



普通高等教育“十一五”国家级规划教材
普通高等教育机械类国家级特色专业系列规划教材



机械学基础

(第三版)

主编 蒋秀珍 马惠萍



科学出版社

普通高等教育“十一五”国家级规划教材
普通高等教育机械类国家级特色专业系列规划教材

机械学基础

(第三版)

蒋秀珍 马惠萍 主编

科学出版社

北 京

内 容 简 介

本书融合了工程力学与机械学的基础知识,全面而系统地阐述了静力学基础,材料力学基础,机械工程常用机构和零部件的工作原理、结构、理论计算和设计方法,以及工程材料和机械精度设计方面的基础知识。为了便于理解,书中各章均附有例题和习题。

本书共 13 章,内容包括:机构的组成及平面连杆机构、凸轮与间歇运动机构、齿轮机构、机械工程常用材料及其工程性能、构件的受力分析与计算、构件受力变形及其应力分析、连接、轴系零部件、零件的机械精度设计、直线运动机构、带传动、齿轮传动设计、弹性元件。

本书可作为仪器科学与技术学科测控技术与仪器专业,光电工程、电子信息自动化、电气工程类专业的教材,也可供相关领域的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械学基础 / 蒋秀珍,马惠萍主编. —3 版. —北京:科学出版社,2014. 2

普通高等教育“十一五”国家级规划教材·普通高等教育机械类国家级特色专业系列规划教材

ISBN 978-7-03-039723-2

I. ①机… II. ①蒋…②马… III. ①机械学-高等学校-教材 IV. ①TH11

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 022381 号

责任编辑:朱晓颖 马长芳 / 责任校对:张小霞

责任印制:闫 磊 / 封面设计:迷底书装

科学出版社出版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

新科印刷有限公司印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2004 年 8 月第一版 开本:787×1092 1/16

2009 年 1 月第二版 印张:21 1/4

2014 年 2 月第三版 字数:558 000

2014 年 2 月第十次印刷

定价:48.00 元

(如有印装质量问题,我社负责调换)

前 言

本书根据教育部仪器科学与技术教学指导委员会制定的“测控技术与仪器专业教学规范”要求修订,内容涵盖了仪器科学与技术学科测控技术与仪器专业教学规范在机械类课程中规定的全部核心知识点,适于全国相关院校相关专业使用。

本书是一门体系创新教材,为适应各高校相关专业制定培养方案的需要,将“机械原理”、“机械零件”、“静力学”、“材料力学”、“工程材料”、“互换性与测量技术基础”六门课程融合为一门课程。改革后教材系统性、衔接性明显增强,学时大幅度减少,可以用较少的学时使学生掌握工程力学与机械学的基础知识,在学完“工程图学”之后,本书可作为测控技术与仪器专业、电类专业唯一的一门机械类课程列入教学计划。

本书除了保持第一版、第二版的优点和特色之外,作者又将长期的教学实践与工业发展技术相结合,在传统设计理论的基础上融进了大量的在线生产的国家标准机构与选型设计方法,以案例教学、理论教学、大作业、课程设计、同步训练的方式组织编写。本书各章所涉及的标准全部采用了最新的国家标准,对原有的章节与结构进行了更新调整。本书突出了实用性、时效性和创新性,体现了当前科技发展的水准,适于全国各高校相关专业选用。

由蒋秀珍主编的《机械学基础综合训练图册(第三版)》(科学出版社)与本书配套使用,可供学生课内、课后大作业,课程设计,毕业设计时选用。

本书由哈尔滨工业大学蒋秀珍、马惠萍主编。参加本书编写的有:马惠萍(第1、2、5、6、7章)、蒋秀珍(第3、8、10章)、张晓光(第4章)、刘永猛(第9章)、郭玉波(第11章)、刘丽华(第12、13章)。

本书配有电子课件,欢迎选用本书作为教材的老师与出版社联系索取。

希望广大读者在使用中提出改进意见,以便进一步完善。

作 者

2013年10月

目 录

前言

第 1 章 机构的组成及平面连杆机构	1
1.1 平面机构的运动简图和自由度	1
1.2 铰链四杆机构的基本形式和特性	7
1.3 铰链四杆机构的曲柄存在条件	11
1.4 铰链四杆机构的演化	12
1.5 平面连杆机构的设计	13
1.6 应用实例——遥控板仪表综合设计	20
习题	23
第 2 章 凸轮与间歇运动机构	25
2.1 凸轮机构	25
2.2 凸轮轮廓设计	29
2.3 凸轮设计中的几个问题	34
2.4 间歇运动机构	37
2.5 应用实例——精压机中送料凸轮机构	41
习题	42
第 3 章 齿轮机构	44
3.1 概述	44
3.2 渐开线齿廓和渐开线齿轮传动的特点	45
3.3 齿轮各部分名称、符号及渐开线标准圆柱直齿轮的几何尺寸计算	47
3.4 渐开线齿轮正确连续啮合条件	50
3.5 齿轮加工原理和根切现象	52
3.6 变位齿轮	56
3.7 斜齿圆柱齿轮传动	59
3.8 直齿圆锥齿轮传动	62
3.9 蜗杆传动	63
3.10 轮系	66
3.11 转子流量计器差补偿器分析和计算	72
习题	74
第 4 章 机械工程常用材料及其工程性能	78
4.1 概述	78
4.2 金属材料的机械性能	78
4.3 常用的工程材料	80
4.4 金属材料的热处理与表面精饰	86
习题	88

第 5 章 构件的受力分析与计算	89
5.1 静力学的基本概念和物体的受力分析	89
5.2 平面汇交力系的合成与平衡	96
5.3 力对点的矩、平面力偶系的合成与平衡	101
5.4 平面一般力系的简化和平衡	104
5.5 摩擦	110
5.6 空间力系	114
习题	118
第 6 章 构件受力变形及其应力分析	124
6.1 概述	124
6.2 直杆的轴向拉伸与压缩	125
6.3 剪切	130
6.4 圆轴扭转	133
6.5 梁的平面弯曲	137
6.6 复杂变形时的强度计算	144
习题	148
第 7 章 连接	153
7.1 连接的分类	153
7.2 可拆连接	153
7.3 不可拆连接	164
7.4 机械零件与光学零件的连接	168
7.5 应用实例——棱镜分光多波长高温计目镜部件连接设计	172
习题	173
第 8 章 轴系零、部件	175
8.1 轴的设计	175
8.2 轴承的类型与选择、设计方法	183
8.3 联轴器的类型和选择方法	206
习题	211
第 9 章 零件的机械精度设计	214
9.1 基本概念	214
9.2 尺寸精度设计	214
9.3 几何精度设计	222
9.4 表面粗糙度	232
9.5 典型零件精度设计简介	234
习题	236
第 10 章 直线运动机构	238
10.1 滚珠丝杠机构	238
10.2 螺纹丝杠机构	242
10.3 滚动直线导轨副	247
10.4 实例分析	251

习题	254
第 11 章 带传动	256
11.1 摩擦型传动带的类型和应用	256
11.2 摩擦型带传动的基本知识	256
11.3 同步带传动	259
11.4 绳传动	268
习题	268
第 12 章 齿轮传动设计	269
12.1 轮齿的破坏形式、设计准则和材料	269
12.2 直齿圆柱齿轮传动的作用力及其计算载荷	271
12.3 直齿圆柱齿轮传动的强度计算	273
12.4 齿轮传动链的设计	278
12.5 机械传动总论	285
习题	292
第 13 章 弹性元件	293
13.1 概述	293
13.2 弹性元件的材料	297
13.3 片弹簧	298
13.4 螺旋弹簧	301
13.5 膜片和膜盒	313
13.6 波纹管	319
13.7 热双金属弹簧	323
13.8 常用电动机	324
13.9 应用实例——航空开伞器动力弹簧设计	329
习题	329
附录 变位系数线图	331
参考文献	332

第 1 章 机构的组成及平面连杆机构

1.1 平面机构的运动简图和自由度

任何机器和仪器一般均由许多部分组成,如机械结构部分、电路及控制部分、光学部分等。简单的机器和仪器不一定包含上述所有部分,但机械结构部分是必不可少的。在机械结构中,有一部分在工作中要实现某种确定的运动(如移动、转动或者更为复杂的运动),从而实现某些功能。例如,车床的主轴带动被加工零件转动,刀尖沿主轴轴线方向移动,从而完成车削加工。螺旋千分尺的测杆既转动又移动,从而实现对工件的测量。为了更好地了解机械结构的组成,下面给出若干定义。

1.1.1 零件、构件和机构

1. 零件

零件是独立加工制造的实体,是构成机械结构的最小单元。螺钉、螺母、单个齿轮、轴等都是零件。

2. 构件

把若干个零件刚性地连接在一起,彼此不做任何相对运动,作为一个刚性整体进行工作,这种刚性组合体称为构件。

3. 机构

由若干构件组成,各构件之间具有确定的相对运动关系的组合体称为机构。机构是机械结构中需要实现某种确定运动的部分。

组成机构的目的是为了使其按照预定的要求进行有规律的运动,而不是乱动。为此,需研究机构具有确定运动的条件。这个问题对设计新机械、拟定运动方案或认识和分析现有机械是非常重要的。

所有构件都在相互平行的平面内运动的机构称为平面机构。目前工程上常见的机构大多属于平面机构。本章只讨论平面机构。

1.1.2 运动副及其分类

机构是由许多构件组成的。机构的每个构件都以一定的方式与某些构件相互连接。这种连接不是固定连接,而是能产生一定相对运动的连接。这种使两构件直接接触并能产生一定相对运动的连接称为运动副。例如,轴与轴承的连接、活塞与汽缸的连接、传动齿轮两个轮齿间的连接等都构成运动副。

显然,两构件间的运动副所起的作用是限制构件间的相对运动,这种限制作用称为约束。

一个不受任何约束的构件在平面中运动有三个自由度。与另一构件组成运动副后,其运动就受到约束,自由度将减少。运动副对自由度产生的约束数目取决于运动副的类型。

两构件组成的运动副,不外乎通过点、线或面的接触来实现。按照接触特性,通常把运动副分为低副和高副两类。

1. 低副

两构件通过面接触组成的运动副称为低副。平面机构中的低副有回转副和移动副两种。若组成运动副的两构件只能在一个平面内相对转动,约束掉两个移动自由度,这种运动副称为回转副,或称铰链,如图 1-1 所示。若组成运动副的两个构件只能沿某一轴线相对移动,约束掉一个移动和一个转动自由度,这种运动副称为移动副,如图 1-2 所示。

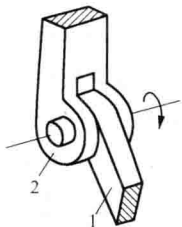


图 1-1 回转副
1、2—构件

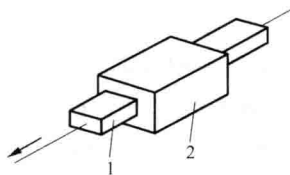


图 1-2 移动副
1、2—构件

2. 高副

两构件通过点或线接触组成的运动副称为高副。图 1-3(a)中的车轮 1 和钢轨 2,图 1-3(b)中的凸轮 1 和从动件 2,图 1-3(c)中的轮齿 1 和轮齿 2 分别在接触处 A 组成高副。平面高副二构件间的相对运动是由沿接触处切线 tt 方向的相对移动和在平面内的相对转动组成。

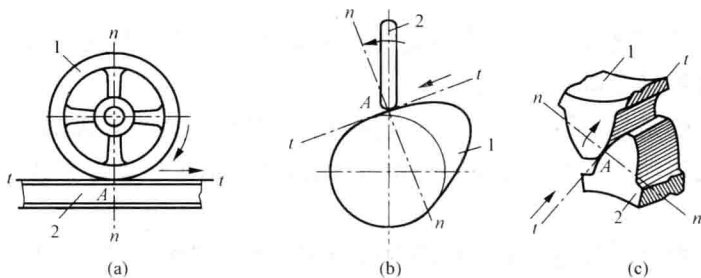


图 1-3 平面高副举例

1.1.3 平面机构运动简图

实际构件的外形和结构往往很复杂,在研究机构运动时,为了使问题简化,有必要撇开那些与运动无关的构件外形和运动副具体构造,仅用简单线条和符号来表示构件和运动副,并按比例定出各运动副的位置。这种说明机构各构件间相对运动关系的简化图形,称为机构运动简图。

机构运动简图中的常用符号见表 1-1。

表 1-1 机构运动简图中的常用符号

名称	符号	名称	符号
活动构件		圆柱齿轮	
固定构件		锥齿轮	
回转副		齿轮传动	
移动副		蜗轮与圆柱蜗杆	
球面副		向心轴承	
螺旋副		推力轴承	
零件与轴连接		向心推力轴承	
凸轮与从动件		槽轮传动	

机构中的构件可分为三类：

(1) 固定件(机架)，是用来支承活动构件的构件。研究机构中活动构件的运动时，常以固定件作为参考坐标系。

(2) 原动件，是运动规律已知的活动构件。它的运动是由外界输入的，故又称输入构件。

(3) 从动件，是机构中随着原动件的运动而运动的其余活动构件。其中输出机构预期运动的从动件称为输出构件，其他从动件则起传递运动的作用。

任何一个机构中，必有一个构件被相对地看做固定件。在活动构件中必须有一个或几个原动件，其余的都是从动件。

下面举例说明机构运动简图的绘制方法。

例 1-1 绘制图 1-4 所示活塞泵机构的机构运动简图。

解 活塞泵由曲柄 1、连杆 2、齿扇 3、齿条活塞 4 和机架 5 共五个构件所组成。曲柄 1 是原动件，2、3、4 为从动件。当原动件 1 回转时，活塞在汽缸中往复运动。

各构件之间的连接如下：构件 1 和 5、2 和 1、3 和 2、3 和 5 之间为相对转动，分别构成回转副 A、B、C、D。构件 3 的轮齿与构件 4 的轮齿构成平面高副 E。构件 4 与构件 5 之间为相对

移动,构成移动副 F 。

选取适当比例,按图 1-4(a)中的尺寸,用构件和运动副的规定符号,从主动件开始,按运动传递顺序,画出机构运动简图,如图 1-4(b)所示。

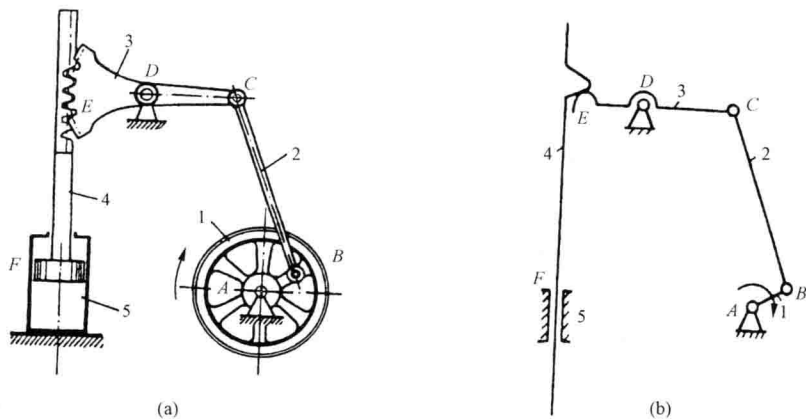


图 1-4 活塞泵及其机构运动简图

1.1.4 平面机构的自由度

任何一个机构工作时,在原动件的驱动下各个从动件都按一定规律运动,但并不是随意拼凑的构件组合都能具有确定运动而成为机构。下面讨论机构自由度和机构具有确定运动的条件。

1. 平面机构自由度计算公式

一个做平面运动的自由构件具有三个自由度。因此平面机构的每个活动构件在未用运动副连接前都有三个自由度。当两个构件组成运动副之后,它们的相对运动就受到约束,自由度数目随之减少。不同种类的运动副引入的约束不同,所以保留的自由度也不同。在平面机构中,每个低副引入两个约束,使构件失去两个自由度;每个高副引入一个约束,使构件失去一个自由度。

设平面机构共有 K 个构件。除去固定件,则机构中的活动构件数 $n=K-1$ 。在未用运动副连接之前,这些活动构件的自由度总数应为 $3n$ 。当用运动副将构件连接起来组成机构之后,机构中各构件具有的自由度数就减少了。若机构中低副的数目为 P_L 个,高副数目为 P_H 个,则机构中全部运动副所引入的约束总数为 $2P_L+P_H$ 。因此活动构件的自由度总数减去运动副引入的约束总数就是该机构的自由度(又称机构活动度),以 W 表示,即

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

机构的自由度即机构所具有的独立运动的个数。由前述可知,从动件是不能独立运动的,只有原动件才能独立运动。通常每个原动件只具有一个独立运动(如电动机转子具有一个独立转动,内燃机活塞具有一个独立移动),因此,机构自由度必定与原动件的数目相等。

机构具有确定运动的条件是: $W>0$, 且 W 等于原动件个数。

例 1-2 计算图 1-4(b)中所示活塞泵机构的自由度。

解 在活塞泵机构中,有四个活动构件, $n=4$; 有五个低副, $P_L=5$; 有一个高副, $P_H=1$ 。机构的自由度

$$W = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$$

该机构具有一个原动件(曲柄),故原动件数与机构自由度相等,机构具有确定的运动。

2. 计算平面机构自由度的注意事项

应用式(1-1)计算平面机构自由度时,对下述几种情况必须加以注意。

1) 复合铰链

两个以上的构件同时在一处用回转副相连接就构成复合铰链。

图 1-5(a)所示是三个构件汇交成的复合铰链,图 1-5(b)是它的俯视图。由图 1-5(b)可以看出,这三个构件共组成两个回转副,以此类推, K 个构件组成的复合铰链应具有 $K-1$ 个运动副。在计算机构自由度时应注意识别复合铰链,以免把运动副的个数算错。

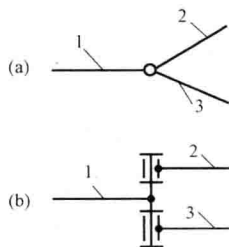


图 1-5 复合铰链
1、2、3—构件

例 1-3 计算图 1-6 圆盘锯主体机构的自由度。

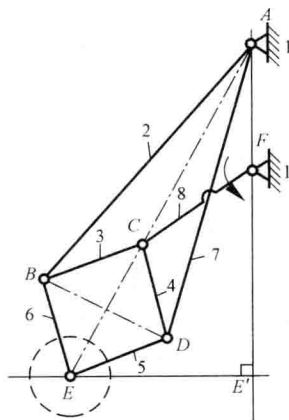


图 1-6 圆盘锯机构

解 机构中有七个活动构件, $n=7$; A 、 B 、 C 、 D 四处都是三个构件汇交的复合铰链,各有两个回转副,故 $P_L=10$ 。由式(1-1)可得

$$W = 3 \times 7 - 2 \times 10 = 1$$

W 与机构原动件个数相等。当原动件 8 转动时,圆盘中心 E 将确定地沿直线 EE' 移动。

2) 局部自由度

机构中常出现一种与输出构件运动无关的自由度,称为局部自由度或多余自由度,在计算机构自由度时应予以排除。

例 1-4 计算图 1-7(a)所示滚子从动件凸轮机构的自由度。

解 如图 1-7(a)所示,当原动件凸轮 1 转动时,通过滚子 3 驱使从动件 2 以一定运动规律在机架 4 中往复移动。因此,从动件 2 是输出构件。不难看出,在这个机构中,无论滚子 3 绕其轴线 C 是否转动或转动快慢,都丝毫不影响输出件 2 的运动。因此滚子绕其中心的转动是一个局部自由度。为了在计算机构自由度时排除这个局部自由度,可设想将滚子与从动件焊成一体(回转副 C 也随之消失)变成图 1-7(b)所示形式。在图 1-7(b)中, $n=2$, $P_L=2$, $P_H=1$ 。由式(1-1)可得

$$W = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$$

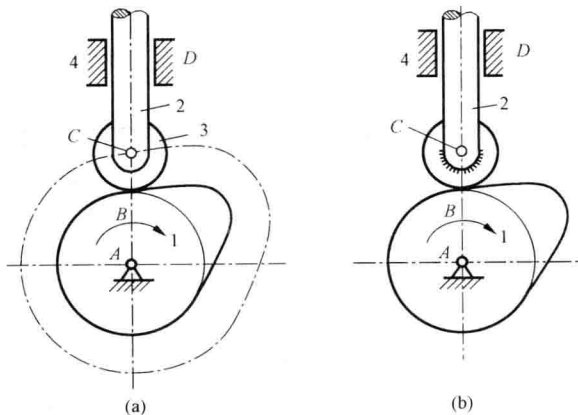


图 1-7 局部自由度

局部自由度虽然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,所以实际机械中常有局部自由度出现。

3) 虚约束

在运动副引入的约束中,有些约束对机构自由度的影响是重复的。这些对机构运动不起限制作用的重复约束称为消极约束,或称虚约束,在计算机构自由度时应当除去不计。

虚约束是构件间几何尺寸满足某些特殊条件的产物。平面机构中的虚约束常出现在下列场合:

(1) 两个构件之间组成多个导路平行或重合的移动副时,只有一个移动副起作用,其余都是虚约束(图 1-8)。

(2) 两个构件之间组成多个轴线重合的回转副时,只有一个回转副起作用,其余都是虚约束(图 1-9)。

(3) 机构中对传递运动不起独立作用的对称部分。例如,图 1-10 所示轮系,中心轮 1 经过两个对称布置的小齿轮 2 和 2' 驱动内齿轮 3,其中有一个小齿轮对传递运动不起独立作用。

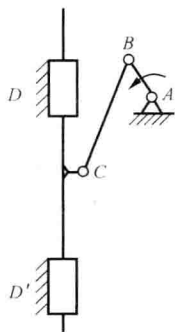


图 1-8 导路重合的虚约束

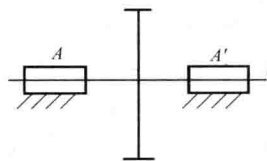


图 1-9 轴线重合的虚约束

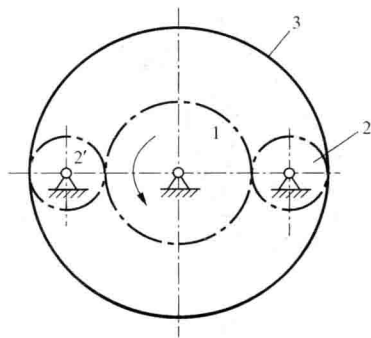


图 1-10 对称结构的虚约束

(4) 机构中有两构件相连接,若它们连接点的轨迹在未组成运动副以前就是相互重合的,则此连接形成的运动副就会带来虚约束。

图 1-11(a)是一平行四边形机构,若构件 2 为主动件且做转动时,构件 4 也将以 D 点为圆心转动,而构件 3 将做平移。它上面各点的轨迹均为圆心在 AD 线上、半径为 AB 长的圆周。该机构的自由度

$$W = 3n - (2P_L + P_H) = 3 \times 3 - (2 \times 4 + 0) = 1$$

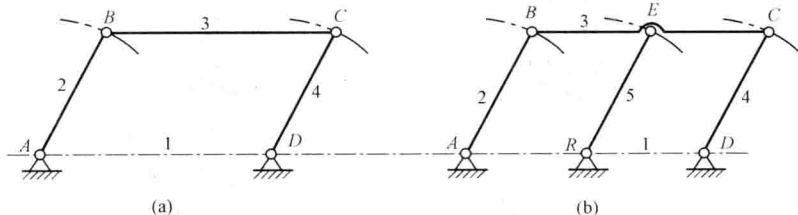


图 1-11 机构中的虚约束

若在机构上再加一个构件 5(图 1-11(b)),它与构件 2 和 4 平行而等长,显然,加构件 5 后对整个机构并无任何影响,但此时机构的自由度数为

$$W = 3n - (2P_L + P_H) = 3 \times 4 - 2 \times 6 = 0$$

机构自由度数为零意味着机构不能运动,显然与实际情况不符。这是因为加了一个构件5,增加了三个自由度,但由于增加了两个转动副而引入四个约束,减少机构四个自由度,而这多出的一个约束对机构的运动并不起约束作用,因此称其为虚约束。因为此时构件3和5上的E点在未形成运动副前均做圆周运动,圆周半径均为 ER ,圆心为 R ,所以二者轨迹重合。在这种情况下,应将虚约束去掉,即将那些从机构运动的角度看来是多余的构件及其带入的运动副除去不计。

还有一些类型的虚约束需要通过复杂的数学证明才能判别,我们就不一一列举了。虚约束对运动虽不起作用,但可以增加构件的刚性和使构件受力均衡,所以实际机械中虚约束随处可见。只有将机构运动简图中的虚约束排除,才能算出真实的机构自由度。

例 1-5 计算图 1-12 所示大筛机构的自由度。

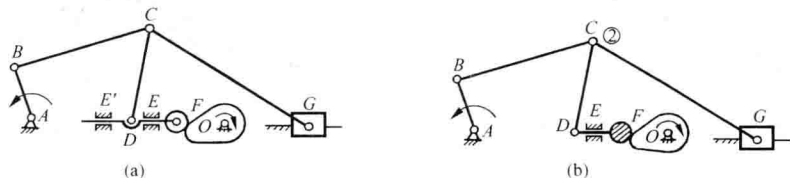


图 1-12 大筛机构

解 机构中的滚子有一个局部自由度。顶杆与机架在 E 和 E' 组成两个导路平行的移动副,其中之一为虚约束。 C 处是复合铰链。现将滚子与顶杆焊成一体,去掉移动副 E' ,并在 C 点注明回转副的个数,如图 1-12(b)所示。由图 1-12(b)得 $n=7$, $P_L=9$ (七个回转副和两个移动副), $P_H=1$,故由式(1-1)得

$$W = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 = 2$$

此机构的自由度等于2,有两个原动件。

1.2 铰链四杆机构的基本形式和特性

平面连杆机构是由若干构件通过低副连接而成的平面机构,它们在各种机械和仪器中获得了广泛应用,在日常生活所用的器具中也处处可见。最简单的平面连杆机构是由四个杆件组成的,它应用非常广泛,是组成多杆机构的基础。

全部用回转副组成的平面四杆机构称为铰链四杆机构,如图 1-13所示。机构的固定件4称为机架;与机架用回转副相连接的杆1和杆3,称为连架杆;不与机架直接连接的杆2,称为连杆。连架杆1或杆3如能绕机架上的回转副中心 A 或 D 做整周转动,则称为曲柄;若仅能在小于 360° 的某一角度内摆动,则称为摇杆。

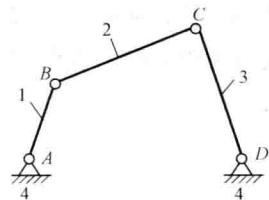


图 1-13 铰链四杆机构

对于铰链四杆机构来说,机架和连杆总是存在的,因此可按照连架杆是曲柄还是摇杆,将铰链四杆机构分为三种基本形式:曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

1.2.1 曲柄摇杆机构

在铰链四杆机构中,若两个连架杆,一个为曲柄,另一个为摇杆,则此铰链四杆机构称为曲柄摇杆机构。通常曲柄1为原动件,并做匀速转动;而摇杆3为从动件,做变速往复摆动。

图 1-14 所示为调整雷达天线俯仰角的曲柄摇杆机构。曲柄 1 缓慢地匀速转动,通过连杆 2,使摇杆 3 在一定角度范围内摆动,从而调整天线俯仰角的大小。

图 1-15 为缝纫机脚踏机构。左下角示出其机构运动简图。这里摇杆 1(脚踏板)是原动件。当摇杆往复摆动时,通过连杆 2 使曲柄 3 做整周回转,再经过带传动使机头主轴回转。

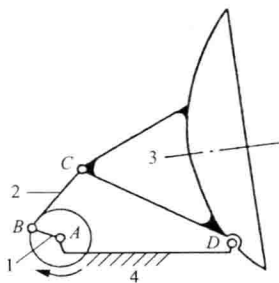


图 1-14 雷达调整机构

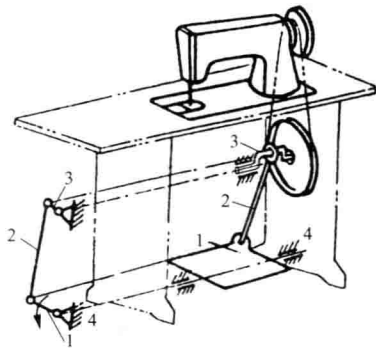


图 1-15 缝纫机脚踏机构

1.2.2 双曲柄机构

一般形式的双曲柄机构,两个曲柄虽然都可以做整周的转动,但若一个曲柄做匀速转动,则另一曲柄在一周之中的转动速度是有快有慢的。利用这种特性,双曲柄机构可用于要求变速的机构中。图 1-16 所示,插床要求向下进刀切削时速度慢,向上退刀时速度快(图 1-16(a)),双曲柄机构可实现这一要求。惯性筛也是利用这一特点,如图 1-16(b)所示,使筛上的原料达到分选的目的。

1.2.3 双摇杆机构

图 1-17(a)是双摇杆机构在鹤式起重机中的应用。当摇杆 AB 摆动时,另一摇杆 CD 也随之摆动,连杆 CB 的延长线上 E 点能近似沿水平线方向移动。此种起重机多用于港口、码头装卸货物,E 点的平移使货物的装卸十分平稳。图 1-17(b)是飞机起落架上应用的双摇杆机构。实线表示起落架放下的位置,这时飞机可以着陆。虚线表示起落架收起来时的位置,这时飞机是处于飞行状态。

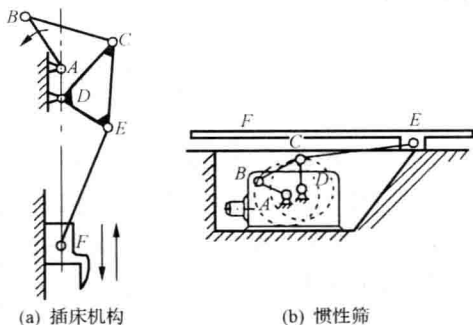


图 1-16 双曲柄机构

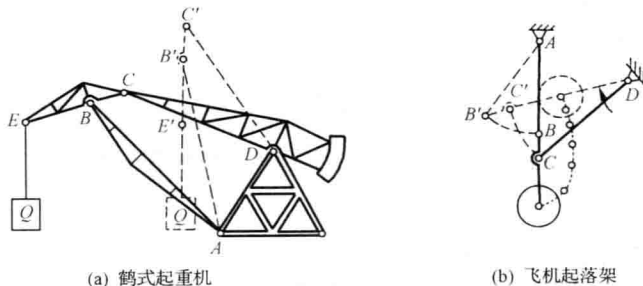


图 1-17 双摇杆机构

下面介绍四杆机构的一些主要特性。

1. 压力角和传动角

在生产中,不仅要求连杆机构能实现预定的运动规律,而且希望运转轻便,效率较高。图 1-18 所示的曲柄摇杆机构,如不计各杆质量和运动副中的摩擦,则连杆 BC 为二力杆,它作用于从动摇杆 3 上的力 F 是沿 BC 方向的。作用在从动件上的驱动力 F 与该力作用点绝对速度 v_c 之间所夹的锐角 α 称为压力角。由图可见,力 F 在 v_c 方向的有效分力 $F_t = F \cos \alpha$,即压力角越小,有效分力就越大。即压力角可作为判断机构传动性能的标志。在连杆设计中,为了度量方便,习惯用压力角 α 的余角 γ (即连杆和从动摇杆之间所夹的锐角)来判断传力性能, γ 称为传动角。因 $\gamma = 90^\circ - \alpha$,所以 α 越小, γ 越大,机构传力性能越好;反之, α 越大, γ 越小,机构传力越费劲,传动效率越低。

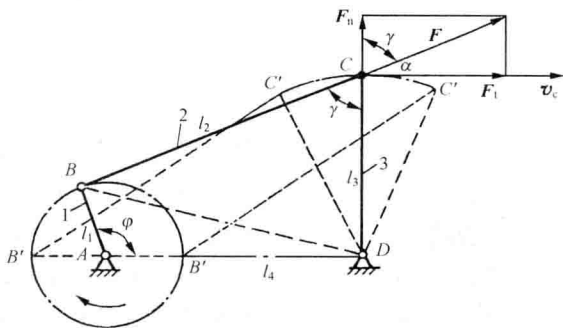


图 1-18 连杆机构的压力角和传动角

机构运动时,传动角是变化的,为了保证机构正常工作,必须规定最小传动角 $\gamma_{\min}$ 的下限。对于一般机构,通常取 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$;对于颚式破碎机、冲床等大功率机构,最小传动角应当取大一些,可取 $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$;对于小功率的控制机构和仪表, $\gamma_{\min}$ 可略小于 40° 。

出现最小传动角 $\gamma_{\min}$ 的位置可分析如下:

由图 1-18 中 $\triangle ABD$ 和 $\triangle BCD$ 可分别写出

$$BD^2 = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi = l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \angle BCD$$

$$\text{由此可得} \quad \cos \angle BCD = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4 \cos \varphi}{2l_2l_3} \quad (1-2)$$

当 φ 分别为 0° 和 180° 时, $\cos \varphi$ 分别为 $+1$ 和 -1 , $\angle BCD$ 分别出现最小值 $\angle BCD_{(\min)}$ 和最大值 $\angle BCD_{(\max)}$ 。如上所述,传动角 γ 是用锐角表示的。当 $\angle BCD$ 为锐角时,传动角 $\gamma = \angle BCD$,显然 $\angle BCD_{(\min)}$ 也即是传动角的极小值;当 $\angle BCD$ 为钝角时,传动角应以 $\gamma = 180^\circ - \angle BCD$ 来表示,显然 $\angle BCD_{(\max)}$ 对应传动角的另一极小值。若 $\angle BCD$ 由锐角变到钝角,则机构运动过程中,将在 $\angle BCD_{(\min)}$ 和 $\angle BCD_{(\max)}$ 位置两次出现传动角的极小值。二者中较小的一个即为该机构的最小传动角 $\gamma_{\min}$ 。

2. 死点位置

图 1-19 中,曲柄摇杆机构若以摇杆 CD 为主动件,则当机构运动到某一位置状态后出现了传动角 $\gamma = 0$ 的情况(图 1-19),即连杆与从动曲柄共线,有效驱动力矩为零,从动曲柄不能转动,此刻称为机构处于死点位置。

对于传动而言,死点位置使机构处于自锁状态或从动曲柄运动不确定,如脚踏式缝纫机会出现踏不动或倒转现象。使机构顺利通过死点位置的方法是:①利用飞轮及从动件自身的惯性作用(图 1-15);②采用两组相同机构错列的方法。图 1-20 所示为两个错列的曲柄滑块机构,机构中滑块是主动件,曲柄是从动件。在图示的状态下,左边曲柄滑块机构处于死点位置,但右边曲柄滑块机构却不是处于死点位置,可以使公用的曲柄转动,从而使左边机构脱离死点。同理,当右边机构出现死点时,左边机构同样能使其脱离死点。

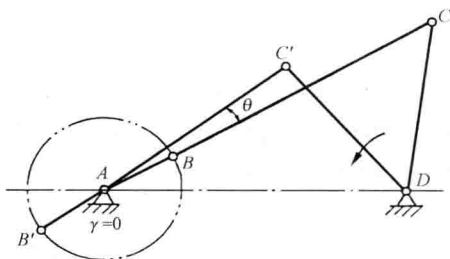


图 1-19 四连杆机构的死点

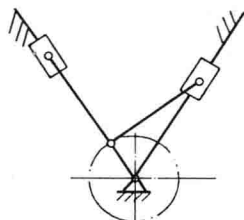


图 1-20 用机构错列的方法防止死点

死点位置对传动虽然不利,但是对某些夹紧装置却可用于防松。例如,图 1-21 所示的铰链四杆机构,当工件 5 被夹紧时,铰链中心 B 、 C 、 D 共线,工件加在杆 1 上的反作用力无论多大,也不能使杆 3 转动。这就保证在去掉外力 F 之后,仍能可靠地夹紧工件。当需要取出工件时,只需向上扳动手柄,即能松开夹具。图 1-22 是开关中的一种机构,死点可保证动触点与定触点的可靠接触,使其在有振动、冲击时仍不改变位置。

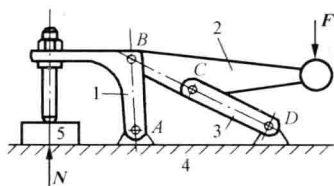


图 1-21 夹紧机构

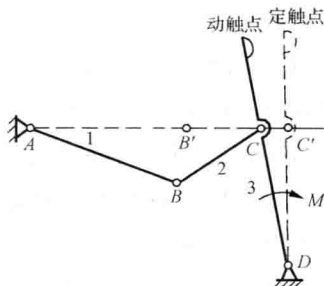


图 1-22 触点开关

3. 急回特性

图 1-23 所示为曲柄摇杆机构,设曲柄 AB 为原动件,曲柄回转一周有两次与连杆 BC 共线,同时摇杆 CD 分别位于两极限位置 C_1D 和 C_2D ,其夹角 ψ 为摇杆的摆角。曲柄与连杆两次共线时曲柄位置所夹的锐角 θ 称为极位夹角。

当曲柄 AB 顺时针匀速回转时,摇杆由 C_1D 摆到 C_2D 和由 C_2D 摆回 C_1D 其摆角相同,但曲柄 AB 的转角却分别为 $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ 和 $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$,所对应时间 $t_1 > t_2$,说明摇杆由 C_1D 摆到 C_2D 的平均角速度 ω_1 低于由 C_2D 摆回 C_1D 的平均角速度 ω_2 ,这种性质称为急回运动特性,它能满足某些机构的工作要求,如牛头刨床和插床。工作行程要求速度慢而均匀,以提高加工质量;空回行程要求速度快,以减少空程时间,提高工作效率。

急回运动性质用行程速比系数 K 表示,即

$$K = \frac{\text{从动杆返回行程角速度}}{\text{从动杆工作行程角速度}} = \frac{\psi/t_2}{\psi/t_1} = \frac{t_1}{t_2}$$

若曲柄的角速度为 ω ,则 $\varphi_1 = \omega t_1$, $\varphi_2 = \omega t_2$,代入上式得

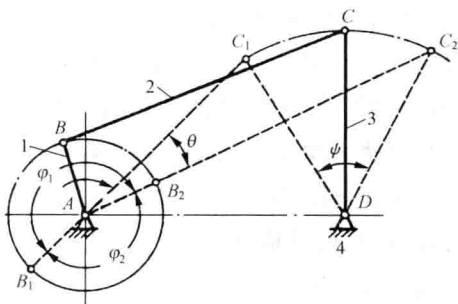


图 1-23 曲柄摇杆机构的急回特性