移、速度和加速度。

1)常用构件和运动副的简图符号

常用构件和运动副的简图符号见表 4-1。

表 4-1 常用构件和运动副的简图符号 (GB 4460—1984)

名 称	简图符号	名 称	简图符号
构 件	轴、杆		
	三副元素构件	机 架	机架
	机架是转动副的一部分		
构件的永久联接	机架是移动副的一部分		
平面低副	转动副	齿 轮 副	外啮合
			内啮合
	移动副	凸 轮 副	

2)平面机构运动简图的绘制

绘制平面机构运动简图的具体步骤如下:

(1)分析机构的工作原理、组成及运动传递情况,确定机架、原动件和从动件。

(2)确定运动副的类型和数目。

(3)选择恰当的视图平面(投影面)和瞬时运动位置。通常选取与构件运动平行的平面作为投影面。

(4)画图。选取适当的比例尺 $\mu_l = \frac{\text{构件实际尺寸}}{\text{构件图样尺寸}}$ (单位: $\frac{\text{m}}{\text{mm}}$ 或 $\frac{\text{mm}}{\text{mm}}$),从机架、原动件开始按相对位置关系依次画出各运动副,撇开与运动无关的因素,用直线或曲线连接同一构件

上的运动副。

绘制平面机构运动简图时应注意:构件要有编号,运动副要有代号,原动件要用箭头表示运动方向。

例 4-1 绘制图 4-12(a)所示的压力机主体机构的运动简图。

解 (1)分析机构。压力机主体机构由齿轮 10、曲柄 9、连杆 8、滑杆 7、摆杆 6、齿轮 5、滚子 4、滑块 3、冲头 2 和机座 1 共十个构件组成。齿轮 10 为原动件,机座 1 为机架,构件 2、3、4、5、6、7、8、9 为从动件。当原动件 10 回转时,冲头 2 在机座 1 中做上下往复运动。

(2)确定运动副的类型和数目。各构件之间的连接如下:构件 2 和 1、3 和 6、7 和 1 之间为相对移动,构成三个移动副;构件 10 和 O、5 和 1、8 和 9、7 和 8、7 和 6、6 和 4、3 和 2 之间为相对转动,构成七个转动副;构件 10 和 5 之间构成一个高副——齿轮副;构件 5 和 4 之间构成一个高副——凸轮副。

(3)选取适当比例和瞬时运动位置,画图。按图 4-12(a)中尺寸和规定符号画出机构运动简图,并标注构件号、运动副代号及表示原动件的箭头,如图 4-12(b)所示。

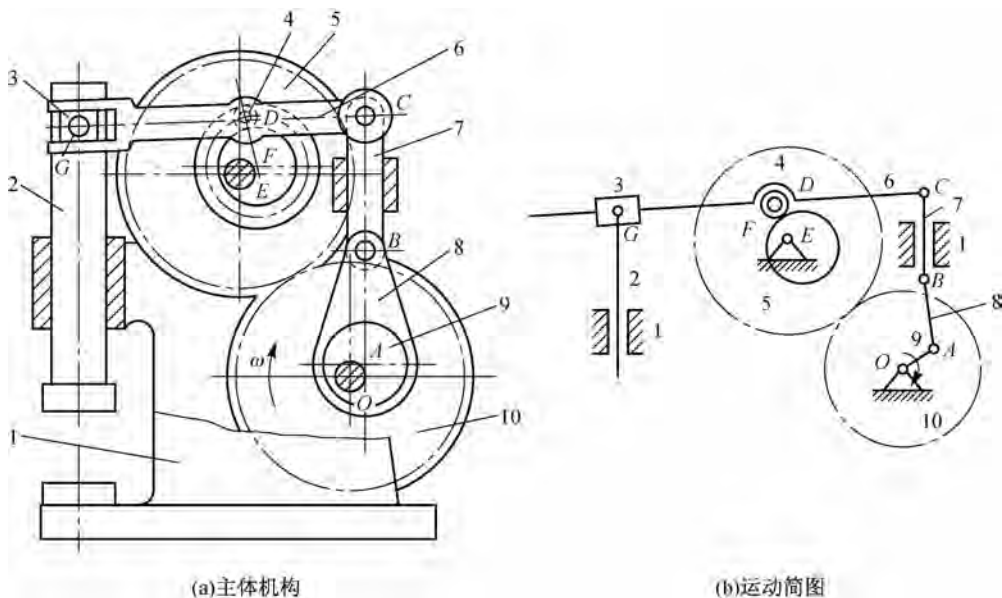


图 4-12 压力机主体机构及运动简图

1—机座; 2—冲头; 3—滑块; 4—滚子; 5、10—齿轮; 6—摆杆; 7—滑杆; 8—连杆; 9—曲柄

例 4-2 绘制图 4-13(a)所示的牛头刨床主体机构的运动简图。

解 (1)分析机构。牛头刨床主体机构由齿轮 1、齿轮 2、滑块 3、导杆 4、床身 5、刨头 6 和摇块 7 共七个构件组成。齿轮 1 为原动件,床身 5 为机架,构件 2、3、4、6、7 为从动件。

(2)确定运动副类型和数目。各构件之间的连接如下:构件 3 和 4、4 和 7、6 和 5 之间为相对移动,构成三个移动副;构件 1 和 5、2 和 5、2 和 3、4 和 6、5 和 7 之间为相对转动,构成五个转动副;构件 1 和 2 之间构成一个高副——齿轮副。

(3)选取适当比例和瞬时运动位置,画图。按图 4-13(a)中尺寸和规定符号画出机构运动简图,并标注构件号、运动副代号及表示原动件的箭头,如图 4-13(b)所示。

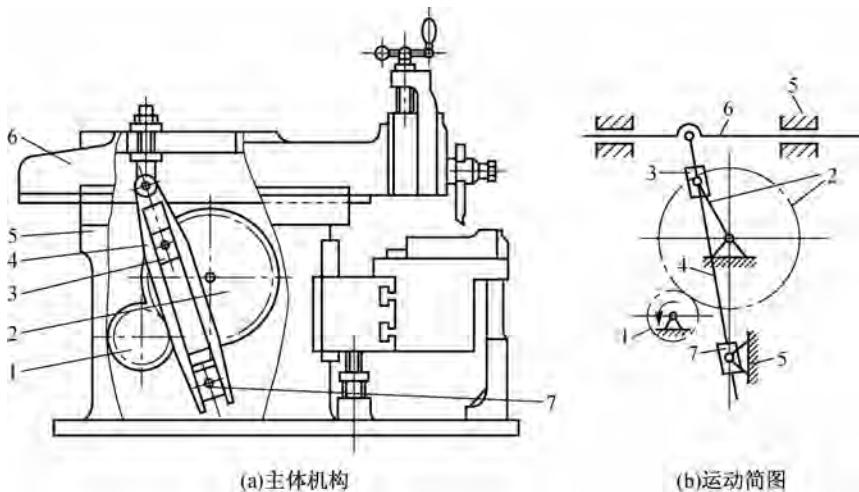


图 4-13 牛头刨床主体机构及运动简图

1、2—齿轮；3—滑块；4—导杆；5—床身；6—刨头；7—摇块

二、平面机构自由度及具有确定运动的条件

机构的各构件间应具有确定的相对运动。显然,不能产生相对运动或做无规则运动的一堆构件难以用来传递运动,为了使组合起来的构件能产生相对运动并具有确定性,有必要研究机构的自由度及具有确定运动的条件。

1. 平面机构的自由度

1) 自由度

做平面运动的构件相对于定参考系所具有的独立运动数目,称为构件的自由度。一个做平面运动的构件具有三个自由度,如图 4-14 所示。因此,平面机构的每个活动构件在未用运动副连接之前都有三个自由度,即沿 x 轴和 y 轴的移动,以及在 xOy 平面内的转动。

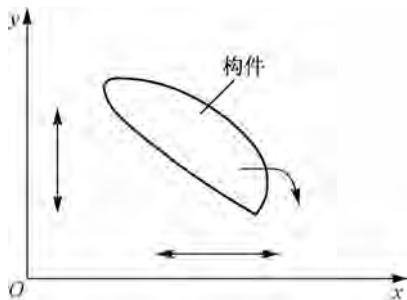


图 4-14 活动构件的自由度

2) 约束

当两构件组成运动副后,它们之间的某些相对运动受到限制,对于相对运动所加的限制称为约束。不同种类的运动副引入的约束不同,所保留的自由度也不同。图 4-6 中两构件组成转动副,构件间不能相对移动,构件失去了两个自由度,也就是引入了两个约束,使构件只能相对转动,保留了一个自由度;图 4-7 中两构件组成移动副后,也引入了两个约束,使构件保留了一个自由度,即沿 x 轴移动;图 4-10 中的高副,则只引入了沿接触处公法线 $n-n$ 方向移动的约束,保留了绕接触处转动和沿接触处公切线 $t-t$ 方向移动的两个自由度。

综上所述,在平面机构中,每个低副引入两个约束,构件保留一个自由度;每个高副引入一个约束,构件保留两个自由度。

3) 机构自由度的计算

设平面机构由 n 个活动构件组成,则形成运动副前就会有 $3n$ 个自由度。用运动副连接



后便引入了约束,减少了自由度。若机构中有 P_L 个低副、 P_H 个高副,则机构中全部运动副所引入的约束总数为 $2P_L + P_H$ 。因此,活动构件自由度总数扣除因形成运动副而减少的自由度,余下的自由度即为机构自由度,用 F 表示,即

$$F = 3n - 2P_L - P_H \quad (4-1)$$

例 4-3 试计算图 4-15 所示的活塞泵机构的自由度。

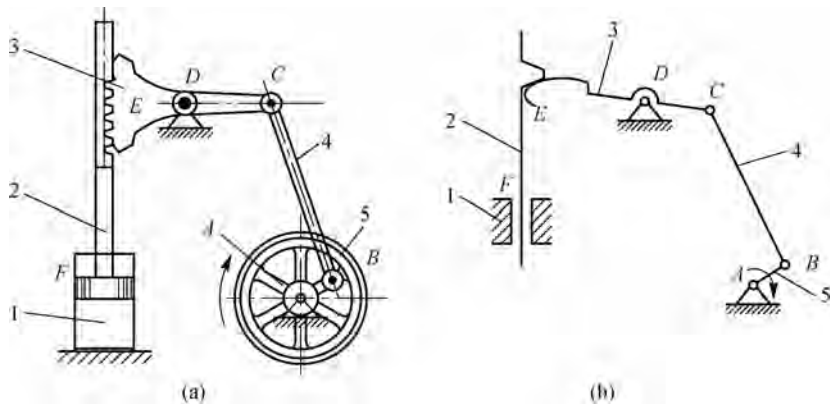


图 4-15 活塞泵机构

解 (1) 活塞泵有四个活动构件分别为 2、3、4、5。因此, $n=4$ 。

(2) 构件 5 和 1、5 和 4、4 和 3、3 和 1 组成了四个转动副, 构件 1 和 2 组成一个移动副。因此, $P_L=5$ 。

(3) 构件 3 和 2 组成一个高副。因此, $P_H=1$ 。由式(4-1)得活塞泵机构的自由度为 $F=3n-2P_L-P_H=3 \times 4-2 \times 5-1=1$ 。

2. 平面机构自由度计算的注意事项

1) 复合铰链

两个以上的构件在同一处以转动副相连接,各构件均可绕转动副的销轴做相对转动,这种连接称为复合铰链。图 4-16(a)所示为三个构件汇交成的复合铰链,图 4-16(b)所示为其俯视图。从图中可以看出,这三个构件组成了两个转动副。由此, K 个构件形成复合铰链应具有 $(K-1)$ 个转动副,计算自由度时应该注意找出复合铰链。

如图 4-17 所示的惯性筛机构中, C 点就是由三个构件组成的复合铰链。因此,该机构 $n=5, P_L=7, P_H=0$, 由式(4-1)得该机构的自由度为 $F=3 \times 5-2 \times 7=1$ 。

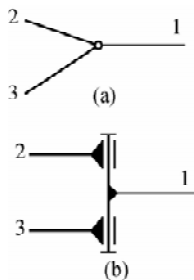


图 4-16 复合铰链

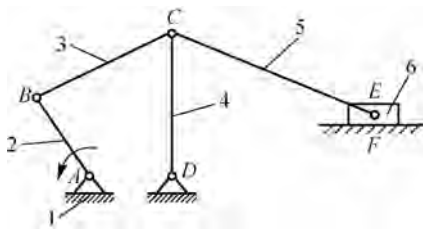


图 4-17 惯性筛机构

2)局部自由度

机构中出现的与整个机构运动无关的某些构件的局部独立运动,称为局部自由度(或多余自由度),在计算机构自由度时应将其去除。如图 4-18(a)所示,滚子 2 绕从动杆 1 端部转动,并不影响其他构件的运动,因而是局部自由度,在计算机构自由度时应将其去除。如图 4-18(b)所示,可设想将滚子与从动件固定成为一个整体,则凸轮机构中, $n=2, P_L=2, P_H=1$,由式(4-1)得该机构的自由度为 $F=3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$ 。

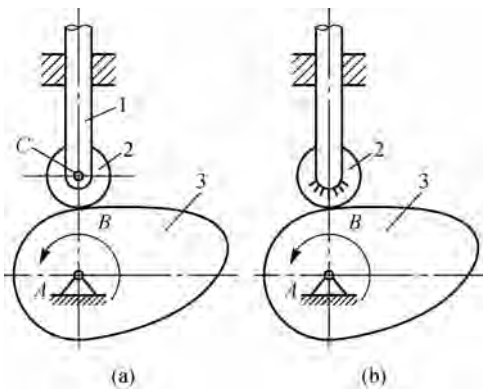


图 4-18 局部自由度
1—从动杆; 2—滚子; 3—凸轮

局部自由度不影响整个机构的运动,但滚子可使高副接触处的滑动摩擦变成滚动摩擦,减少磨损,所以实际机械中常出现局部自由度。

3)虚约束

虚约束是对机构运动不起独立限制作用的约束,是构件间几何尺寸满足某些特殊要求的产物。虚约束常在以下几种情况下产生:

(1)机构运动时,如果两构件上两点间的距离始终保持不变,将此两点用构件和运动副连接,则会带进虚约束。如图 4-19(a)所示,机构中 CF 杆对 BD 杆形成的约束为虚约束,应不考虑 CF 杆的作用,按图 4-19(b)所示进行计算。而图 4-19(c)所示的平行四边形机构则不存在虚约束。

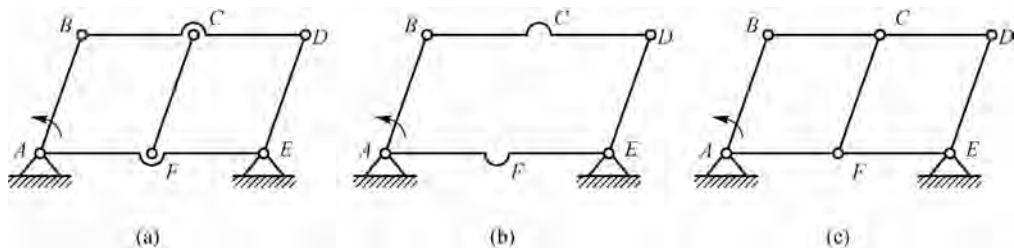


图 4-19 平行四边形机构

(2)两构件组成多个移动副或转动副,其导路平行或回转轴线重合。如图 4-20(a)所示, A, B 两处组成了两个转动副,但只有一个转动副起约束作用,计算机构自由度时应按一个转动副计算;如图 4-20(b)所示,构件 1 与机架组成了 A, B, C 三个移动副,计算机构自由度时应只按一个移动副计算;如图 4-20(c)所示,凸轮 1 与框架 2 上、下都为高副接触,但计算机构自由度时只考虑其中一处,另一处为虚约束。

(3)机构中对传递运动不起独立作用的对称部分。如图 4-21(a)所示,中心轮 z_1 经过两个对称布置的小齿轮 z_2 和 z_2' 驱动内齿轮 z_3 ,其中有一个小齿轮对传递运动不起独立作用。但由于第二个小齿轮的加入增加了三个自由度,组成一个转动副和两个高副,共引入四个约束。去掉虚约束后,如图 4-21(b)所示。

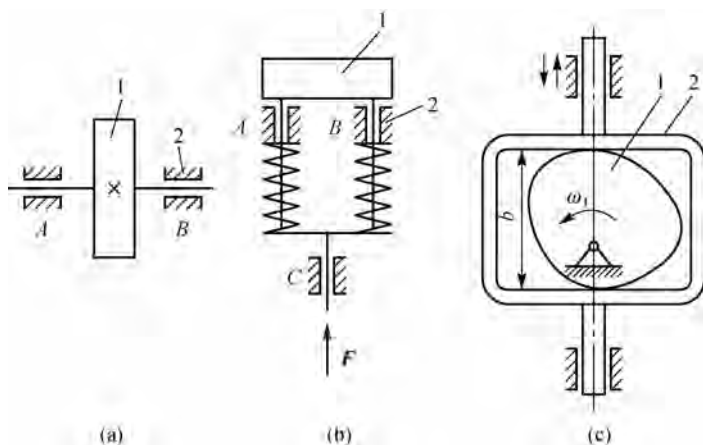


图 4-20 两构件组成多个运动副

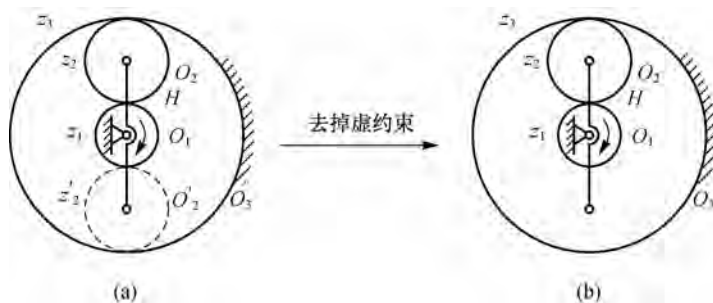


图 4-21 对称结构引入的虚约束

虚约束虽然对机构运动不起独立约束作用,但为了提高支承的稳定性,增加机构刚度或分流动力,保证机构顺利运动,在机构中常有应用。但是,虚约束对制造、安装精度要求较高,当不满足几何条件时,就会成为实际约束而使机构不能运动。因此,在设计中应尽量避免不必要的虚约束。

例 4-4 计算图 4-22(a)所示大筛机构的自由度。

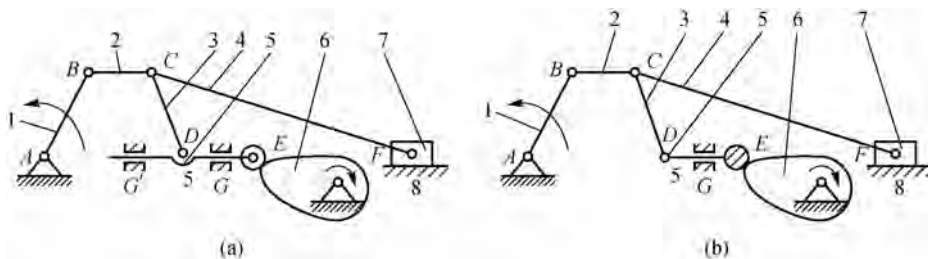


图 4-22 大筛机构

解 (1)分析机构。机构中 E 处的滚子自转为局部自由度;顶杆 DE 与机架组成两导路移动副 G, G' ,其中一处为虚约束; C 处为复合铰链。去掉局部自由度和虚约束后,大筛机构如图 4-22(b)所示。

(2) 计算机构自由度。在图 4-22(b) 中, $n=7, P_L=9$ (注意 C 处为复合铰链), $P_H=1$, 由式(4-1)得该机构的自由度为 $F=3n-2P_L-P_H=3 \times 7-2 \times 9-1=2$ 。

3. 平面机构具有确定运动的条件

平面机构的自由度即机构所具有的独立运动的数目。显然, 只有机构自由度大于零, 机构才有可能运动。同时, 只有给机构输入的独立运动数目与机构的自由度数目相等, 该机构才有确定的运动。

根据自由度与原动件数之间的关系可以判定机构是否具有确定的运动:

- (1) 如果机构自由度大于零且大于原动件数, 则机构能够运动, 但运动不确定。
- (2) 如果机构自由度大于零且等于原动件数, 则机构具有确定的运动。
- (3) 如果机构自由度小于等于零或小于原动件数, 则机构无法运动。

三、平面四杆机构的基本形式和基本特性

由若干构件用低副连接而组成的平面机构称为平面连杆机构。由四个构件组成的平面连杆机构称为平面四杆机构。全部由转动副连接而组成的平面四杆机构称为铰链四杆机构。铰链四杆机构是多杆机构的基础, 其在生产生活中应用广泛, 如缝纫机的脚踏机构、公共汽车车门启闭机构、飞机起落架机构等。

1. 铰链四杆机构的组成

如图 4-23 所示, 固定构件 4 称为机架, 不与机架相连接的构件 2 称为连杆, 连杆做复杂的平面运动。与机架用转动副连接的构件 1 和构件 3 称为连架杆, 连架杆按其运动特征可分为曲柄和摇杆两种。

(1) 曲柄。曲柄是与机架用转动副相连且能绕其轴线整周转动的构件, 见图 4-23 中的构件 1。

(2) 摇杆。摇杆是与机架用转动副相连但只能绕其轴线摆动的构件, 见图 4-23 中的构件 3。

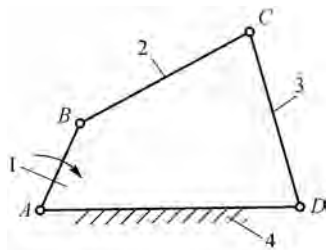


图 4-23 铰链四杆机构

2. 铰链四杆机构的基本形式

对于铰链四杆机构来说, 机架和连杆总是存在的, 根据连架杆运动形式的不同, 其可分为曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

1) 曲柄摇杆机构

在铰链四杆机构中, 如果两个连架杆中一个为曲柄, 另一个为摇杆, 则该铰链四杆机构称为曲柄摇杆机构。

在曲柄摇杆机构中, 若以曲柄作为原动件, 则可将曲柄的整周转动转换为摇杆的往复摆动, 如图 4-24 所示, 曲柄 1 回转带动摇杆 2 完成搅拌工作; 若以摇杆作为原动件, 则可将摇杆的往复摆动转换为曲柄的整周转动, 如图 4-25 所示, 摇杆 1 (脚踏板) 通过连杆 2 带动曲柄 3 做整周转动。

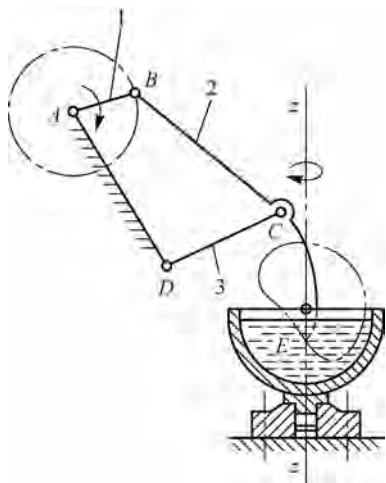


图 4-24 搅拌机

1—曲柄; 2、3—摇杆

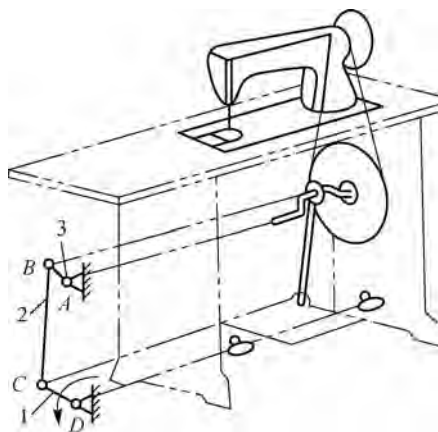


图 4-25 缝纫机

1—摇杆；2—连杆；3—曲柄

2) 双曲柄机构

在铰链四杆机构中,如果两连架杆均为曲柄,则该铰链四杆机构称为双曲柄机构。

在双曲柄机构中,用的是最多的是平行双曲柄机构,或称为平行四边形机构,其特点是两曲柄的旋转方向相同,且角速度时刻相等,连杆做平移运动。对于平行双曲柄机构,无论以哪个构件作为机架,其都属于双曲柄机构;但若取较短构件作为机架,则两个曲柄的转动方向始终相同。机械中有许多例子就是由于此特点才采用平行四边形机构。图 4-26 所示的机车车轮联动机构中,以 AB 、 EF 、 CD 中任意两杆为曲柄即构成双曲柄机构。

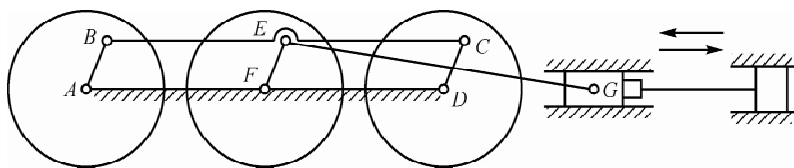


图 4-26 机车车轮联动机构

应当注意,当双曲柄机构四个铰链中心处于同一直线时,将出现运动不确定状态,如图 4-27(a)所示。为了消除这种运动不确定状态,可以采用两组彼此错开 100° 的相同机构固联组合,如图 4-27(b)所示。而在机车车轮联动机构中则是利用第三个平行曲柄来消除其运动的不确定状态的。

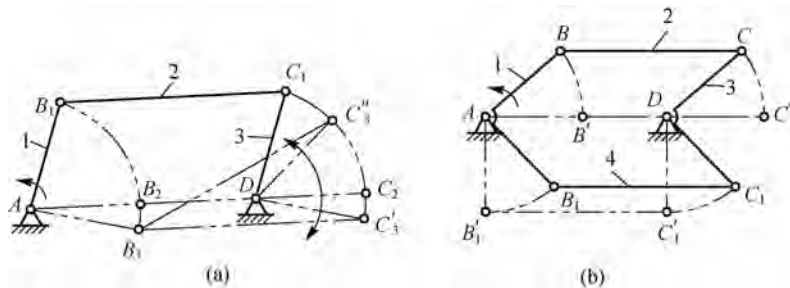


图 4-27 平行四边形机构

双曲柄机构中还有一种特例,即反平行四边形机构,连杆与机架不平行,如图 4-28 所示。图 4-29 所示的公共汽车车门启闭机构,即为反平行四边形机构的一个应用实例。当主动曲柄 AB 转动时,通过连杆 BC 使从动曲柄 CD 朝相反方向转动,从而保证两扇车门同时开启和关闭(B_1 、 B_2 与 C_1 、 C_2 为 B 、 C 点的不同位置)。

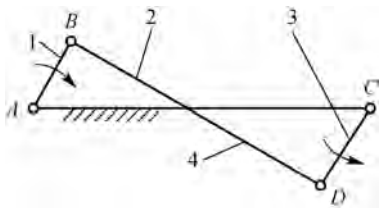


图 4-28 反平行四边形机构

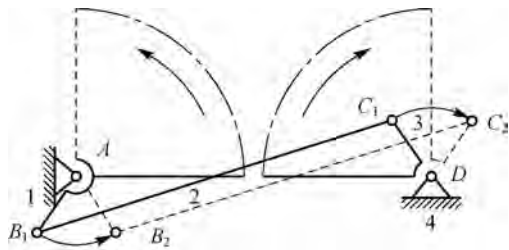


图 4-29 公共汽车车门启闭机构

3) 双摇杆机构

在铰链四杆机构中,两个连架杆均为摇杆,则该铰链四杆机构称为双摇杆机构。图 4-30 所示为起重机机构。该机构属于双摇杆机构,利用连杆上的特殊点 M 实现货物的水平吊运。图 4-31 所示为飞机起落架机构,该机构也属于双摇杆机构。飞机要着陆前,着陆轮 1 须从机翼(机架)4 中推放至图中实线所示位置,该位置处于双摇杆机构的死点,即 AB 和 BC 共线。飞机起飞后,为了减小飞行中的空气阻力,又须将着陆轮收入机翼中(图中虚线位置 $AB'C'D$)。上述动作由主动摇杆 AB 通过连杆 BC 驱动从动摇杆 CD 带着着陆轮 1 实现。

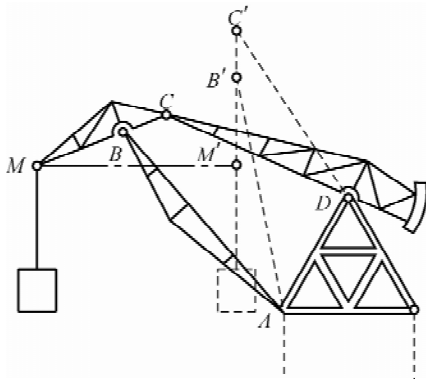


图 4-30 起重机机构

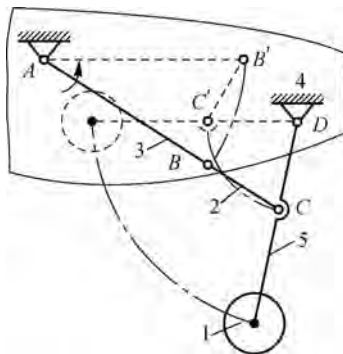


图 4-31 飞机起落架机构
1—着陆轮; 2、3、5—摇杆; 4—机翼

3. 平面四杆机构的演化

一般生产中广泛应用各种四杆机构,这些机构虽然具有不同的外形和构造,但都具有相同的运动特性,或一定的内在联系,并且都可看做是从铰链四杆机构演化而来的。演化大致有以下三种基本方式。

1) 转动副演化为移动副

转动副演化为移动副是一种使构件长度发生特殊变化的演化方式。

图 4-32 所示的曲柄摇杆机构中,铰链中心 C 的轨迹是以 D 为圆心,以 CD 为半径的圆弧,见图 4-32(a);若 CD 增至无穷大, C 点轨迹变为直线,于是摇杆 3 演化为直线运动的滑



块,转动副 D 演化为移动副,铰链四杆机构便演化为曲柄滑块机构,见图 4-32(b);若 C 点运动轨迹通过曲柄转动中心 A ,则该铰链四杆机构称为对心曲柄滑块机构,见图 4-32(c);否则,称为偏置曲柄滑块机构,见图 4-32(d)。

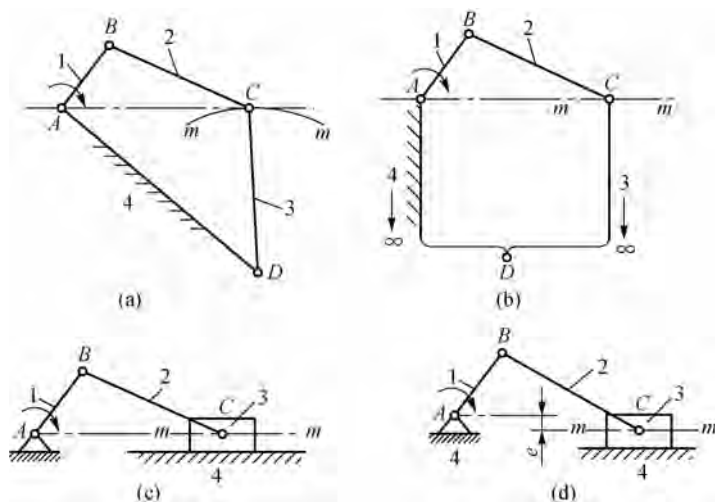


图 4-32 曲柄滑块机构的演化过程

曲柄滑块机构广泛应用在活塞、空压机、冲床等机械中。

2) 扩大转动副

扩大转动副是一种使移动副尺寸发生特殊变化的演化方式。

图 4-33(a)和图 4-33(b)所示的曲柄摇杆机构中,构件 1 为曲柄,构件 3 为摇杆。若将曲柄销 B 的半径增大,使其超过曲柄的长度,则曲柄就演变成为一个几何中心与回转中心不重合的圆盘,此圆盘称为偏心轮,这种机构称为偏心轮机构,如图 4-33(c)和图 4-33(d)所示。扩大转动副的演化方式只是使组成转动副的构件尺寸变大了,而各构件间的相对运动特性不变。

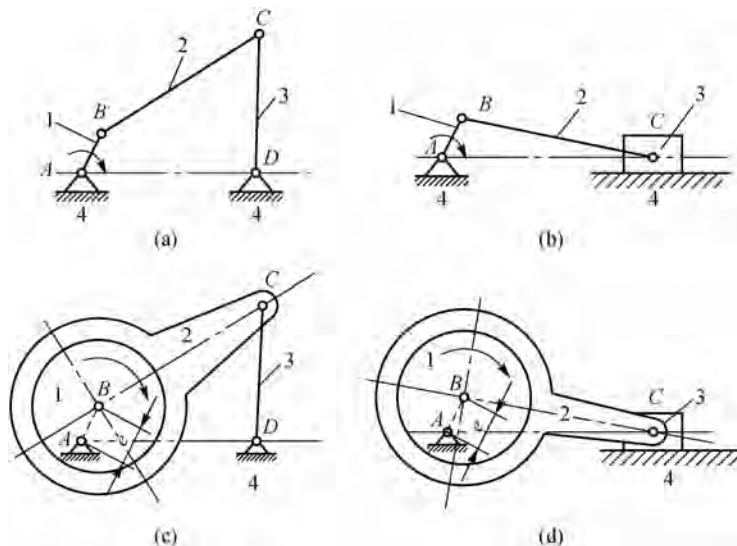


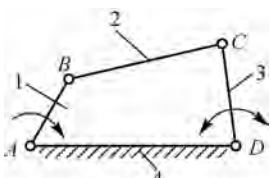
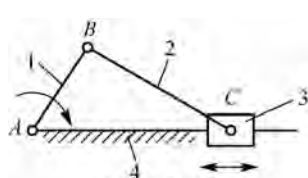
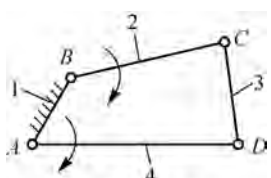
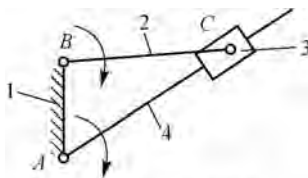
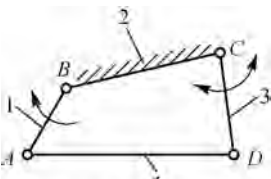
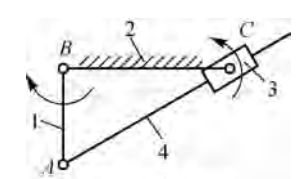
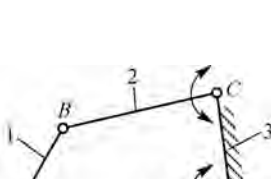
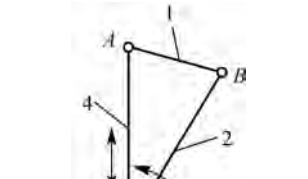
图 4-33 偏心轮机构的演化过程

偏心轮机构多用于曲柄销承受大冲击载荷,或曲柄长度较短及曲柄需要装在直轴中部的机器中,以便增大轴颈的尺寸,提高偏心轴的强度和刚度,简化结构。因此,偏心轮机构广泛用于传力较大的冲床、颚式破碎机和内燃机等机械中。

3)取不同构件作为机架

取不同构件作为机架时铰链四杆机构的演化见表 4-2。

表 4-2 取不同构件作为机架时铰链四杆机构的演化

作为机架的构件	铰链四杆机构	回转副 D 转化成移动副后的机构
4	 <p>曲柄摇杆机构</p>	 <p>曲柄滑块机构</p>
1	 <p>双曲柄机构</p>	 <p>转动导杆机构</p>
2	 <p>曲柄摇杆机构</p>	 <p>曲柄滑块机构</p>
3	 <p>双摇杆机构</p>	 <p>移动导杆机构</p>

4. 平面四杆机构的基本特性

1)铰链四杆机构存在曲柄的条件

铰链四杆机构三种基本形式的区别,在于机构中是否存在曲柄和有几个曲柄。而铰链四杆机构中是否存在曲柄,取决于机构中各杆的相对长度和机架的选择。铰链四杆机构存在曲柄的条件如下:

(1)最长杆与最短杆的长度之和小于或等于其余两杆的长度之和。

(2)最短杆或其相邻杆应为机架。

根据曲柄存在的条件可得如下推论：

(1)当最长杆与最短杆的长度之和大于其余两杆的长度之和时，只能得到双摇杆机构。

(2)当最长杆与最短杆的长度之和小于或等于其余两杆的长度之和时，若最短杆为机架，则得到双曲柄机构；若最短杆的相邻杆为机架，则得到曲柄摇杆机构；若最短杆的对面杆为机架，则得到双摇杆机构。

2)压力角和传动角

(1)压力角。压力角 α 是指从动件上某点的受力方向与该点的速度方向所形成的锐角。

(2)传动角。传动角 γ 是指连杆与摇杆所夹的锐角，即压力角的余角。

如图 4-34 所示的铰链四杆机构中，如果不计惯性力、重力、摩擦力，则连杆 2 是二力杆，由主动件 1 经过连杆 2 作用在从动件 3 上的驱动力 F 将沿着连杆 2 的中心线 BC 的方向运动。力 F 可分解为两个分力，即沿受力点 C 的速度 v_C 方向的分力 F_t 和垂直于 v_C 方向的分力 F_n 。其计算公式为

$$F_t = F \cos \alpha = F \sin \gamma \quad (4-2)$$

$$F_n = F \sin \alpha = F \cos \gamma \quad (4-3)$$

其中， F_n 只能使铰链 C, D 产生径向压力，而 F_t 才是推动从动件 CD 运动的有效分力。显然，压力角 α 越小，传动角 γ 越大，使从动件运动的有效分力就越大，机构的传动性能就越好；反之，压力角 α 越大，传动角 γ 越小，机构传力越困难，传动效率越低。因此， α 和 γ 是反映机构传动性能的重要指标。由于传动角 γ 便于测量，工程上通常以传动角 γ 来衡量机构传动性能。机构运动时传动角 γ 是变化的，为了保证机构传动性能良好，设计时一般应使 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ \sim 50^\circ$ 。

当曲柄 AB 转到与机架 AD 重叠共线和展开共线两位置 AB_1, AB_2 时，传动角将出现极值 γ' 和 γ'' (传动角总为锐角)，设计时只要校核其中的较小值即可。

3)急回特性

图 4-35 所示的曲柄摇杆机构中，当曲柄 AB 为原动件且做等速回转时，摇杆 CD 做往复变速运动，曲柄 AB 在转动一周的过程中有两次与连杆共线。这时摇杆 C 分别处在左右两个极限位置 C_1D, C_2D 。曲柄的两个极限位置之间所夹的锐角 θ 称为极位夹角，摇杆的两个极限位置之间的夹角 ψ 称为摇杆的摆角。

在图 4-35 中，当曲柄 AB 顺时针从 AB_1 转到 AB_2 时，转过角度为 $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ ，摇杆

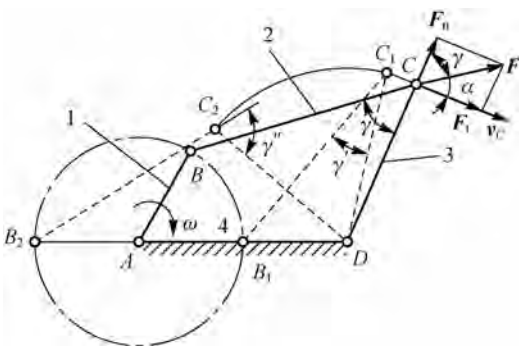


图 4-34 压力角和传动角
1—主动件；2—连杆；3—从动件

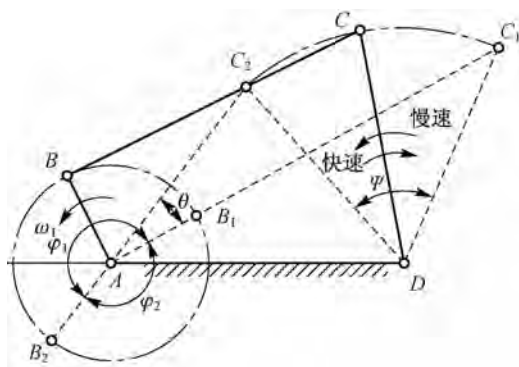


图 4-35 急回特性

CD 由 C_1D 摆到 C_2D , 所需时间为 t_1 , C 点的平均速度为 v_1 。当曲柄顺时针从 AB_2 转到 AB_1 时, 转过角度为 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$, 摇杆由 C_2D 摆到 C_1D , 所需时间为 t_2 , C 点的平均速度为 v_2 。由于曲柄等速转动, 但 $\varphi_1 > \varphi_2$, 故使得 $t_1 > t_2$, 而摇杆 CD 来回摆动的行程相等, 均为弧 $\widehat{C_1C_2}$, 所以 $v_2 > v_1$ 。这种特性称为机构的急回特性。通常用行程速度变化系数 K 来表示机构的急回特性, 即

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\frac{\widehat{C_2C_1}}{t_2}}{\frac{\widehat{C_1C_2}}{t_1}} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (4-4)$$

由式(4-4)可知, K 值越大, 急回特性越显著。将式(4-4)整理后, 可得极位夹角的计算公式, 即

$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1} \quad (4-5)$$

生产中有许多利用急回特性来缩短非生产时间以提高生产效率的例子, 如往复输送机、牛头刨床, 它们的运动简图分别如图 4-36 和图 4-37 所示。

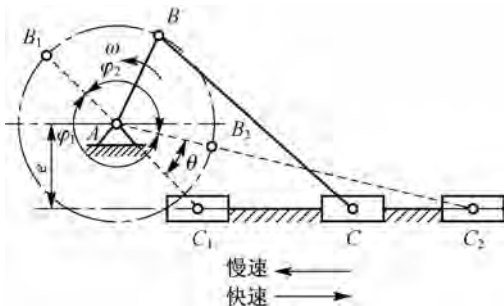


图 4-36 往复输送机的运动简图

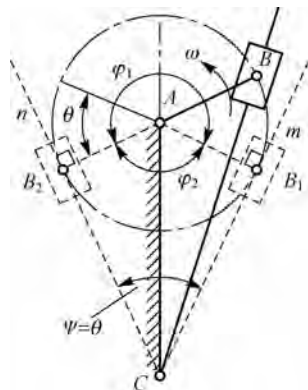


图 4-37 牛头刨床的运动简图

4) 死点位置

图 4-38 所示的曲柄摇杆机构中, 设摇杆 CD 为主动件, 则当该机构处于图 4-38 的两个虚线位置之一时, 连杆与曲柄在一条直线上, 出现了传动角 $\gamma = 0^\circ$ 的情况。这时主动件 CD 通过连杆作用于从动件 AB 上的力恰好通过其转动中心 A, 将不能使从动件 AB 转动而出现“顶死”现象。机构的这种位置称为死点位置。死点位置常使机构从动件无法运动或出现运动不确定的现象(即从动件在该位置可能向反方向转动)。对于具有极限位置的四杆机构, 当以往复运动构件作为主动件时, 机构均有两个死点位置。

对于传动机构来说, 机构有死点位置是不利的, 应采取措施使机构顺利通过死点位置。对于连续回转的机器, 通常可利用从动件的惯性(必要时可附加飞轮来增大惯性)来通过死点位置, 如缝纫机就是利用带轮的惯性通过死点位置的, 也可采用增大从动件的质量或机构错位排列的方法来通过死点位置。

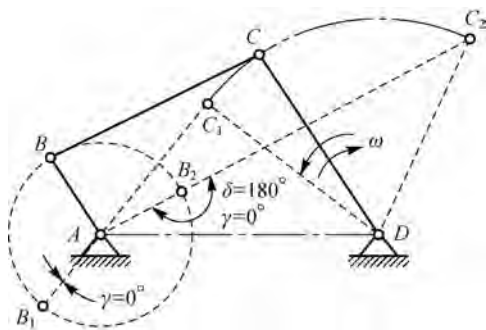
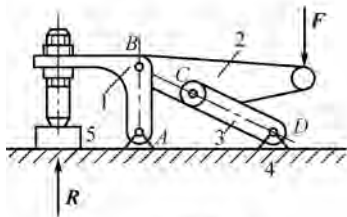


图 4-38 死点位置

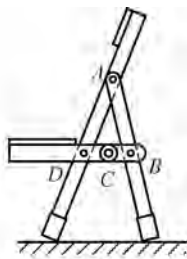
在工程实践中,也常常利用机构的死点位置来实现一些特定的工作要求。图 4-39(a)所示的钻床夹具就是利用死点位置夹紧工件,并保证在钻削加工时工件不会松脱;如图 4-39(b)所示,折叠式靠椅靠背 AB 可视为机架,靠背脚 BC 可视为主动件,使用时,机构处于图示的死点位置,因此,人坐在椅子上,椅子不会自动松开或合拢。此外,图 4-31 所示的飞机起落架机构也是利用死点位置来承受飞机降落时的地面冲击力的。



小提示



(a) 钻床夹具



(b) 折叠式靠椅

图 4-39 机构死点位置的应用

学习情境三 凸轮机构



学习目标

- 掌握凸轮机构的组成、类型和应用；
- 掌握凸轮机构从动件常用运动规律。



课堂导入

图 4-40 所示为内燃机配气机构,它是凸轮机构的一种常见应用;图 4-41 所示为自动车床靠模机构,拖板带动刀架 2 沿着靠模凸轮 1 的轮廓运动,刀刃走出手柄的外形轨迹。凸轮

机构的特点是什么？它能实现哪些运动规律？通过学习本节知识，就会找到答案。

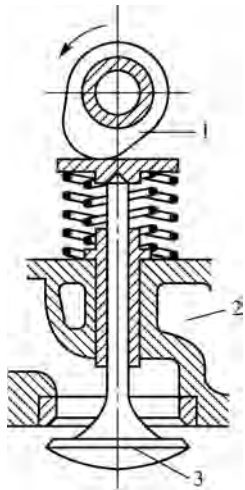


图 4-40 内燃机配气机构
1—凸轮；2—机架；3—气阀杆

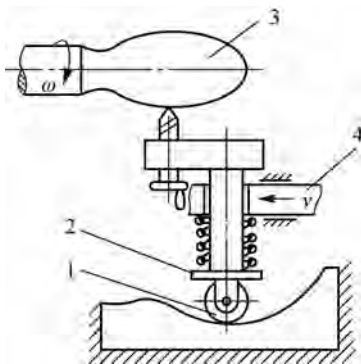


图 4-41 自动车床靠模机构
1—凸轮；2—刀架；3—工件；4—拖板

基本知识

一、凸轮机构概述

在机械装置中，尤其是自动控制机械中，为了实现某些特殊或复杂的运动规律，广泛应用着各种凸轮机构。凸轮机构通过高副接触可使从动件获得各种预期的规律运动。从动件的运动规律取决于凸轮的轮廓形状。凸轮机构的优点是只需设计出适当的凸轮轮廓，就可使从动件实现各种预期的运动规律，且结构简单、紧凑、设计方便；缺点是凸轮与从动件为点接触或线接触，压强大，易磨损，难加工，成本高。因此，凸轮机构常用于传力不大的控制机构中。

1. 凸轮机构的组成

凸轮机构一般由凸轮(原动件)、从动件和机架三部分组成，如图 4-42 所示。凸轮是一个具有变化向径或曲线轮廓的构件，能控制从动件实现移动或摆动等不同的运动规律，机架起着支承凸轮和从动件的作用。

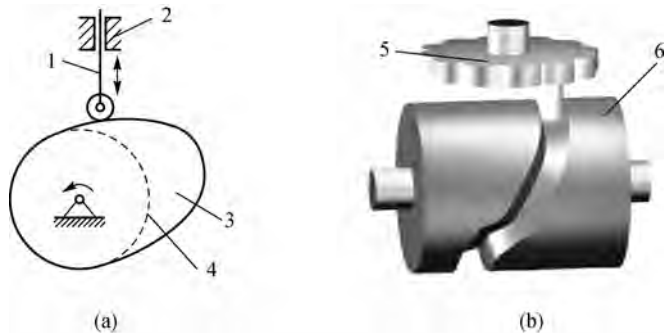


图 4-42 凸轮机构的组成

1—从动件；2—机架；3—凸轮；4—基圆；5—从动转盘；6—主动凸轮

2. 凸轮机构的类型

凸轮机构的种类很多,可从以下几个不同角度进行分类。

1) 按形状分

凸轮机构按其形状可分为盘形凸轮机构、圆柱凸轮机构和移动凸轮机构。

(1) 盘形凸轮机构。盘形凸轮机构是一个绕固定轴线转动且径向变化的盘状构件,见图 4-42(a)。盘形凸轮是凸轮的基本形状,其他形状的凸轮均是盘形凸轮演化的结果。

(2) 移动凸轮机构。移动凸轮机构可看做是当转动中心在无穷远处时盘形凸轮机构的演化形式,见图 4-41。

(3) 圆柱凸轮机构。圆柱凸轮机构是一种在圆柱面上开有曲线凹槽或在圆柱端面上制出曲线轮廓的构件,见图 4-42(b)。它可看做是将移动凸轮卷成圆柱体而成的。

2) 按从动件端部形状分

凸轮机构按其从动件端部形状可分为尖顶从动件凸轮机构、滚子从动件凸轮机构和平底从动件凸轮机构。

(1) 尖顶从动件凸轮机构。尖顶从动件凸轮机构端部能与复杂的凸轮轮廓保持接触,因而能实现任意预期的运动规律。但尖顶从动件与凸轮之间为点接触,磨损快,所以只适用于受力不大的低速凸轮机构,如图 4-43(a)和图 4-43(d)所示。

(2) 滚子从动件凸轮机构。在从动件端部装一滚子,即成为滚子从动件凸轮机构,如图 4-43(b)和图 4-43(e)所示。滚子从动件与凸轮之间为滚动摩擦,耐磨损,且可承受较大的载荷。但凸轮上凹陷的轮廓未必能很好地与滚子接触,从而影响实现预期的运动规律。

(3) 平底从动件凸轮机构。平底从动件凸轮机构与凸轮轮廓表面接触的端面为一平面。如图 4-43(c)和图 4-43(f)所示,凸轮与从动件之间的作用力始终垂直于平底的平面,受力比较平稳,且接触面间易形成油膜,利于润滑,减少磨损,适用于高速传动。但它不能应用在有凹槽轮廓的凸轮机构中,因此,运动规律受到一定的限制。

3) 按从动件运动形式分

凸轮机构按其从动件运动形式可分为移动从动件凸轮机构和摆动从动件凸轮机构。

(1) 移动从动件凸轮机构。图 4-43(a)、图 4-43(b)和图 4-43(c)中,凸轮机构的从动件均为移动从动件。

(2) 摆动从动件凸轮机构。图 4-43(d)、图 4-43(e)和图 4-43(f)中,凸轮机构的从动件均为摆动从动件。

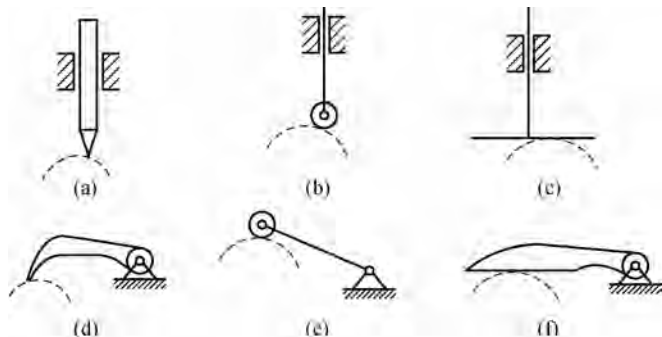
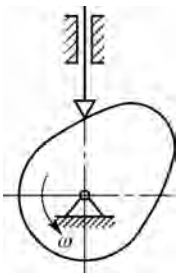
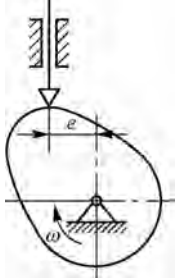
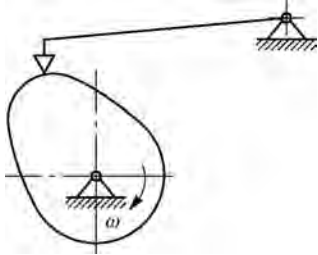
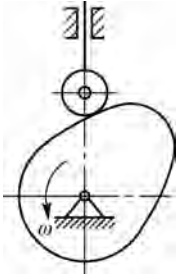
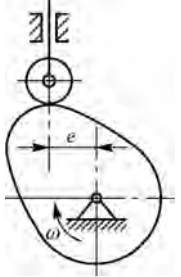
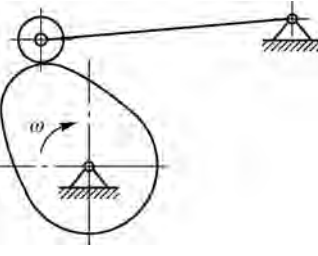
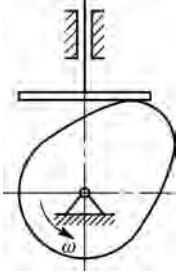
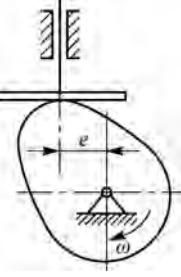
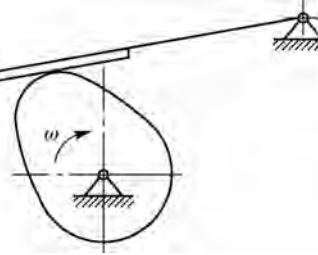
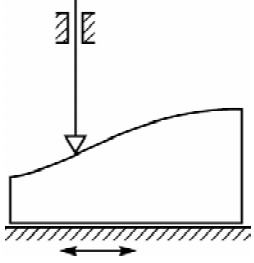
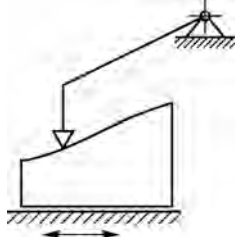
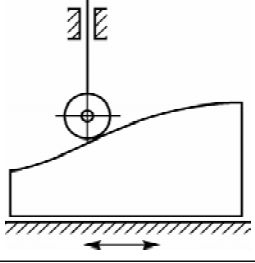
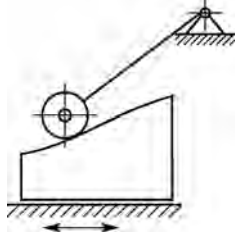


图 4-43 凸轮机构按从动件端部形状和运动形式分类

凸轮机构的主要类型及运动简图见表 4-3。

表 4-3 凸轮机构的主要类型及运动简图

类 型	移动从动件运动简图			摆动从动件运动简图
	从 动 件	对 心	偏 置	
盘形凸轮机构	尖顶从动件			
	滚子从动件			
	平底从动件			
移动凸轮机构	尖顶从动件			
	滚子从动件			

续表

类 型	移动从动件运动简图	摆动从动件运动简图
圆柱凸轮机构		

4) 按锁合方式分

凸轮机构按其锁合方式可分为力锁合凸轮机构和形锁合凸轮机构。

(1) 力锁合凸轮机构。力锁合凸轮机构利用弹簧力或从动件自身重力使从动件与凸轮始终保持接触,如图 4-44(a)所示。

(2) 形锁合凸轮机构。形锁合凸轮机构利用凸轮和从动件的特殊几何形状使从动件与凸轮始终保持接触。图 4-44(b)所示的从动件通过凸轮上的凹槽在几何形状上限定两者的位置,从而使其始终保持接触。图 4-44(c)所示的从动件设计成框架形状在几何形状上限定两者的位置,从而使其始终保持接触。

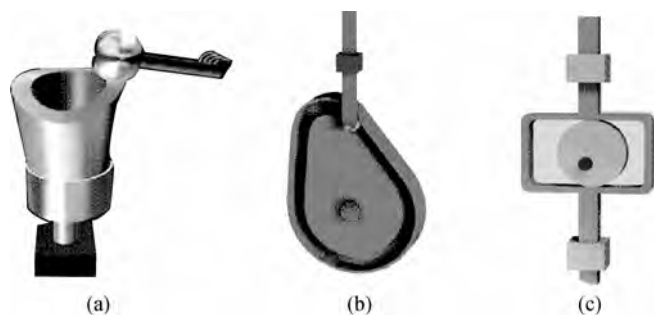


图 4-44 凸轮机构按锁合方式分类

3. 凸轮机构的应用

生产生活中,有许多应用凸轮机构的实例。

内燃机配气机构见图 4-40。当凸轮 1 等速转动时,由于其轮廓向径不同,迫使气阀杆(从动件)3 上、下往复移动,从而控制气阀的开启与闭合。气阀开启与闭合时间的长短及运动的速度和加速度的变化规律,取决于凸轮轮廓曲线的形状。

绕线机构如图 4-45 所示,当绕线轴 3 快速转动时,经齿轮带动凸轮 1 缓慢地转动,通过凸轮轮廓与尖顶 A 之间的作用,驱使布线杆(从动件)2 往复摆动,从而使线均匀地缠绕在绕线轴 3 上。

送料机构如图 4-46 所示。带凹槽的圆柱凸轮 1 做等速转动,槽中的滚子带动送料杆(从动件)2 做往复移动,将工件推至指定的位置从而完成自动送料任务。

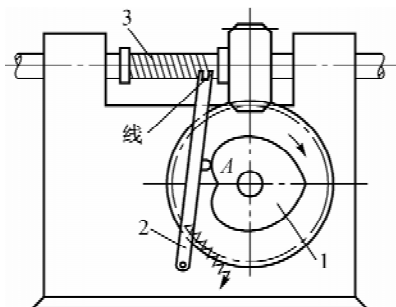


图 4-45 绕线机构

1—凸轮；2—布线杆；3—绕线轴

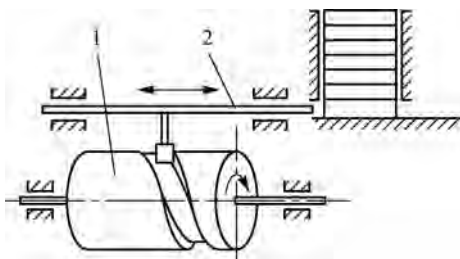


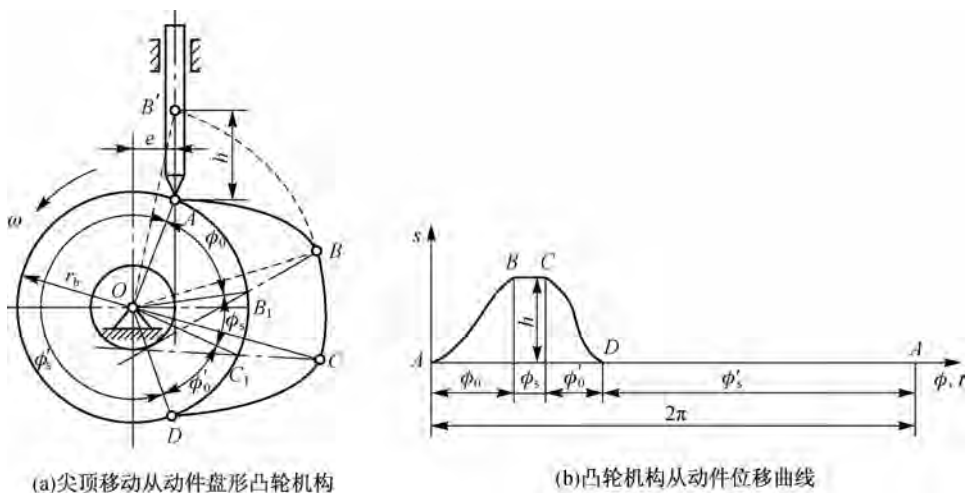
图 4-46 送料机构

1—凸轮；2—送料杆

二、凸轮机构从动件常用运动规律

1. 凸轮机构从动件运动分析的基本概念

从动件随主动件的运动变化规律称为从动件的运动规律。现以图 4-47(a) 所示的尖顶移动从动件盘形凸轮机构为例进行凸轮机构的运动分析。



(a) 尖顶移动从动件盘形凸轮机构

(b) 凸轮机构从动件位移曲线

图 4-47 凸轮机构从动件运动分析

以凸轮转动中心到其轮廓的最小向径作为半径所绘制出的圆称为基圆，基圆半径用 r_b 表示。当尖顶与凸轮轮廓曲线的 A 点(在基圆上)接触时，从动件处于上升的起始位置。当凸轮以等角速度 ω 沿逆时针方向转动时，从动件在凸轮的推动下以一定的运动规律到达最远位置 B ，这个过程称为推程。此时从动件所走过的距离 AB' 称为升程，用 h 表示，相应凸轮所转过的角度 ϕ_0 称为推程运动角 ($\phi_0 = \angle B'OB = \angle AOB_1$)。当凸轮继续转动 ϕ_s 时，从动件与凸轮轮廓曲线 BC 段接触， BC 是以 O 为圆心的一段圆弧，因此从动件静止不动，这期间从动件呈休止状态，对应的凸轮转角 ϕ_s 称为远休止角 ($\phi_s = \angle BOC = \angle B_1OC_1$)。当凸轮继续转动 ϕ'_0 时，从动件与凸轮轮廓线 CD 段接触，又回到起始位置，这个过程称为回程，其回程量仍为 h ，对应的凸轮转角 ϕ'_0 称为回程运动角 ($\phi'_0 = \angle C_1OD$)。当凸轮继续转动 ϕ'_s 时，从动件

与凸轮基圆的 DA 段接触,从动件在最低的位置停留不动,对应的凸轮转角 ϕ_s' 称为近休止角。当凸轮继续转动时,从动件的运动又重复上述过程。

凸轮机构从动件位移曲线如图 4-47(b) 所示,其横坐标代表凸轮转角 ϕ (因通常凸轮等角速度转动,故横坐标也可代表时间 t),纵坐标代表从动件位移 s ,表明从动件位移 s 与凸轮转角 ϕ 或时间 t 的关系曲线称为凸轮机构从动件的位移曲线。

2. 从动件常用运动规律

根据前面的分析可知,凸轮机构从动件的位移曲线取决于凸轮轮廓曲线的形状。也就是说,凸轮机构从动件的不同运动规律要求凸轮具有不同的轮廓曲线。下面介绍几种从动件常用的运动规律。

1) 等速运动规律

凸轮机构从动件在一个推程或一个回程中加速度始终为零,即从动件做等速运动。从动件在一个推程时的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{\phi_0} \phi \\ v &= \frac{h}{\phi_0} \omega \\ a &= 0 \end{aligned} \right\} (0 \leq \phi \leq \phi_0) \quad (4-6)$$

从动件在一个回程时的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= h \left(1 - \frac{\phi - \phi_0 - \phi_s}{\phi_0'} \right) \\ v &= -\frac{h}{\phi_0'} \omega \\ a &= 0 \end{aligned} \right\} (\phi_0 + \phi_s \leq \phi \leq \phi_0 + \phi_s + \phi_0') \quad (4-7)$$

与式(4-6)相应的等速运动的推程运动线图如图 4-48 所示。

采用等速运动规律,从动件在运动开始和运动终止时速度有突变,加速度在理论上由零变为无穷大,致使从动件产生无限大的惯性力,使凸轮机构受到极大冲击,这种冲击称为刚性冲击。因此,等速运动规律适用于低速凸轮机构。

2) 等加速等减速运动规律

凸轮机构从动件在一个推程或一个回程中做等加速或等减速运动。以推程为例,设从动件在前半个推程做等加速运动,在后半个推程做等减速运动,两段加速度的绝对值相等,则由匀变速运动的位移、速度和加速度方程可得,从动件前半个推程的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{2h}{\phi_0^2} \phi^2 \\ v &= \frac{4h\omega}{\phi_0^2} \phi \\ a &= \frac{4h\omega^2}{\phi_0^2} \end{aligned} \right\} \left(0 \leq \phi \leq \frac{\phi_0}{2} \right) \quad (4-8)$$

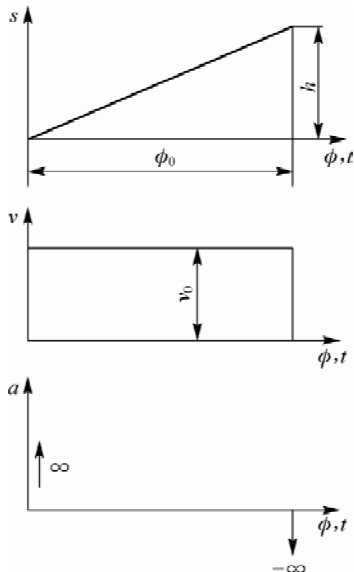


图 4-48 等速运动的推程运动线图

从动件后半程的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= h - \frac{2h}{\phi_0^2}(\phi_0 - \phi)^2 \\ v &= \frac{4h\omega}{\phi_0^2}(\phi_0 - \phi) \\ a &= -\frac{4h\omega^2}{\phi_0^2} \end{aligned} \right\} \left(\frac{\phi_0}{2} \leq \phi \leq \phi_0 \right) \quad (4-9)$$

由位移方程可知,位移曲线为抛物线,当 ϕ 取1、2、3...个单位时,对应 s 为1、4、9...个单位,由此可作出从动件在此期间的位移线图,如图4-49所示。

具体作图方法如下:在横坐标轴上将长度为 $\phi_0/2$ 的线段分成若干等分(图4-49中为3等分),得1、2、3各点,过这三点作横轴的垂线;再过O点作任一斜线OO',在其上以任意间距截取9个等分点,连接直线9-3'',并作其平行线4-2''和1-1'',最后由1'',2'',3''(1'',2'',3''均为纵坐标轴上的点)分别向过1、2、3点的垂线投影,得到1',2',3'点,将所得点连成光滑曲线便得到前半段等加速运动的位移曲线。用同样方法可求得等减速段的位移曲线。

由上可知,等加速等减速运动规律在始、末点及正、负加速度接点处,加速度产生有限值突变,致使惯性力发生有限值突变,使凸轮机构受到有限的冲击,这种冲击称为柔性冲击,故等加速等减速运动规律适用于中速凸轮机构。

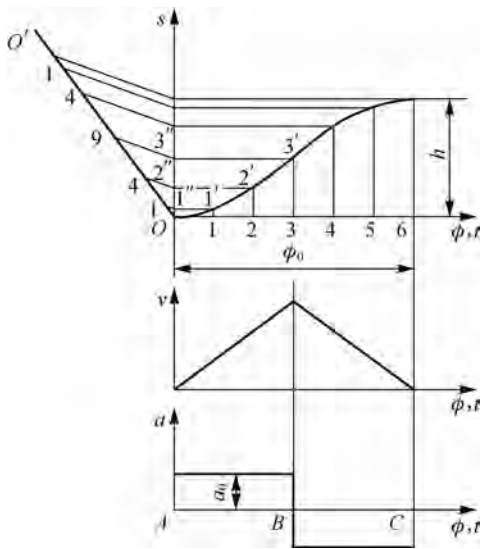


图4-49 等加速等减速运动的推程运动线图

用同样的方法可推出从动件前半程时位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= h - \frac{2h}{\phi_0'^2}(\phi - \phi_0 - \phi_s)^2 \\ v &= -\frac{4h\omega}{\phi_0'^2}(\phi - \phi_0 - \phi_s) \\ a &= -\frac{4h\omega^2}{\phi_0'^2} \end{aligned} \right\} \left(\phi_0 + \phi_s \leq \phi \leq \phi_0 + \phi_s + \frac{\phi_0'}{2} \right) \quad (4-10)$$

从动件后半程的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{2h}{\phi_0'^2}(\phi_0 + \phi_s + \phi_0' - \phi)^2 \\ v &= -\frac{4h\omega}{\phi_0'^2}(\phi_0 + \phi_s + \phi_0' - \phi) \\ a &= \frac{4h\omega^2}{\phi_0'^2} \end{aligned} \right\} \left(\phi_0 + \phi_s + \frac{\phi_0'}{2} \leq \phi \leq \phi_0 + \phi_s + \phi_0' \right) \quad (4-11)$$

3) 简谐运动规律

当质点在圆周上做匀速运动时,它在该圆直径上的投影所形成的运动称为简谐运动。凸轮机构从动件做简谐运动时,从动件推程的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\phi_0} \phi \right) \\ v &= \frac{h\pi\omega}{2\phi_0} \sin \frac{\pi}{\phi_0} \phi \\ a &= \frac{h\pi^2\omega^2}{2\phi_0^2} \cos \frac{\pi}{\phi_0} \phi \end{aligned} \right\} (0 \leq \phi \leq \phi_0) \quad (4-12)$$

用同样方法可推出从动件回程的位移、速度和加速度方程分别为

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{2} \left\{ 1 + \cos \left[\frac{\pi}{\phi_0'} (\phi - \phi_0 - \phi_s) \right] \right\} \\ v &= -\frac{h\pi\omega}{2\phi_0'} \sin \left[\frac{\pi}{\phi_0'} (\phi - \phi_0 - \phi_s) \right] \\ a &= -\frac{h\pi^2\omega^2}{2\phi_0'^2} \cos \left[\frac{\pi}{\phi_0'} (\phi - \phi_0 - \phi_s) \right] \end{aligned} \right\} (\phi_0 + \phi_s + \frac{\phi_0'}{2} \leq \phi \leq \phi_0 + \phi_s + \phi_0') \quad (4-13)$$

与式(4-12)相应的简谐运动的推程运动线图如图4-50所示。

简谐运动的推程位移曲线作图方法如下:以从动件的行程 h 为直径画半圆,将此半圆分成若干等分,如图4-50所示,得 $1''$ 、 $2''$ 、 $3''$ 、 \dots 、 $6''$ 点。再把凸轮推程角也分成相应等分,并作垂线 $1-1'$ 、 $2-2'$ 、 $3-3'$... 然后将圆周上的等分点投影到相应的垂直线上得 $1'$ 、 $2'$ 、 $3'$ 、 \dots 、 $6'$ 点。用光滑曲线连接所得点,便可得到位移曲线。

由上可知,简谐运动的加速度为余弦值,故又称其为余弦加速度运动规律。这种运动规律加速度曲线在运动开始和终止时也有突变,故也有柔性冲击,因此也将其用于中速凸轮机构。

除上述三种运动规律外,工程上还应用摆线(正弦加速度)运动规律、高次多项式等运动规律,或将几种运动规律拼接成组合运动规律来使用。例如,摆线运动规律在整个行程中速度和加速度都无突变,因而无冲击,可用于高速凸轮机构中。

3. 盘形凸轮轮廓曲线的设计

凸轮机构设计的主要任务是根据给定从动件的运动规律来设计凸轮的轮廓曲线。设计方法可分为图解法和解析法。图解法作图误差较大,适用于设计精度要求较低的凸轮机构,根据其能进一步理解凸轮轮廓曲线的设计原理及一些基本概念。以下只介绍图解法的设计

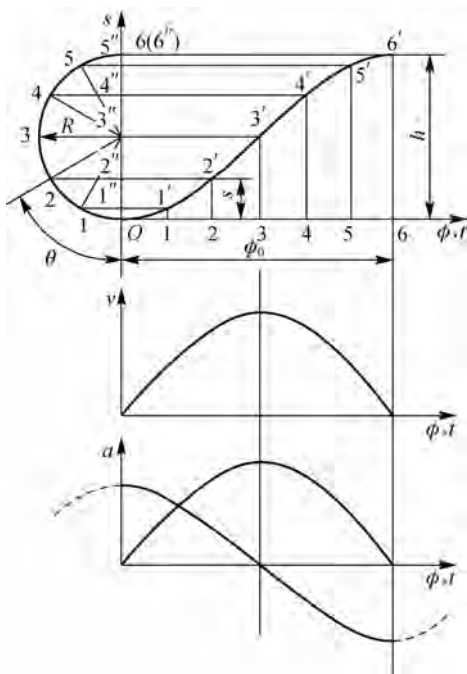


图 4-50 简谐运动的推程运动线图

原理和凸轮轮廓的绘制方法。

1) 反转法原理

根据凸轮机构的工作要求选择合理的从动件运动规律以及合适的凸轮基圆半径后,即可绘制出凸轮的轮廓。

当给整个凸轮机构施以 $-\omega$ 的角速度时,不影响各构件之间的相对运动,此时,凸轮将静止,而从动件尖顶复合运动的轨迹即为凸轮的轮廓曲线,如图 4-51 所示。这就是凸轮轮廓设计的反转法原理。依据此原理可以用图解法设计凸轮的轮廓曲线。

2) 用图解法设计凸轮轮廓曲线

以下主要介绍对心移动从动件盘形凸轮轮廓的设计方法。

(1) 对心尖顶移动从动件盘形凸轮机构。对心尖顶移动从动件盘形凸轮机构中,已知凸轮的基圆半径 r_b 、角速度 ω 和从动件的运动规律,设计该凸轮轮廓曲线,如图 4-52 所示。

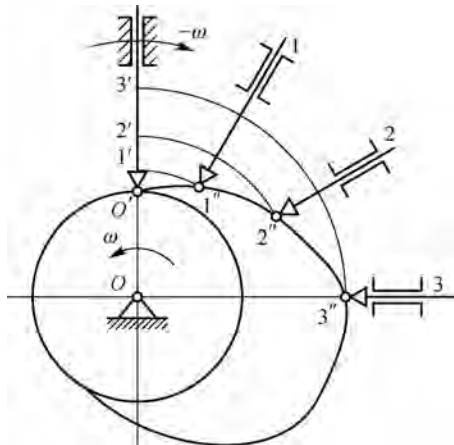


图 4-51 反转法原理

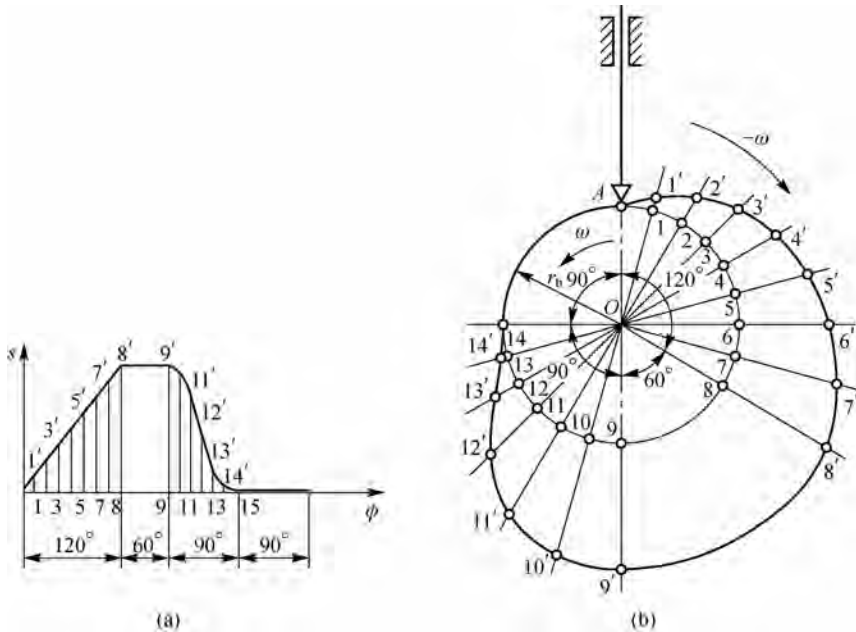


图 4-52 对心尖顶移动从动件盘形凸轮轮廓设计图解法

具体作图步骤如下:

① 取与从动件位移曲线相同的比例尺 μ_l 作基圆 r_b ,基圆与从动件导路中心线的交点 A 即为从动件尖顶的起始位置。

② 在基圆上自 OA 开始,沿 ω 的反方向量取推程运动角(120°)、远休止角(60°)、回程运动角(90°)和近休止角(90°),并将推程运动角和回程运动角各分成若干等分,原则是陡密缓疏。如图 4-52(b)所示,推程分成 8 等分,得 $1', 2', \dots, 8'$;回程分成 6 等分,得 $9', 10', \dots, 14'$ 。

11'、…、14'。

③过凸轮轴心 O 作上述各等分点的射线 $O_1、O_2、\dots、O_{14}$ ，确定反转后，量取位移曲线上各分点处的从动件位移，将其加在凸轮的基圆相应分点处的半径上，即得从动件尖顶在各等分点的位置。

④将图 4-52(a) 中从动件的位移曲线的推程运动角和回程运动角等分成与图 4-52(b) 中对应区间相同的份数，得等分点 1、3、5…过各等分点分别作垂直于横坐标的直线，它们与位移曲线相交于 1'、3'、5'…则 $\overline{11'}、\overline{33'}、\overline{55'}\dots$ 即为凸轮在相应转角位置时从动件的位移量。

⑤在各射线 $O_1、O_2、\dots、O_{14}$ 的延长线上从基圆开始向外分别量取位移量，如量取图 4-52(a) 中 $\overline{11'}$ 等于图 4-52(b) 中 $\overline{11'}$ ，依此类推，于是得图 4-52(b) 中 1'、2'、3'…连接各点形成光滑曲线，此曲线即为所求的凸轮轮廓。

(2) 对心滚子移动从动件盘形凸轮机构。对心滚子移动从动件盘形凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 r_b 、角速度 ω 和从动件的运动规律，设计该凸轮轮廓曲线，如图 4-53 所示。

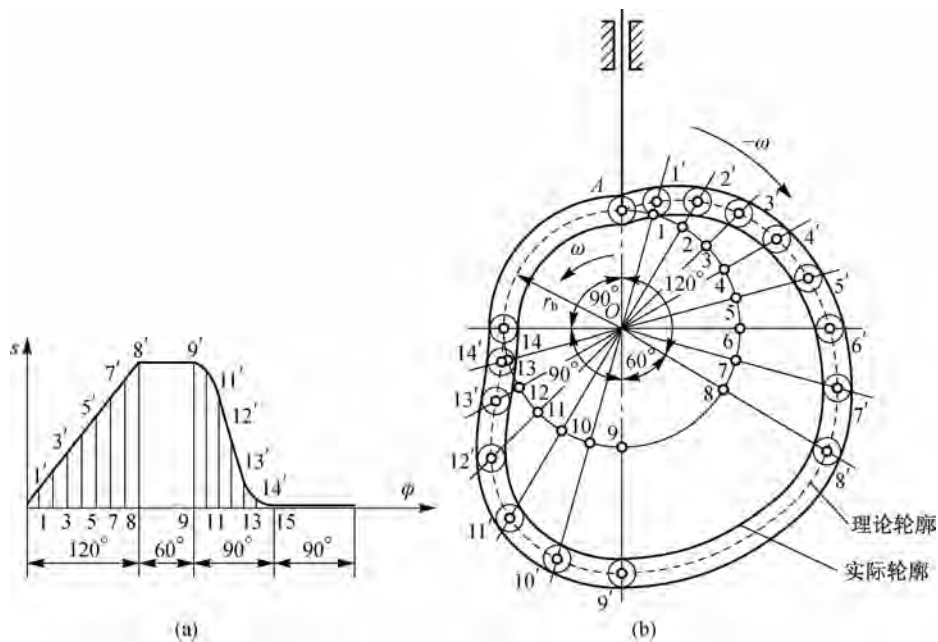


图 4-53 对心滚子移动从动件盘形凸轮轮廓设计图解法

具体作图步骤如下：

①将滚子中心作为尖顶从动件的尖顶，仿照上述对心尖顶移动从动件盘形凸轮轮廓设计的作图方法，画出理论轮廓。

②以理论轮廓上各点为中心画出一系列滚子圆，然后作一系列滚子圆的内包络线，便得所需设计的凸轮的实际轮廓。

(3) 对心平底移动从动件盘形凸轮机构。对心平底移动从动件盘形凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 r_b 、角速度 ω 和从动件的运动规律，设计该凸轮轮廓曲线，如图 4-54 所示。

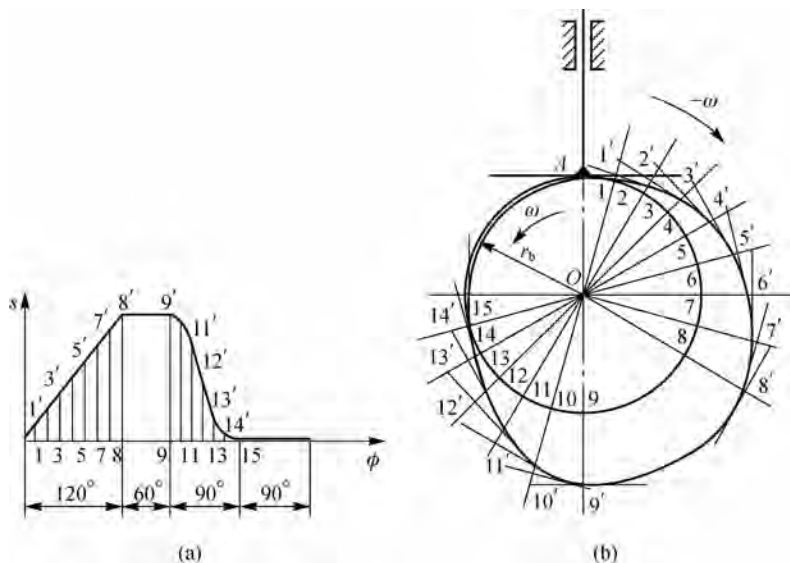


图 4-54 对心平底移动从动件盘形凸轮轮廓设计图解法

具体作图步骤如下：

①把平底与导路的交点 A 看做从动件的尖顶，仿照上述对心尖顶移动从动件盘形凸轮轮廓设计的作图方法，作出凸轮理论轮廓上的一系列点 1'、2'、3'…

②过凸轮理论轮廓上的点 1'、2'、3'…按照平底与导路之间的位置关系，作出一系列代表反转后从动件平底位置的直线。

③作内切于代表平底位置的一系列直线的包络线，则该包络线就是凸轮的实际轮廓。

4. 凸轮轮廓基本尺寸的确定

设计凸轮轮廓基本尺寸时，不仅要保证从动件实现预期的运动规律，还应保证凸轮机构工作时受力状态良好、结构紧凑。这些要求与滚子半径、凸轮机构压力角和基圆半径有关。

1) 滚子半径的选择

从接触强度的观点出发，滚子半径大一些为好，但有些情况下却要求滚子半径不能任意增大。凸轮轮廓曲线形状与滚子半径的关系如下：

(1)当凸轮理论轮廓曲线内凹时，如图 4-55(a)所示，实际轮廓的曲率半径 ρ' 等于理论轮廓的曲率半径 ρ 与滚子半径 r_T 之和，即 $\rho' = \rho + r_T$ 。此时，无论滚子半径是大是小，凸轮实际轮廓总是光滑曲线。

(2)当凸轮理论轮廓曲线外凸时， $\rho' = \rho - r_T$ ，则会出现以下三种情况：

①若 $\rho > r_T$ ，则 $\rho' > 0$ ，这时所得的凸轮实际轮廓为光滑曲线，如图 4-55(b)所示。

②若 $\rho = r_T$ ，则 $\rho' = 0$ ，这时所得的凸轮实际轮廓曲线变尖，极易磨损，从而导致凸轮运动失真不能使用，如图 4-55(c)所示。

③若 $\rho < r_T$ ，则 $\rho' < 0$ ，这时所得的凸轮实际轮廓曲线出现交叉，交点以外部分在加工时将被切去，运动会失真，如图 4-55(d)所示。

为了使凸轮实际轮廓曲线在任何位置既不变尖也不交叉，滚子半径必须小于凸轮理论轮廓外凸部分的最小曲率半径 ρ_{min} 。如果 ρ_{min} 过小，按上述条件选择的滚子半径太小而不能满足安装和强度要求时，就应当把凸轮基圆半径增大，重新设计凸轮轮廓曲线。一般要求 r_T

与 ρ_{\min} 满足 $r_T \leq 0.8\rho_{\min}$, 并使凸轮实际轮廓的曲率半径 ρ' 不小于 $3 \sim 5 \text{ mm}$ 。

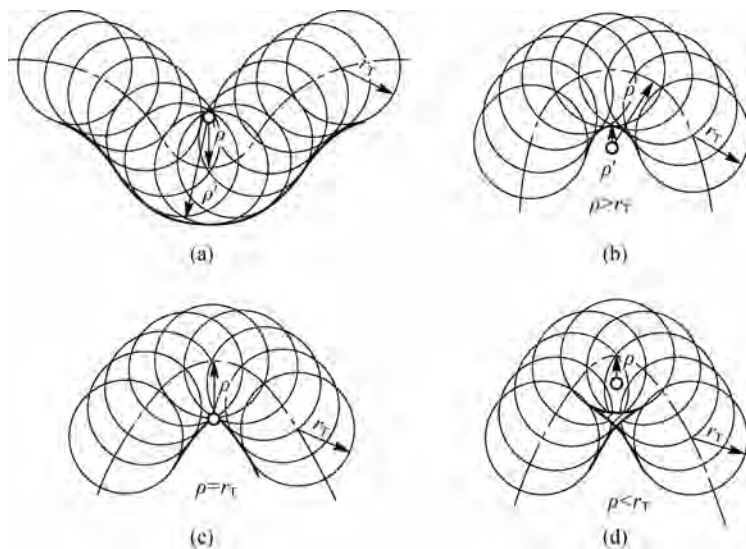


图 4-55 滚子半径对凸轮轮廓曲线形状的影响

2) 凸轮机构压力角及其许用值

作用在从动件上的驱动力与该力作用点绝对速度之间所夹的锐角称为压力角, 即接触点处的凸轮轮廓法线与从动件速度方向所夹的锐角。在设计凸轮机构时, 不仅要使其能实现预期的运动规律, 还要使其具有良好的传动性能和紧凑的结构尺寸。因此, 需要讨论压力角对机构的传动性能、摩擦、磨损、效率、自锁及尺寸的影响。

如图 4-56 所示, 若将力 F 分解为沿从动件移动方向的有效分力 F' 和垂直于从动件方向压紧导路的有害分力 F'' , 则它们之间的关系为

$$F'' = F' \tan \alpha \quad (4-14)$$

当有用分力 F' 一定时, 压力角 α 越大, 有害分力 F'' 就越大, 凸轮机构的效率就越低。当压力角 α 增大到一定程度, 以致有害分力 F'' 所引起的摩擦阻力大于有用分力 F' 时, 无论凸轮加给从动件的作用力有多大, 从动件都不能运动, 便产生自锁。为改善受力、效率和避免自锁, 将压力角设计得越小越好。设计上规定最大压力角 α_{\max} 要小于许用压力角 $[\alpha]$ 。若给定从动件运动规律, 则压力角越大时, 基圆直径越小, 凸轮机构尺寸也越小。综上所述, 推荐的许用压力角为

移动从动件推程 $[\alpha] = 30^\circ \sim 40^\circ$

摆动从动件推程 $[\alpha] = 40^\circ \sim 50^\circ$

凸轮机构在回程时, 因受力较小且无自锁问题, 故回程时许用压力角 $[\alpha']$ 可取得大些, 通常可取 $[\alpha'] = 70^\circ \sim 80^\circ$ 。

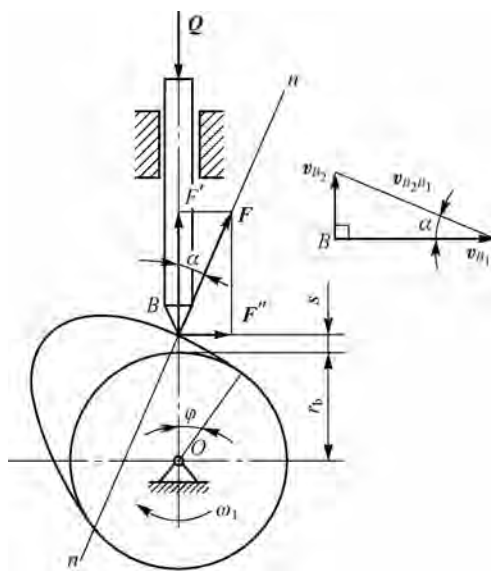


图 4-56 凸轮机构的压力角与作用力的关系

3) 基圆半径的确定

基圆半径是凸轮机构设计时的一个重要参数。它对凸轮机构的结构尺寸、传动性能、受力性能等都有重要影响。确定凸轮基圆半径常用以下两种方法:

(1) 根据凸轮的结构确定基圆半径。

凸轮与轴做成一体(凸轮轴) $r_b = r + r_T + (2 \sim 5) \text{ mm}$

凸轮单独制造 $r_b = (1.5 \sim 2)r + r_T + (2 \sim 5) \text{ mm}$

上两式中, r_b 为凸轮基圆半径(mm); r 为轴的半径(mm); r_T 为滚子半径(mm), 若为非滚子从动件, 则式中的 r_T 可忽略不计。

(2) 根据压力角确定最小基圆半径 $r_{b\min}$ 。

从传动效率来看, 压力角越小越好, 但压力角减小将导致凸轮尺寸增大, 因此, 在设计凸轮时要权衡两者的关系, 使设计达到合理。从图 4-56 所示的凸轮机构中, 根据运动学知识, 可推得基圆半径与压力角的关系为

$$r_b = \frac{v}{\omega \tan \alpha} - s \quad (4-15)$$

式中, v 为从动件的速度(m/s); ω 为凸轮的角速度(rad/s); s 为从动件的位移(mm)。

由式(4-15)可知: 压力角增大, 基圆半径减小, 则结构紧凑, 但机构传动性能不好; 压力角减小, 基圆半径增大, 则机构尺寸变大, 但机构传动性能良好。

为了使凸轮机构既有较好的传动性能, 又有较紧凑的结构尺寸, 设计时, 通常在 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的前提下, 尽量采用较小的基圆半径。基圆半径可按 $r_b \geq r_{b\min}$ 选取。

5. 凸轮机构的失效形式与修理

在使用凸轮机构时, 必须保持从动件与导路之间、从动件与凸轮之间的良好润滑。从动件与导路之间润滑不良, 会导致从动件被卡死或工作阻力过大; 从动件与凸轮之间润滑不良, 会引起从动件与凸轮的过度磨损和擦伤。此外, 对于凸轮机构在使用中出现的故障, 要及时发现、及时排除。

1) 凸轮的失效形式

凸轮的失效形式有凸轮工作表面磨损、擦伤和点蚀。

(1) 凸轮磨损的主要原因是: 凸轮运动时, 其接触形式为点接触或线接触, 凸轮表面各点的接触应力不同, 造成凸轮表面的不均匀磨损, 如汽车发动机配气机构中的凸轮。

(2) 凸轮擦伤的主要原因是: 凸轮在高的表面接触应力下工作时, 由于润滑条件差, 使凸轮与从动件形成金属表面直接接触, 造成金属的黏着而产生划痕。

(3) 凸轮点蚀的主要原因是: 凸轮受周期性压力载荷, 使其表面产生弹性或塑性变形, 变形处发生硬化而出现裂痕, 且进一步发展, 最后呈点状或片状剥落。

2) 凸轮轮廓的检查

凸轮的擦伤和点蚀可以通过检查直接发现。对于凸轮加工尺寸的误差和凸轮磨损, 可采用专用量具对几个关键点位的向径进行检测。

3) 凸轮的修理

凸轮发生擦伤和点蚀而失效时, 需更换凸轮。对凸轮磨损后的修理方法, 应根据其升程高度减小值而定。当升程高度减小值在允许范围内时, 可直接在专用凸轮磨床上磨削; 当升程高度减小值超过允许范围时, 可先振动堆焊(即以一定频率和振幅的电脉冲自动堆焊), 然后再经过凸轮磨床磨削至凸轮的标准轮廓尺寸。

学习情境四 螺旋机构

学习目标

- 熟悉螺纹的形成、分类和主要参数；
- 掌握常用螺纹的特点及应用；
- 掌握螺旋机构的形式及应用。

课堂导入

图 4-57 所示为平口虎钳,用手柄带动螺杆旋转,使螺母移动,从而实现活动钳口夹紧工件。其工作原理是将旋转运动变为直线运动。螺旋机构有哪些形式及应用呢?通过学习本节知识,就会找到答案。



图 4-57 平口虎钳

基本知识

螺旋机构由螺杆、螺母和机架组成,且一般将螺杆或螺母之一作为机架。工作时,通过螺杆和螺母的旋合传递运动和动力。螺旋机构是机械设备和仪器仪表中应用比较广泛的一种传动机构。

一、螺纹基本知识

1. 螺纹的形成

1) 螺旋线

螺旋线是沿着圆柱或圆锥表面运动的点的轨迹,如图 4-58 所示。在圆柱面(或圆锥面)的螺旋线上任意点的轴向位移和相应的角位移成定比。

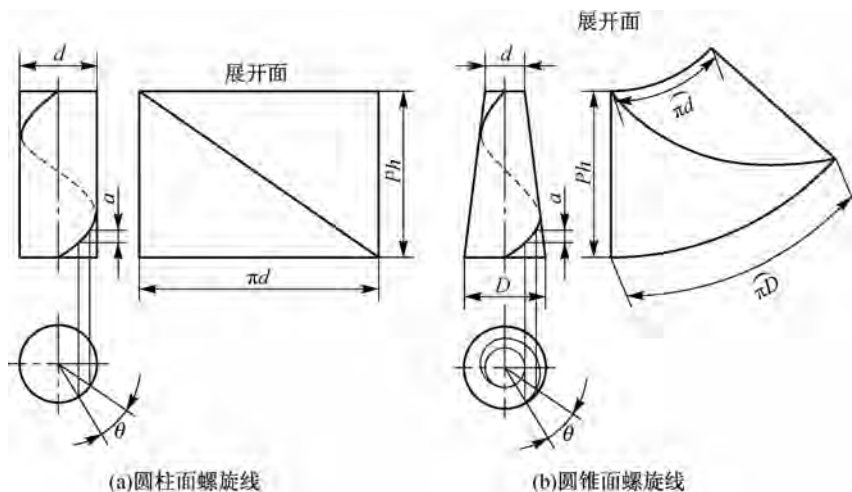


图 4-58 螺旋线

2) 螺纹

在圆柱或圆锥体的表面,用不同形状的刀具沿螺旋线切削出沟槽即形成螺纹。

2. 螺纹的分类

1) 按螺旋线的旋向分

螺纹按螺旋线的旋向可分为左旋螺纹和右旋螺纹,一般常用右旋螺纹。其旋向的判断方法为将圆柱或圆锥体直立,即使圆柱或圆锥体的轴线与水平面垂直,螺旋线左低右高(向右上旋升)为右旋;反之为左旋,如图 4-59 所示。

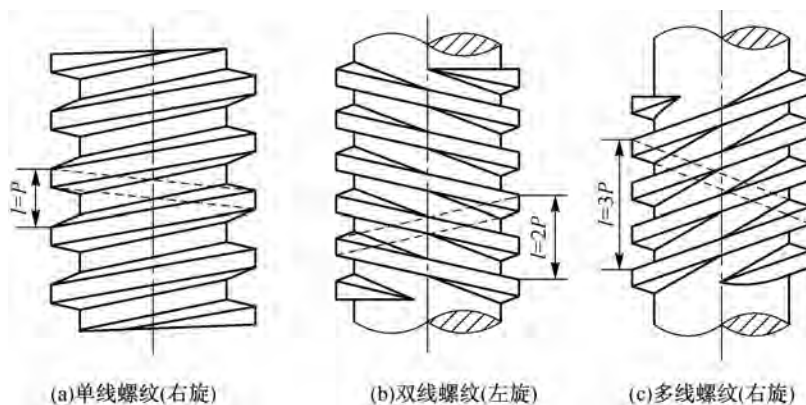


图 4-59 螺纹的旋向和线数

2) 按螺旋线的数目分

螺纹按螺旋线的数目可分为单线螺纹、双线螺纹和多线螺纹,见图 4-59。单线螺纹常用于联接,也可用于传动;双线螺纹与多线螺纹则主要用于传动。为了方便制造,一般螺纹不超过四线。

3) 按螺纹牙型不同分

在通过螺纹轴线的剖面上,螺纹的轮廓形状称为螺纹牙型。常用螺纹牙型有三角形、矩形、梯形和锯齿形,如图 4-60 所示。

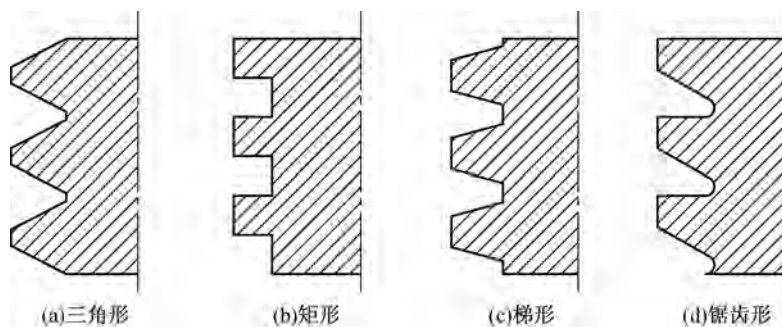


图 4-60 常用螺纹牙型

此外,螺纹还有外螺纹和内螺纹之分。在圆柱或圆锥体外表面上加工出的螺纹称为外螺纹,如图 4-61 所示;在圆柱或圆锥体内表面上加工出的螺纹称为内螺纹,如图 4-62 所示。

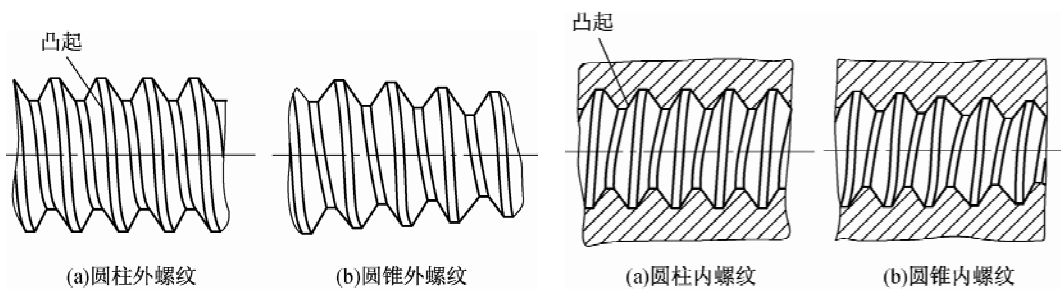


图 4-61 外螺纹

图 4-62 内螺纹

3. 螺纹的主要参数

现以图 4-63 所示的普通螺纹为例来介绍螺纹的主要参数。

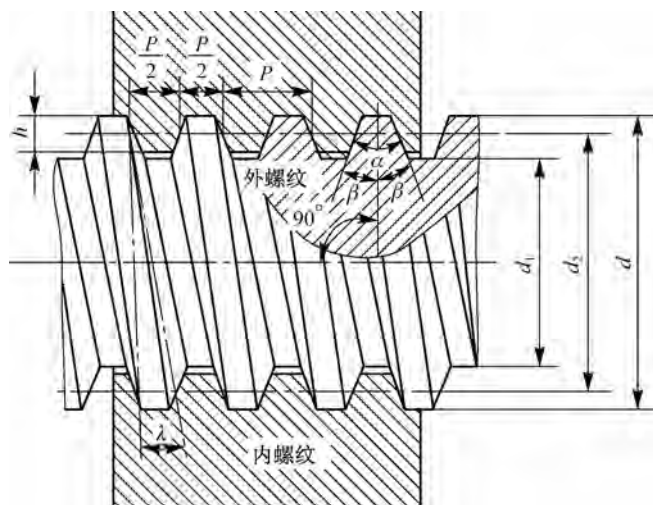


图 4-63 螺纹的主要参数

1) 大径(d, D)

大径是指与外螺纹牙顶或内螺纹牙底相重合的假想圆柱体的直径,是螺纹的最大直径,标准中规定为普通螺纹的公称直径。外螺纹记为 d ,内螺纹记为 D 。

2) 小径(d_1, D_1)

小径是指与外螺纹牙底或内螺纹牙顶相重合的假想圆柱体的直径,是螺纹的最小直径,在强度计算中常作为危险截面的计算直径。外螺纹记为 d_1 ,内螺纹记为 D_1 。

3) 中径(d_2, D_2)

中径是指在螺纹的轴向剖面内,螺纹牙厚与牙槽宽相等处的假想圆柱体的直径,是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。外螺纹记为 d_2 ,内螺纹记为 D_2 。

4) 螺距(P)

螺距是指相邻两螺纹牙型在中径线上对应两点间的轴向距离,记为 P 。

5) 导程(P_h)

导程是指同一条螺旋线上相邻两螺纹牙型在中径线上对应两点之间的轴向距离,记为 P_h 。设螺纹线数为 n ,对于单线螺纹有 $P_h = P$;对于双线和多线螺纹有 $P_h = nP$ 。

6) 螺纹升角

螺纹升角是指在螺纹中径圆柱面上,螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角,用来表示螺旋线的倾斜程度,记为 λ ,其表达式为

$$\lambda = \arctan \frac{P_h}{\pi d_2} = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} \quad (4-16)$$

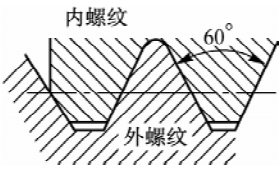
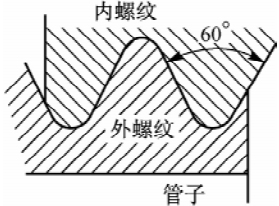
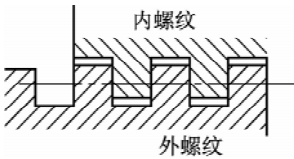
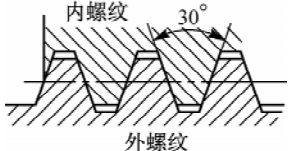
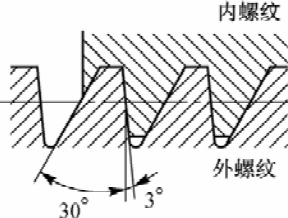
7) 牙型角

牙型角是指在轴向剖面内螺纹牙型两侧边的夹角,记为 α 。牙型侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角称为牙侧角,记为 β ,对称螺纹的牙侧角 $\beta=\alpha/2$ 。

4. 常用螺纹的类别、特点及应用

螺纹已经标准化,分为米制和英制两种,我国采用米制,而英、美等国则采用英制。常用螺纹的类别、特点及应用见表 4-4。

表 4-4 常用螺纹的类别、特点及应用

类别		牙型	特点及应用
联接用	三角形螺纹	 <p>内螺纹 60° 外螺纹</p>	牙型角 $\alpha=60^\circ$,牙根强度较高,可按螺距大小分为粗牙和细牙,一般情况下多用粗牙,而细牙用于薄壁零件或受动载荷时的联接,还可用于微调机构的调整
	管螺纹	 <p>内螺纹 60° 外螺纹 管子</p>	牙型角 $\alpha=55^\circ$,公称直径近似为管子内径,以 in (英制)为单位,是一种螺纹深度较浅的特殊细牙螺纹,多用于压力在 1.57 N/mm^2 以下的管子联接
传动用	矩形螺纹	 <p>内螺纹 外螺纹</p>	牙型为正方形,牙厚为螺距的一半,尚未标准化,传动效率高,但精确制造困难,可用于传动
	梯形螺纹	 <p>内螺纹 30° 外螺纹</p>	牙型角 $\alpha=30^\circ$,传动效率略低于矩形螺纹,但工艺性好,牙根强度高,广泛用于传动
	锯齿形螺纹	 <p>内螺纹 30° 3° 外螺纹</p>	工作面的牙型斜角为 3° ,非工作面的牙型斜角为 30° ,综合了矩形螺纹传动效率高和梯形螺纹牙根强度高的特点,但只能用于单向受力的传动

5. 螺纹标记与公差代号

1) 普通螺纹

(1) 普通螺纹的标记。普通螺纹用得最广泛,螺纹紧固件(螺栓、螺柱、螺钉、螺母等)上的螺纹一般均为普通螺纹。普通螺纹的标记由五部分组成,如图 4-64 所示。

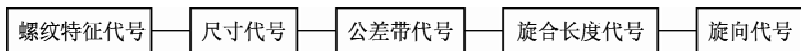
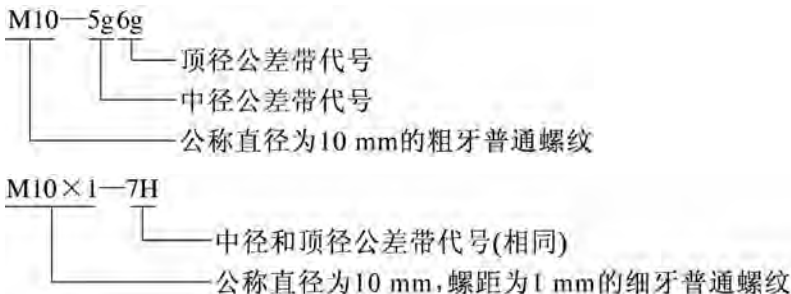


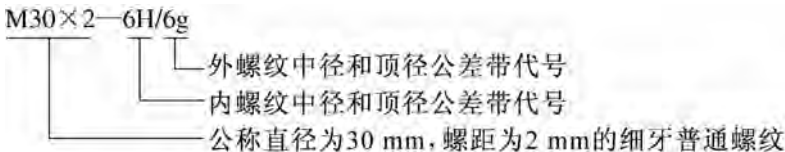
图 4-64 普通螺纹的标记

例如, $M10 \times 1.5-7H-L-LH$ 为普通螺纹的一个完整标记。其中,螺纹特征代号为 M ,表示普通螺纹;尺寸代号为“ 10×1.5 ”,尺寸代号用“公称直径 \times 螺距(多线螺纹的导程和螺距均要标注,单线粗牙普通螺纹不标注螺距)”来表示,即“ 10×1.5 ”表示公称直径为 10 mm,螺距为 1.5 mm。

(2) 普通螺纹的公差带代号。普通螺纹的公差带代号由表示公差大小的公差等级(数字)和表示公差带位置的基本偏差字母(外螺纹用小写字母,内螺纹用大写字母表示)组成。当普通螺纹中径公差带代号与顶径公差带代号不同时,需分别注出,其中,中径公差带代号在前,顶径公差带代号在后;当普通螺纹中径公差带代号与顶径公差带代号相同时,只注一个公差带代号,如:



当内、外螺纹装配在一起时,两者的公差带代号应用斜线分开,内螺纹公差带代号在前,外螺纹公差带代号在后,如:



(3) 普通螺纹的旋合长度及代号。两个相互配合的螺纹沿内、外螺纹轴线方向相互旋合部分的长度称为旋合长度。螺纹的旋合长度分为三组,分别为长旋合长度、中等旋合长度、短旋合长度,其相应的代号分别为 L 、 N 、 S 。其中,中等旋合长度螺纹最常用,其代号不标记。当有特殊需要时,可直接注明旋合长度的数值,如 $M20 \times 2-5g6g-40$ 。

(4) 螺纹的旋向及代号

螺纹的旋向为左旋时标注 LH ,右旋时不标注,例如, $M10-7H-L-LH$ 为左旋螺纹, $M10-7H-L$ 为右旋螺纹。

2) 管螺纹

管螺纹一般用于管路(水管、油管、煤气管等)的联接。管螺纹的标记由四部分组成,如

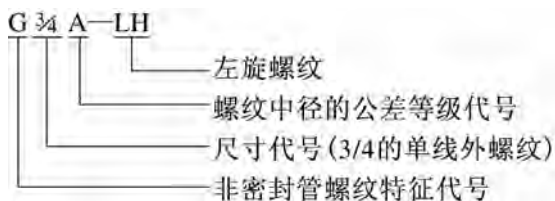
图 4-65 所示。



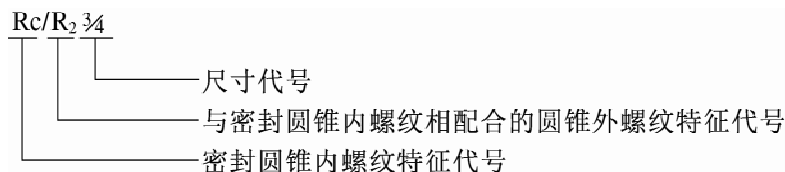
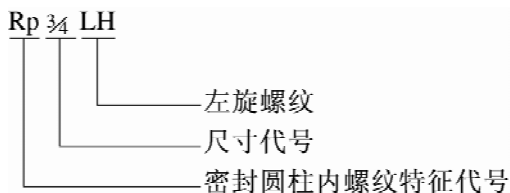
图 4-65 管螺纹的标记

管螺纹的尺寸代号不是螺纹的公称直径,而是管子的通径(英制)大小。标记中未注写旋向的均为右旋。G 为非密封管螺纹的螺纹特征代号,R_p 为密封圆柱内螺纹的螺纹特征代号,R_c 为密封圆锥内螺纹的螺纹特征代号,R₁ 为与圆柱内螺纹相配合的圆锥外螺纹的特征代号,R₂ 为与圆锥内螺纹相配合的圆锥外螺纹的特征代号。

(1)55°非密封管螺纹的标记示例。



(2)55°密封管螺纹的标记示例。



3) 梯形螺纹和锯齿形螺纹

梯形螺纹和锯齿形螺纹常用于传递运动和动力的丝杠上。梯形螺纹在工作时牙的两侧均受力,而锯齿形螺纹在工作时是单侧受力。梯形螺纹和锯齿形螺纹的螺纹特征代号分别为 Tr 和 B,其标记方法与普通螺纹类似。梯形螺纹的公称直径为中径。

此外,由于矩形螺纹为非标准螺纹,故无螺纹特征代号,在标注时,需要标出螺纹的所有尺寸。

二、螺旋机构的形式及应用

螺旋机构结构简单,工作连续平稳,传动比大,承载能力强,传递运动准确,易实现自锁,故应用广泛。但其摩擦损耗大,传动效率低。

螺旋机构是由螺杆和螺母组成低副运动实现的,按用途和受力情况可分为传递运动、传递动力和用于调整等三种类型;按螺旋副的摩擦性质可分为滑动螺旋机构、滚动螺旋机构两种类型。

1. 滑动螺旋机构

滑动螺旋机构是利用螺旋副传递运动和动力的,主要用来把回转运动变为直线运动,按



螺杆上的螺旋副数目可分为单螺旋机构和双螺旋机构两种。

1) 单螺旋机构

单螺旋机构有四种基本传动形式, 具体见表 4-5。

表 4-5 单螺旋机构基本传动形式

基本传动形式	示意图	特点和应用
螺母固定、螺杆转动并轴向移动		这类传动形式能获得较高的传动精度, 适用于行程较小的场合, 如千斤顶、压力机、台虎钳等
螺杆固定、螺母转动并轴向移动		这类传动形式结构简单、紧凑, 但精度较差, 使用不便, 应用较少
螺母转动、螺杆轴向移动		这类传动形式结构较复杂, 用于仪器调节机构, 如螺旋千分尺的微调机构
螺杆转动、螺母轴向移动		这类传动形式结构紧凑、刚性好, 适用于行程较大的场合, 如车床的丝杠进给机构

2) 双螺旋机构

一个螺杆的两端具有不同螺距的螺纹分别与螺母配合形成双螺旋副, 称为双螺旋机构, 如图 4-66 所示。

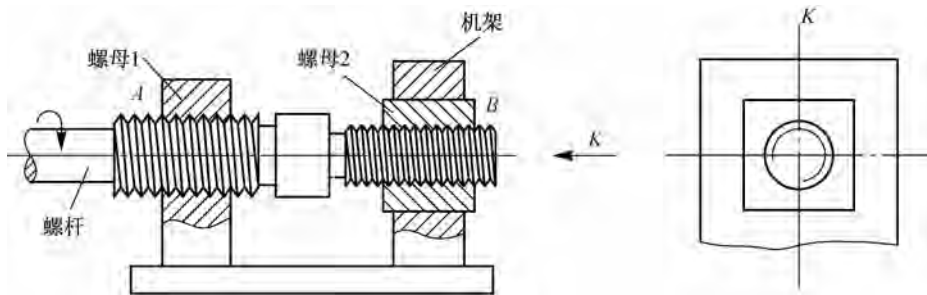


图 4-66 双螺旋机构

根据螺旋副的旋向, 双螺旋机构有以下两种形式:

(1) 差动螺旋机构。差动螺旋机构是指活动螺母与螺杆产生差动(即不一致)的螺旋传动机构。图 4-66 中, 螺母 1 固定, 螺母 2 可沿轴向移动, 且 $P_{hA} \neq P_{hB}$ 。若 A、B 段螺纹旋向相同, 当螺杆回转 ϕ 角时, 螺杆相对于机架的位移为 $s_1 = P_{hA}\phi/2\pi$; 螺母 2 相对于螺杆的位移为 $s_{21} = -P_{hB}\phi/2\pi$; 螺母 2 相对于机架的位移为 $s_2 = (P_{hA} - P_{hB})\phi/2\pi$ 。当 $(P_{hA} - P_{hB})$

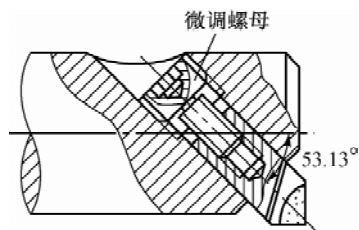


图 4-67 微调镗刀

很小时, s_2 很小。差动螺旋机构适用于测微计(千分尺)、分度机构、调节机构(锉刀微调机构)等。如图 4-67 所示为微调锉刀。

(2) 复式螺旋机构。图 4-66 中, 当 A、B 段螺纹旋向相反时, 螺母 2 相对于机架的位移为 $s = (P_{hA} + P_{hB})\phi / 2\pi$ 。由此可知, 螺母 2 的位移是螺杆位移的两倍, 即可以使螺母 2 产生很快的移动。这种螺旋机构称为复式螺旋机构, 其可用于车辆的快速靠近或离开、电杆拉线机构等, 如图 4-68 所示。图 4-68(a) 为车辆快速靠近或离开机构, 顺时针(或逆时针)旋转手柄, 使 E、F 两端快速靠近(或离开); 图 4-68(b) 为电杆线张紧器, 当电杆线变松后, 旋转张紧器, A、B 两端在螺旋机构的作用下自动收紧变松的电线; 图 4-68(c) 为弹簧圆规, 旋转调整螺母, 圆规的两脚就会自动张开或靠近。

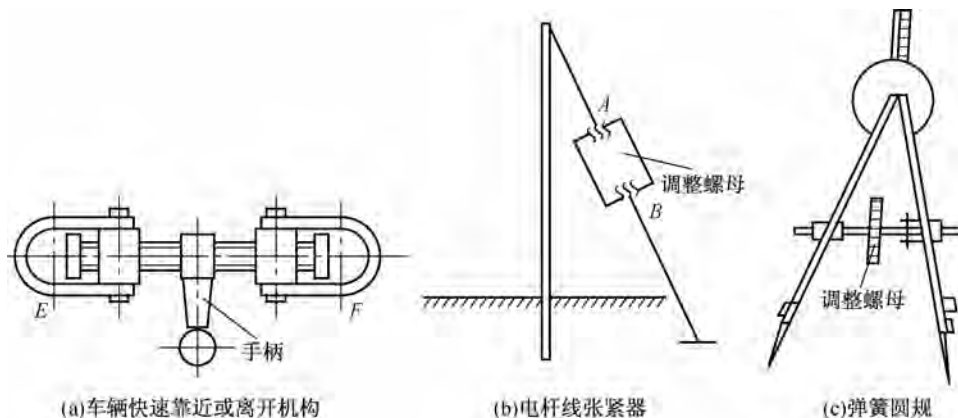


图 4-68 复式螺旋机构

2. 滚动螺旋机构

滑动螺旋机构的螺旋副由于摩擦阻力大、效率低、精度低等原因, 不能满足现代机械的传动要求。为了改善滑动螺旋传动的性能, 经常采用滚珠螺旋传动新技术, 用滚动摩擦来代替滑动摩擦。

在螺杆和螺母之间设有封闭循环的滚道, 滚道之间充以钢珠, 这样就使螺旋面的摩擦变为滚动摩擦, 这种螺旋机构称为滚动螺旋机构或滚珠丝杆机构, 如图 4-69 所示, 其常用的循环方式有外循环和内循环两种。滚珠在循环过程中有时与丝杆脱离接触的称为外循环, 见图 4-69(a); 始终与丝杆保持接触的称为内循环, 见图 4-69(b)。

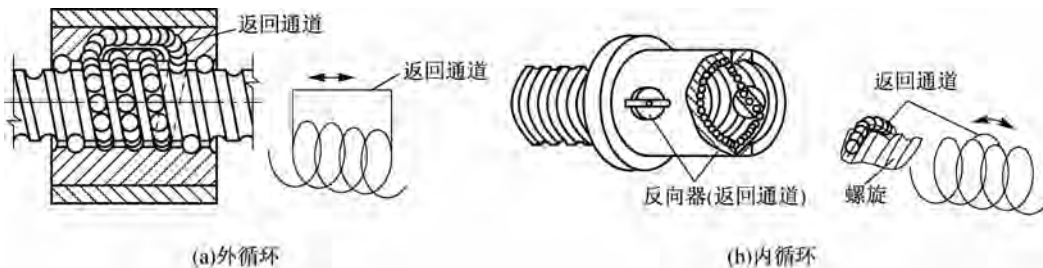


图 4-69 滚动螺旋机构

滚动螺旋机构摩擦系数小, $f = 0.002 \sim 0.005$, 传动效率高, 达 90% 以上; 起动转矩接近

运转转矩,工作平稳;磨损小且寿命长,间隙可调,传动精度与刚度均可得到提高;不具有自锁性,可将直线运动变为旋转运动。但是,滚动螺旋机构结构复杂,制造困难,需加自锁装置,承载能力比滑动螺旋机构小。

滚动螺旋机构常用于车辆的转向机构及对传动精度要求较高的场合,如飞机机翼和起落架的控制机构、大型水闸闸门的升降机构以及数控机床的进给机构等。

学习情境五 步进机构



学习目标

熟悉棘轮机构、槽轮机构和不完全齿轮机构的工作原理和基本类型;
掌握棘轮机构、槽轮机构和不完全齿轮机构的特点和应用。



课堂导入

图 4-70 所示为棘轮切刀,图 4-71 所示为槽轮机构。这些机构是如何工作的? 它们都有哪些用途? 通过学习本节知识,就会找到答案。



图 4-70 棘轮切刀



图 4-71 槽轮机构



基本知识

机械设备中,特别是在自动、半自动机械设备中,常常需要某些构件做周期性的时停时动的间歇运动,能实现这种运动要求的机构称为步进机构,也称为间歇机构。其功能是把主动件的连续运动变为从动件的间歇运动。步进机构的类型较多,常用的有棘轮机构、槽轮机构和不完全齿轮机构。它们广泛用于自动机床的进给机构、送料机构、刀架的转位机构、精纺机的成形机构等。

一、棘轮机构

1. 棘轮机构的工作原理

棘轮机构是一种常用的步进机构,其工作原理如图 4-72 所示。棘轮 3 与轴用键联接,弹簧 5 用来使制动棘爪 4 和棘轮 3 保持接触,驱动棘爪 2 与连杆机构的摇杆 1 组成转动副 N 。摇杆 1 空套在轴上,可自由摆动。当摇杆 1 逆时针摆动时,驱动棘爪 2 插入棘轮 3 的齿槽中,推动棘轮 3 转过一定角度,而制动棘爪 4 则在棘轮 3 的齿上滑过;当摇杆 1 顺时针摆

动时,驱动棘爪 2 在棘轮 3 的齿上滑过,制动棘爪 4 将阻止棘轮 3 做顺时针转动,故棘轮 3 静止不动。因此,摇杆做连续的往复摆动时,棘轮做单向步进转动。

2. 棘轮机构的基本类型

常见的棘轮机构可分为齿啮式棘轮机构和摩擦式棘轮机构两类。

1) 齿啮式棘轮机构

齿啮式棘轮机构是由棘爪和棘轮齿啮合来实现传动的,齿啮式棘轮机构有外啮合棘轮机构和内啮合棘轮机构两种形式。在实际使用中,可采用一些调节方法改变棘轮转角的大小和棘轮的转向,如调节摇杆摆角的大小来控制棘轮转角的大小,或用遮板调节棘轮转角的大小和棘轮的转向,如图 4-73 所示。

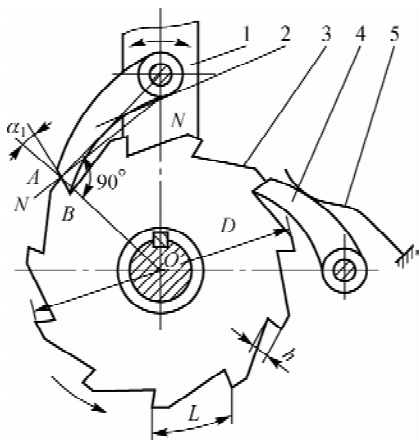


图 4-72 棘轮机构的工作原理

1—摇杆; 2—驱动棘爪; 3—棘轮; 4—制动棘爪; 5—弹簧

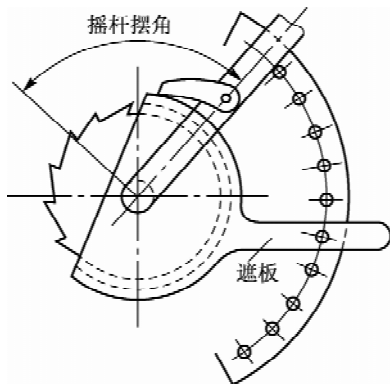


图 4-73 转角可调的棘轮机构

结合生产实际,齿啮式棘轮机构可以演化成多种形式,例如,图 4-74 所示的双向棘轮机构。图 4-74(a)为矩形齿双向棘轮机构,当棘爪处于图中 B 位置时,棘轮做逆时针步进运动;如果工作需要,要求棘轮能做不同转向的步进运动,由于此机构棘爪的爪端两边外形对称,可将棘爪绕其销轴 A 翻转到图中虚线位置,此时棘轮进行顺时针方向的单向步进运动。该机构可实现两个方向的步进运动。图 4-74(b)为回转棘爪双向棘轮机构,它是一种棘爪可绕自身轴线转动的棘轮机构。当棘爪按图示位置安放时,棘轮进行逆时针方向的单向步进运动;当棘爪提起,并绕自身轴线旋转半周后再放下时,棘轮进行顺时针方向的单向步进运动。该机构也可以实现两个方向的步进运动。

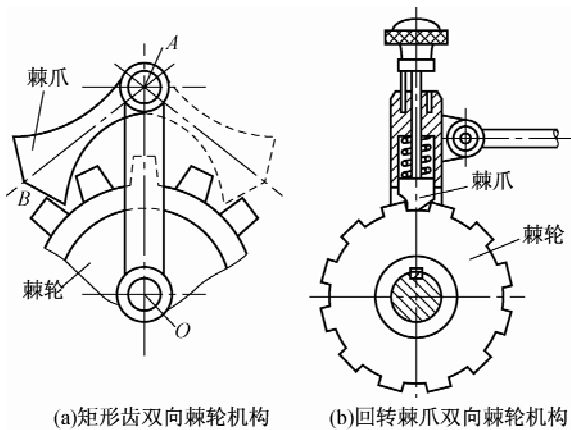


图 4-74 双向棘轮机构

图 4-75 所示为双动式棘轮机构。该机构同时应用两个棘爪 4,可分别与棘轮 2 接触。

棘爪 4 爪端可做成直的或带钩的形状。当摇杆 1 做往复摆动时,两个棘爪 4 都先后使棘轮 2 朝同一方向转动。该机构的步进停留时间较短。

2) 摩擦式棘轮机构

图 4-76 所示为摩擦式棘轮机构。该机构是通过棘轮 3 与棘爪 2 之间的摩擦而使棘爪 2 实现间歇传动的。棘轮的转角不再以棘轮的棘齿为单位,可真正实现无级转动。但此机构对摩擦力大小有一定的限制,过载会发生打滑。

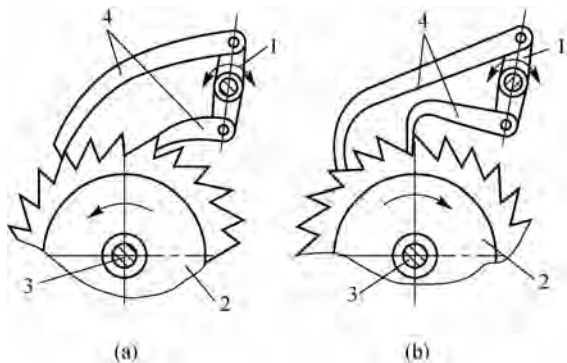


图 4-75 双动式棘轮机构

1—摇杆; 2—棘轮; 3—传动轴; 4—棘爪

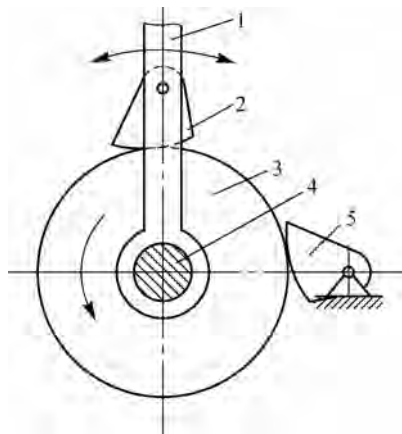


图 4-76 摩擦式棘轮机构

1—摇杆; 2—棘爪; 3—棘轮;
4—传动轴; 5—制动爪

在棘轮机构中,棘轮多为从动件,由棘爪推动其运动。而棘爪的运动则可用连杆机构、凸轮机构或电磁装置等来实现。

3. 棘轮机构的特点和应用

齿啮式棘轮机构结构简单,运动可靠,棘轮的转角容易实现有级的调节。但是这种机构在回程时,棘爪在棘轮齿背上滑过产生噪声;在运动开始和终了时,由于速度突变而产生冲击,运动平稳性差,且棘轮轮齿容易磨损,故常用于低速轻载的场合。摩擦式棘轮机构传递运动较平稳、无噪声,棘轮的转角可以实现无级转动,但运动准确性差,不易用于运动精度高的场合。

图 4-77 所示为自行车后轮轴上的棘轮机构。当脚踏踏板时,经大链轮 1 和链条 2 带动内圈具有棘齿的小链轮 3 顺时针转动,再通过棘爪 4 的作用,使后轮轴 5 顺时针转动,从而使自行车前行。当自行车前行时,如果不蹬脚踏板,后轮轴 5 便会超越小链轮 3 而继续转动,让棘爪 4 在棘轮齿背上滑过,从而实现自行车的自由滑行,即实现“超越运动”。

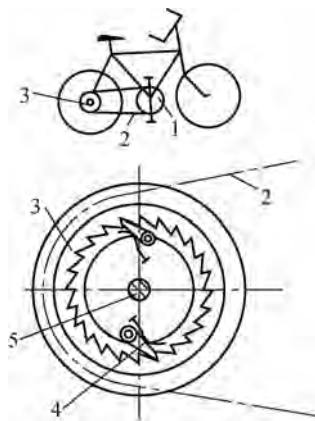


图 4-77 自行车后轮轴上的棘轮机构

1—大链轮; 2—链条; 3—小链轮;
4—棘爪; 5—后轮轴

图 4-78 所示的牛头刨床工作台的横向进给机构可利用棘轮机构实现正反间歇转动,然

后通过丝杠、螺母带动工作台做横向间歇送料运动。图 4-79 所示的提升机棘轮机构可防止重物的自重所产生的棘轮逆转,在起重设备中应用很多。当卷筒带动重物上升到所需高度时,卷筒停止转动,棘爪嵌入棘轮的齿槽中,以防止卷筒在任意位置停留而落下,保证提升机工作的安全可靠。

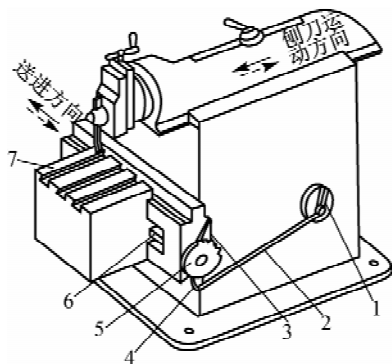


图 4-78 牛头刨床工作台的横向进给机构
1—曲柄；2—连杆；3—棘爪；4—摆杆；
5—棘轮；6—丝杠；7—工作台

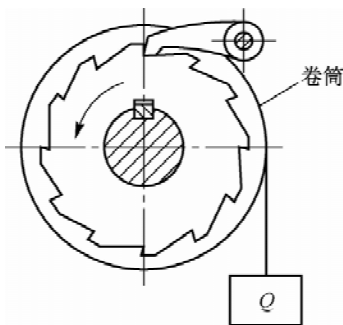


图 4-79 提升机棘轮机构

二、槽轮机构

1. 槽轮机构的工作原理

槽轮机构由带有圆销的主动拨盘、具有径向槽的从动槽轮和机架所组成。如图 4-80 所示,当拨盘 1 以等角速度连续转动,拨盘 1 上的圆销 A 没进入槽轮 2 的径向槽时,槽轮上的内凹锁止弧 \widehat{nn} 被拨盘上的外凸圆弧 \widehat{mm} 卡住,槽轮 2 静止不动。当拨盘 1 上的圆销 A 刚开始进入槽轮 2 的径向槽时,内凹锁止弧 \widehat{nn} 也刚好被松开,槽轮 2 在圆销 A 的推动下开始转动。

当圆销在另一边离开槽轮 2 的径向槽时,内凹锁止弧 \widehat{nn} 又被拨盘上的外凸圆弧 \widehat{mm} 卡住,槽轮 2 又静止不动,直至圆销 A 再一次进入槽轮 2 的另一径向槽时,槽轮 2 又重复上述过程。槽轮机构是一种典型的单向步进传动机构。

槽轮机构的重要参数有中心距 a 、槽轮槽数 z 和圆销数 n 。

(1) 中心距 a 要视机器允许的安装尺寸来确定。

(2) 槽轮槽数 z 和圆销数 n 由具体的工作要求来确定。见图 4-80,槽轮盘上是单圆销,则曲柄旋转一周,槽轮转过 90° ;若槽轮盘上是双圆销,则曲柄旋转一周,槽轮转过 180° 。

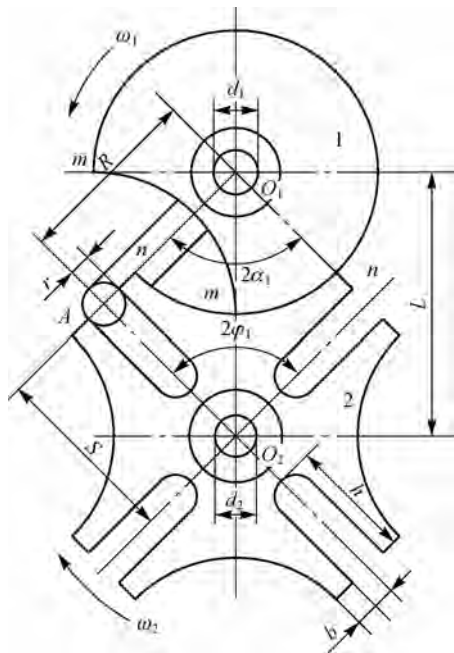


图 4-80 槽轮机构的工作原理
1—拨盘；2—槽轮

2. 槽轮机构的基本类型

槽轮机构按啮合形式可分为内啮合槽轮机构和外啮合槽轮机构,按圆销数目可分为单圆销槽轮机构和双圆销槽轮机构,如图 4-81 所示。



图 4-81 槽轮机构的基本类型

1—拨盘; 2—槽轮; 3—槽轮的回转中心

3. 槽轮机构的特点和应用

槽轮机构的结构简单,工作可靠,效率高,在进入和脱离接触时运动比较平稳,能准确控制转动的角度。但槽轮的转角不可调节,故只能用于定转角的间歇运动机构中,如自动机床、电影机械、包装机械等。

图 4-82 所示为电影放映机的卷片槽轮机构。该机构具有四个径向槽,拨盘上装有一个圆销 A。拨盘转一周,圆销 A 拨动槽轮转过 $1/4$ 周,胶片移动一个画格,并停留一定时间(即放映一个画格)。拨盘继续转动,重复上述运动。利用人眼的视觉暂留特性,每秒放映 24 幅画面即可使人看到连续的画面。

图 4-83 所示为六角车床刀架的转位槽轮机构。刀架上可装六把刀具并与具有相应的径向槽的槽轮固连,拨盘上装有一个圆销 A。拨盘每转一周,圆销 A 进入槽轮一次,驱动槽轮(即刀架)旋转 60° ,从而将下一工序的刀具转换到工作位置。

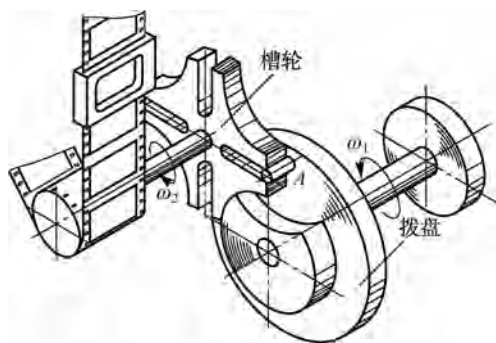


图 4-82 电影放映机的卷片槽轮机构

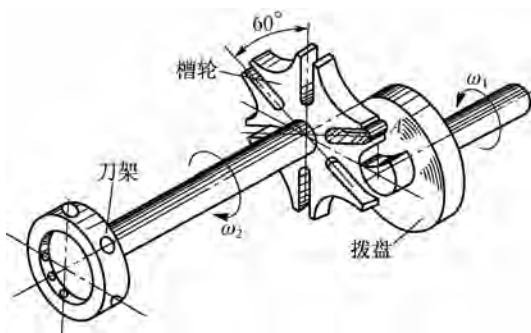


图 4-83 六角车床刀架的转位槽轮机构

三、不完全齿轮机构

1. 不完全齿轮机构的工作原理和基本类型

不完全齿轮机构是由普通渐开线齿轮机构演变而成的步进运动机构,它与普通渐开线

齿轮机构的主要区别在于该机构中的主动轮仅有一个或几个齿,如图 4-84 所示。当主动轮 1 的有齿部分与从动轮 2 的轮齿啮合时,主动轮 1 推动从动轮 2 转动;当主动轮 1 的有齿部分与从动轮 2 的轮齿脱离啮合时,从动轮 2 停歇不动。因此,当主动轮连续转动时,从动轮获得时动时停的步进运动。图 4-84(a)为外啮合不完全齿轮机构,其主动轮 1 转动一周,从动轮 2 转动 1/6 周,从动轮 2 每转一周停歇 6 次。当从动轮停歇时,主动轮上的锁止弧与从动轮上的锁止弧互相配合锁住,以保证从动轮停歇在预定位置。图 4-84(b)为内啮合不完全齿轮机构,当主动轮 1 的有齿部分与从动轮 2 相啮合时,主动轮 1 推动从动轮 2 转动;当主动轮 1 与从动轮 2 脱离时,从动轮 2 停歇不动。

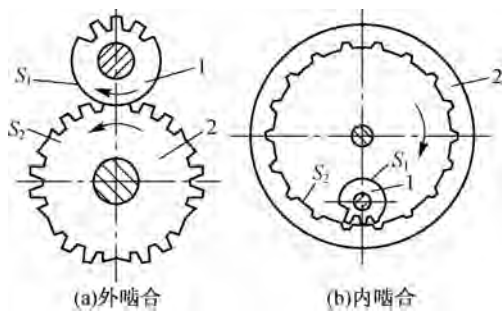


图 4-84 不完全齿轮机构
1—主动轮; 2—从动轮

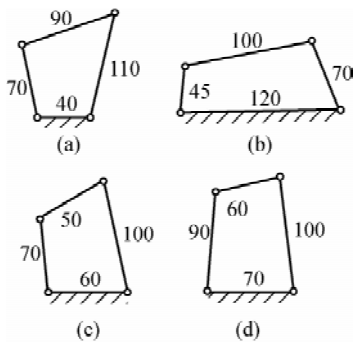
2. 不完全齿轮机构的特点和应用

不完全齿轮机构与普通渐开线齿轮机构一样,当主动轮匀速转动时,其从动轮在运动期间也保持匀速转动,但在从动轮运动开始和结束时,即进入啮合和脱离啮合的瞬时,速度是变化的,故存在冲击。

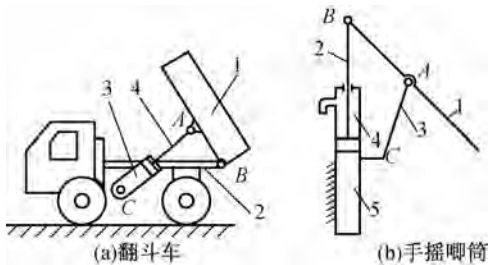
不完全齿轮机构从动轮每转一周停歇时间、运动时间及每次转动的加速度变化范围比较大,设计灵活。但由于其存在冲击,故不完全齿轮机构一般只用于低速、轻载的场合,如用于计数器、电影放映机和某些进给机构中。

思考与练习

1. 简述机器与机构的区别。
2. 举例说明什么是高副? 什么是低副?
3. 机构由哪几部分组成?
4. 判别图题 4-4 所示的平面四杆机构分别属于哪种机构并说明原因。
5. 绘出图题 4-5 所示机构的运动简图。



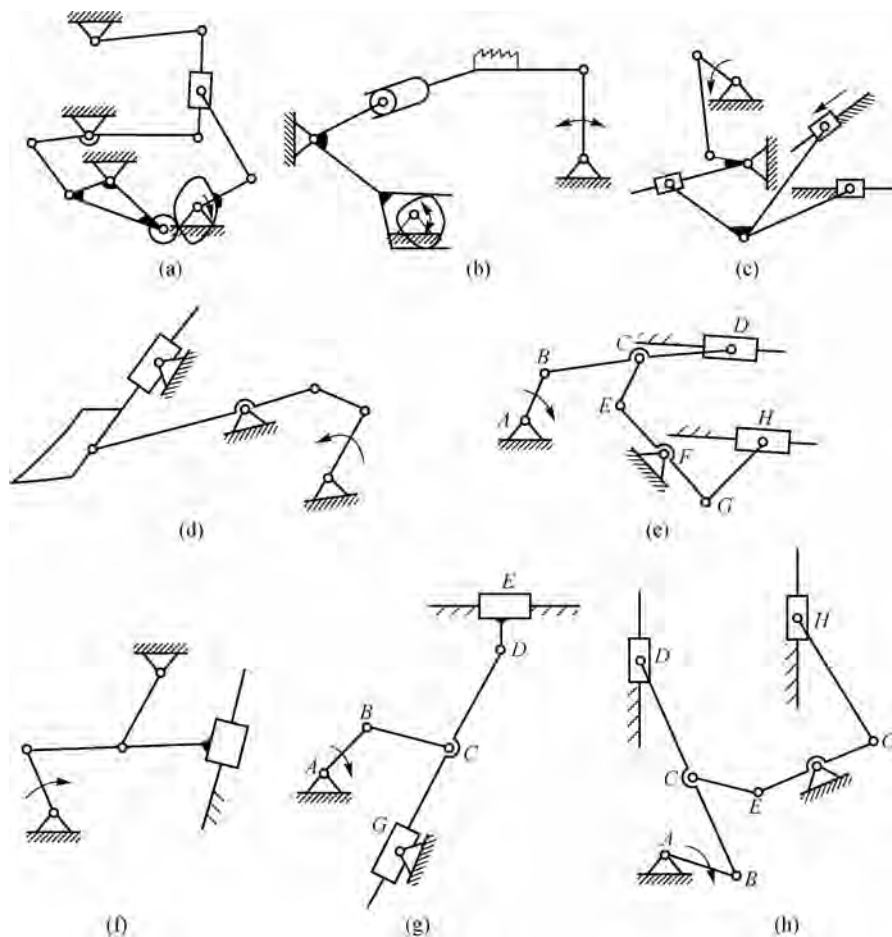
图题 4-4



图题 4-5

6. 指出图题 4-6 所示机构运动简图中的复合铰链、局部自由度和虚约束,并计算各机构

的自由度。



图题 4-6

7. 简述平面机构具有确定运动的条件。
8. 什么是平面四杆机构的急回特性？此性质多应用于什么机器中？
9. 什么是平面四杆机构的死点位置？举出避免死点和利用死点进行工作的例子。
10. 为什么凸轮机构广泛应用于自动、半自动机械的控制装置中？比较尖顶、滚子和平底从动件的优缺点及应用场合。
11. 凸轮机构从动件的常用运动规律有哪些？
12. 螺纹是如何形成的？常用的螺纹牙型有哪几种？
13. 螺纹的主要参数有哪些？
14. 螺旋机构有哪几种形式？分别举例说明其特点。
15. 什么是步进机构？常用的步进机构有哪几种？举例说明它们在生产生活中的应用。