

高等学校教材

# 机械原理课程设计

主 编 陆凤仪  
副主编 杨向太 杨建伟  
参 编 朱建儒 王春燕  
      张志鸿 岳一领  
主 审 陶元芳



机械工业出版社

本书是根据 1995 年国家教育委员会颁发的《高等工业学校机械原理课程教学基本要求》(修订版), 总结多年教学经验编写而成的。

全书共分九章, 内容包括机械原理课程设计概述, 平面连杆机构的分析与设计, 凸轮机构的分析与设计, 齿轮机构的分析与设计, 机械系统动力性能分析与飞轮设计, 机械运动方案与创新设计, 机械原理课程设计示例以及机械原理课程设计题选。

本书为高等院校机械类、近机类各专业机械原理课程设计的教材, 也可供职工大学、电视大学和函授大学等各类学校使用, 亦可供有关工程技术人员参考。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

机械原理课程设计/陆凤仪主编. —北京: 机械工业出版社, 2002. 6  
高等学校教材  
ISBN 7-111-10209-6

I. 机... II. 陆... III. 机构学—课程设计—高等学校—教材  
IV. TH111

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2002) 第 024137 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

责任编辑: 赵爱宁 版式设计: 张世琴 责任校对: 李秋荣

封面设计: 姚毅 责任印制: 路琳

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2002 年 6 月第 1 版·第 1 次印刷

787mm×1092mm<sup>1</sup>/16·9.25 印张·223 千字

0 001—6 000 册

定价: 13.50 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

本社购书热线电话 (010) 68993821、68326677-2527

封面无防伪标均为盗版

# 序

为了培养适应 21 世纪需要的人才，培养学生开发和创新能力，高等学校《机械原理课程基本要求》中对机械原理课程设计提出的要求是：“结合一个简单的机械系统，综合运用所学理论和方法，使学生受到拟定机械运动方案的初步训练，并能对方案中某些机构进行分析和设计。”因此在机械原理课程中，加强课程设计这一重要的实践环节，已成为教育界的共识。随着教学改革的深入发展，必然要求有相适应的教材。但机械原理课程设计的教材颇为匮乏，不能满足教学的需要。为此，陆凤仪同志主编了适应新专业培养目标和教学要求的教学用书——《机械原理课程设计》。

本书的编者都是具有多年机械原理课程教学经验的教师。在教材编写过程中，他们注意吸收国内其他院校和本校“面向 21 世纪课程内容和课程体系改革”研究成果。在内容取舍上，注重先进性与适用性相结合。在分析方法上，保留有实用价值的图解法，突出用解析法与计算机辅助设计相结合的方法。为了培养学生的创新能力和机械运动方案设计能力，加强了机械运动方案设计的内容，并适量增加了机构创新的内容。为满足各专业不同的要求，本书提供了较多的课程设计题目。

因此，该书是一本加强素质教育、培养创新能力、适用性强的教材。

李永堂

2001 年 12 月

# 前 言

本书是根据“高等学校机械原理课程教学基本要求”，为配合学生进行课程设计而编写的。

本书在编写过程中总结了多年的教学经验，精选内容，启发思考，利于教学；又从工程实际出发，为培养学生的机械设计能力和创新能力，加强了机构设计和机械运动方案设计的内容，适量增加了机构创新设计的内容；并通过机械原理课程设计实例，较详细地介绍了设计方法和步骤，便于学生自学，有利于学生高质量地独立完成设计；书中还提供了不同类型的设计题目可供选用。

本书在课程设计方法上，从教学实际出发，考虑到各院校的不同条件，既介绍了图解法，又介绍了解析法，给读者以选择的余地。随着机械原理学科的发展以及电子计算机的普及，运用解析法与计算机解决工程实际问题得到很大发展，并趋于主导地位。因此在编写时，增强了解析法设计机构的内容，并给出了必要的程序。这样，不论是以解析法或是以图解法为主进行课程设计，本书都是适用的。

本书一方面是《机械原理》的配套教材，简明扼要，便于使用；另一方面，也可作为简明机械原理设计指南，供有关工程技术人员参考。

本书由陆凤仪任主编，杨向太、杨建伟任副主编。第一章、第七章由陆凤仪编写，第二章、第三章、第六章、第八章的第三节由杨向太编写，第四章、第五章、第八章的第一节、第九章的第八、九节由杨建伟编写，第八章的第二节、第九章的第四、五、六、七节由朱建儒编写，第九章的第一、二节由王春燕编写，第九章的第三节由岳一领编写，第九章的第十节由张志鸿编写。

本书由太原重型机械学院教务处处长陶元芳教授担任主审，他对书稿进行了认真细致的审阅，并提出了宝贵的意见和建议，在此表示衷心的感谢。

教材编写过程中得到太原重型机械学院有关领导的大力支持和热情关注，太原重型机械学院副院长李永堂教授为本书作了序，在此也表示衷心的感谢。

尽管全体编者都尽心尽力，但由于水平所限和成书时间短促，书中的缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

编 者

2001年12月

# 目 录

序	例 .....	63
前言	第二节 机械系统的运动方程式及其求解 .....	67
第一章 概述 .....	1	
第一节 机械原理课程设计的目的和任务 .....	1	
第二节 机械原理课程设计的内容和方法 .....	1	
第三节 机械原理课程设计的总结和要求 .....	2	
第二章 平面连杆机构的分析与设计 .....	5	
第一节 平面连杆机构设计的基本知识 .....	5	
第二节 用图解法进行平面连杆机构的运动分析和动态静力分析 .....	9	
第三节 用解析法进行平面连杆机构的分析与综合 .....	14	
第三章 凸轮机构的分析与设计 .....	26	
第一节 凸轮机构设计的基本知识 .....	26	
第二节 用图解法设计凸轮机构 .....	28	
第三节 用解析法设计凸轮机构 .....	31	
第四章 齿轮机构的分析与设计 .....	41	
第一节 渐开线圆柱齿轮机构设计步骤及公式 .....	41	
第二节 齿轮变位系数的选择 .....	43	
第三节 齿轮啮合图的绘制 .....	55	
第四节 变位齿轮机构设计 .....	57	
第五章 机械系统动力性能的分析及飞轮设计 .....	63	
第一节 机械的等效动力学模型及其实		
例 .....		
第二节 机械系统的运动方程式及其求解 .....		
第三节 机械系统中飞轮的调速作用 .....		
第四节 飞轮转动惯量的计算及飞轮设计举例 .....		
第六章 组合机构的分析与设计 .....	85	
第一节 机构组合的目的 .....	85	
第二节 串联式组合机构的分析与设计 .....	85	
第三节 并联式组合机构的分析与设计 .....	87	
第四节 复合式组合机构的分析与设计 .....	90	
第七章 机械运动方案与创新设计 .....	94	
第一节 机械设计概述 .....	94	
第二节 机械运动方案设计 .....	94	
第三节 机械运动方案中的机构创新设计 .....	104	
第八章 机械原理课程设计示例 .....	107	
第一节 牛头刨床机构选型及设计 .....	107	
第二节 简易圆盘印刷机的主要机构设计 .....	113	
第三节 偏置直动滚子从动件盘形凸轮轮廓设计 .....	118	
第九章 机械原理课程设计题选 .....	124	
第一节 插床机构 .....	124	
第二节 牛头刨床刨刀的往复运动机构 .....	125	
第三节 汽车前轮转向机构 .....	126	
第四节 铰链式颚式破碎机 .....	127	

第五节	压床 .....	128	第九节	蜂窝煤成型机 .....	136
第六节	织机开口机构 .....	130	第十节	汽车风窗刮水器机构 .....	137
第七节	专用机床的刀具进给机构和 工作台转位机构 .....	133	参考文献	.....	139
第八节	平压印刷机 .....	135			

# 第一章 概 述

## 第一节 机械原理课程设计的目的和任务

### 一、课程设计的目的

机械原理课程是培养学生具有进行机械系统运动方案设计初步能力的技术基础课。课程设计则是机械原理课程重要的实践环节。其基本目的是：

- 1) 通过课程设计，综合运用机械原理课程的理论和实践知识，分析和解决与本课程有关的实际问题，并使所学知识进一步巩固、加深；
- 2) 使学生得到拟定运动方案的训练，并具有初步机械选型与组合以及确定传动方案的能力，培养学生开发和创新机械产品的能力；
- 3) 使学生对运动学和动力学的分析与设计有一较完整的概念；
- 4) 通过课程设计，进一步提高学生运算、绘图、表达、运用计算机和查阅有关资料的能力。

### 二、课程设计的任务

机械原理课程设计的任务一般可分成以下几部分：

- 1) 根据机械的工作要求，进行机构的选型与组合；
- 2) 设计该机械系统的几种运动方案，对各运动方案进行对比和选择，确定运动方案；
- 3) 对选定方案中的机构（凸轮机构、连杆机构、齿轮机构、其他常用机构、组合机构等）进行设计和分析；
- 4) 拟定、绘制机构运动循环图；
- 5) 设计飞轮；进行机械动力分析与设计。

## 第二节 机械原理课程设计的内容和方法

### 一、课程设计的内容

为了培养学生开发和创新机械产品的能力，根据高等学校工科本科《机械原理课程教学基本要求》对课程设计的基本要求，其内容应包括以下三个方面：

- 1) 机械方案的设计与选择；
- 2) 机构运动的分析与设计；
- 3) 机械动力的分析与设计。

课程设计题目，可由教师根据本校的具体情况及不同专业的需要选定。但为了保证课程设计的基本内容，以及一定程度的综合性和完整性，课程设计的选题应注意以下几方面：

- 1) 一般应包括三种基本机构——凸轮机构、连杆机构和齿轮机构的分析与综合；
- 2) 应具有多个执行机构的运动配合关系，包括运动循环图的分析与设计；
- 3) 运动方案的选择与比较。

## 二、课程设计的方法

机械原理课程设计的方法大致可分为图解法和解析法两种。图解法是运用基本理论中的基本关系式，用作图求解的方法求出其结果。这种方法具有几何概念清晰、直观、定性简单、可用来检查解析计算的正确性等特点。解析法是通过建立数学模型、编制框图和计算机程序并借助于计算机运算求出其结果。这种方法具有计算精度高、避免大量重复的人工劳动、可迅速得到结果、便于确定机构在整个运动循环内各位置的未知量等特点。同时，利用计算机的绘图功能，绘制机构运动线图，为机构的选型和尺寸综合提供了重要的资料。

图解法和解析法各有优点，可互为补充。工程实际中要求工程技术人员熟练地掌握这两种方法，故在设计中提倡采用两种方法进行分析或设计。

## 三、课程设计的教学进度

课程设计的教学进度，如表 1-1 所示。表中内容和时间安排仅供参考（适用于 1 周或 1.5 周）。

表 1-1 教学进度安排

序号	内 容	时间/天	
1	布置题目、方案讨论	1	1
2	确定方案	0.5	1
3	平面机构的运动分析	0.5	1
4	平面机构的动态静力分析	1	1.5
5	齿轮机构设计	0.5	0.5
6	凸轮机构设计	0.5	0.5
7	其他机构设计		1
8	飞轮设计	1	1
9	整理设计说明书	1	1.5
共计		6	9

## 第三节 机械原理课程设计的总结和要求

### 一、编写课程设计说明书

课程设计说明书是技术说明书中的一种，是整个设计计算的整理和总结，同时也是审核设计的技术文件之一。学生毕业后要面对实际的技术工作，编写技术说明书是科技工作者必须掌握的基本技能之一。因此，学生在校学习期间应接受这方面的训练。

#### 1. 课程设计说明书内容

课程设计说明书的内容针对不同设计题目而定，其内容大致包括：

- 1) 目录（标题、页次）；
- 2) 设计题目（包括设计条件、要求等）；
- 3) 机构运动简图或设计方案的拟定和比较；

- 4) 制定机械系统的运动循环图；
- 5) 对选定机构的运动、动力分析与设计；
- 6) 完成设计所用方法及原理的简要说明；
- 7) 列出必要的计算公式及所调用的子程序；
- 8) 写出自编的主程序、子程序及编程框图；
- 9) 对结果进行分析讨论；
- 10) 参考资料（资料编号、主要作者、书名、版本、出版地、出版者、出版年份）。举

例如下：

- 1 孙桓，陈作模主编．机械原理．北京：高等教育出版社，1997
- 2 曲继方主编．机械原理课程设计．北京：机械工业出版社，1989

## 2. 课程设计说明书的要求

- 1) 设计说明书必须用蓝、黑色钢笔或圆珠笔书写，不得用铅笔或彩色笔。要求书写工整、文字简练、步骤清楚；
- 2) 计算内容要列出公式、代入数值、写出结果、标明单位，中间运算应省略；
- 3) 说明书中应编写必要的大、小标题，应注明所用公式和数据的来源（参考资料的编号和页次）；
- 4) 说明书用 16 开纸书写，并装订成册，封面格式和书写格式如图 1-1a、b 所示。

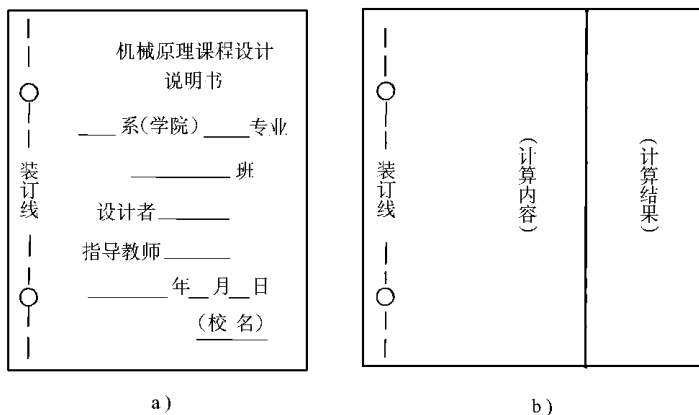


图 1-1

## 二、图样整理

图样是课程设计的又一组成部分，是设计的成果之一。设计图样要达到课题规定的要求。对设计图样的质量要求：作图准确、布图匀称、图面整洁、标注齐全。图样上的中文用仿宋体、数字和外文字母用斜体字母书写，图纸规格、线条、尺寸标注等均应符合国家制图标准的规定。标题栏的格式如图 1-2 所示。

## 三、准备答辩

答辩是课程设计的最后一个重要环节，通过准备和答辩，可以总结设计方法、步骤，巩固分析和解决工程实际问题的能力。答辩也是对课程设计中各个问题理解深度、广度及基本理论掌握程度进行检查和评定成绩的重要方式，对整个设计质量的提高大有好处。

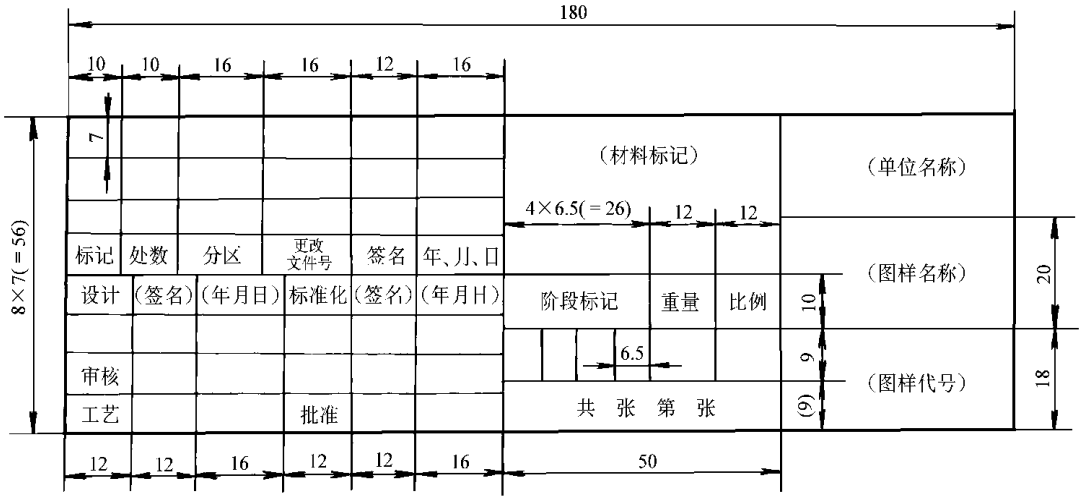


图 1-2

#### 四、成绩的评定

课程设计的成绩单独计分。课程设计成绩的评定，应以设计说明书、图样和在答辩中回答问题的情况为根据，参考设计过程中的表现，由指导教师按五级记分制（优、良、中、及格、不及格）进行评定。

## 第二章 平面连杆机构的分析与设计

### 第一节 平面连杆机构设计的基本知识

平面连杆机构是由许多刚性构件且多为杆状构件用低副连接而成的，所以又称为平面低副机构。连杆机构传动的优点是：低副连接使得构件的接触为面接触，并且经常是圆柱面或平面，传力压强小，便于润滑，磨损轻，且结构简单易于制造，同时又能实现可靠的几何封闭；杆状构件可用于传递远距离的运动和动力，另外杆上丰富的高次曲线可满足不同的轨迹要求；通过机架倒置、运动副和杆件形状尺寸变化等，可获得各种类型的常用连杆机构。而其主要缺点有：构件和运动副的数目较多，运动累积误差大，低副连接增加自锁的可能性，也使传动的机械效率降低；难以精确地实现所要求的运动规律；工作中，连杆所作的平面一般运动使机构的平衡困难，不宜用作高速传动。设计中应尽可能发扬其长处，抑制其缺点。

#### 一、常用四杆机构的用途、运动和动力特性

##### 1. 曲柄摇杆机构

(1) 用途 曲柄摇杆机构一般用在：运动形式的改变，由曲柄的整周转动变为摇杆的往复摆动，反之亦然；曲柄匀角速转动，输出具有急回特性的摇杆摆动；依据连杆上各点不同形状的高次曲线，实现预定的轨迹要求；当摇杆作为原动件时，机构止点的利用。

(2) 运动和动力特性 曲柄匀角速转动时，摇杆变速摆动。工作中经常应用摇杆的急回特性，它靠行程速比系数  $k$  来衡量

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

式中  $\theta$ ——极位夹角，其值与机构四根杆的长度有关。

在机构设计时，不仅要求机构能实现预期的运动，而且还要使传递的动力尽可能发挥有效作用。图 2-1 所示的曲柄摇杆机构中，曲柄  $AB$  为原动件，摇杆  $CD$  为从动件。设计中必须保证在  $CD$  杆的摆动过程中，机构的最小传动角  $\gamma_{\min}$  不小于许用值（一般为  $40^\circ$  或  $50^\circ$ ）。其最小传动角  $\gamma_{\min}$  出现的位置可用如下方法求得：当  $\angle BCD \leq 90^\circ$  时， $\gamma = \angle BCD$ ；当  $\angle BCD > 90^\circ$  时， $\gamma = 180^\circ - \angle BCD$ 。因此，最小传动角将出现在如下两个位置之一：

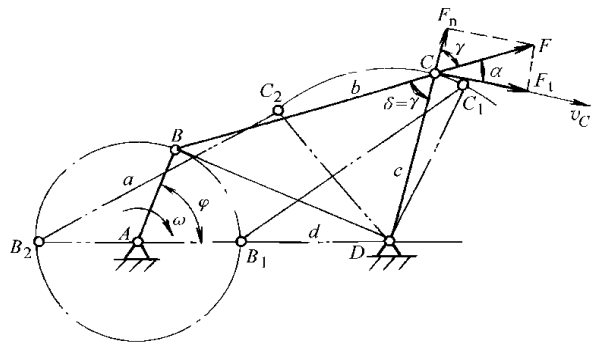


图 2-1

出现在如下两个位置之一：

1) 曲柄  $AB$  转到与机架  $AD$  重叠共线位置  $AB_1$  时， $\angle BCD$  最小，其值为

$$\angle B_1C_1D = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d - a)^2}{2bc} \quad (2-2)$$

2) 曲柄  $AB$  转到与机架  $AD$  拉直共线位置  $AB_2$  时,  $\angle BCD$  最大, 其值为

$$\angle B_2C_2D = \arccos \frac{b^2 + c^2 - (d+a)^2}{2bc} \quad (2-3)$$

若  $\angle B_2C_2D$  为锐角, 则  $\gamma_{\min} = \angle B_1C_1D$ ; 若  $\angle B_2C_2D$  为钝角, 则  $\gamma_{\min}$  为  $\angle B_1C_1D$  与  $180^\circ - \angle B_2C_2D$  中的小者。

当摇杆为原动件时, 应注意机构中存在连杆与曲柄拉直和重叠共线的两个止点位置。

## 2. 双曲柄机构

(1) 用途 如图 2-2 所示, 当主动曲柄  $AB$  作匀角速转动时, 从动曲柄  $CD$  作变速转动, 这样的输出可以获得较大的加速度。

(2) 运动和动力特性 当主动曲柄转动一周时, 从动曲柄也转动一周, 所以其平均传动比  $n_3/n_1 = 1$ ; 可是两个曲柄的瞬时传动比  $i_{31} = \omega_3/\omega_1 \neq \text{常数}$ 。任一曲柄为原动件时, 这种机构均无止点, 其最小传动角的求法与曲柄摇杆机构相同。

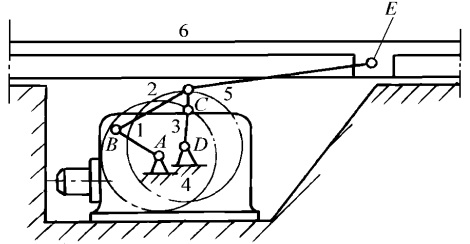


图 2-2

在双曲柄机构中有一特例为平行四边形机构, 其主要特点是连杆作平动 ( $\omega = 0$ ), 两曲柄的瞬时传动比  $i_{31} = \omega_3/\omega_1 = \text{常数}$ 。在一周回转运动中, 四根杆有两个共线位置, 必须利用构件的惯性、装飞轮或增加辅助构件等方法来保证机构具有确定的运动方向。

## 3. 双摇杆机构

(1) 用途 由于两个摇杆只能作摆动, 所以双摇杆机构常用作操纵机构 (如车辆前轮的转向机构) 或与其他机构联用。具体应用中, 可以实现摆角放大及连杆获得翻转  $360^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $90^\circ$  等。

(2) 运动和动力特性 对于最短杆与最长杆的长度之和小于另外两杆长度之和且将最短杆对面的构件固定为机架的双摇杆机构, 如图 2-3a 所示, 其中转动副  $B$  和  $C$  为周转副, 连杆  $BC$  可以翻转  $360^\circ$ 。

对于最短杆与最长杆的长度之和大于另外两杆长度之和的双摇杆机构, 其四个转动副  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $D$  都为摆转副。图 2-3b、c、d 分别表示最长杆为摇杆、机架、连杆时机构的运动范围。

在图 2-3 中, 当  $AB$  为原动件时, 机构的止点位置出现在  $AB_1$  和  $AB_2$ ; 当  $CD$  为原动件时, 机构的止点位置为  $C_1D$  和  $C_2D$ 。

## 4. 曲柄滑块机构

(1) 用途 该机构可将曲柄的圆周运动变为滑块的往复移动或将滑块的移动变为曲柄的转动。对于偏置的曲柄滑块机构, 曲柄作匀角速转动时, 滑块有急回作用。

(2) 运动和动力特性 如图 2-4 所示, 对心曲柄滑块机构的滑块行程  $s = 2a$ , 而偏置曲柄滑块机构的滑块行程为

$$s = \sqrt{(a+b)^2 - e^2} - \sqrt{(b-a)^2 - e^2} > 2a \quad (2-4)$$

偏置曲柄滑块机构的急回特性用行程速比系数  $K$  表示, 仍用式 (2-1) 计算。如图 2-4b 所示, 极位夹角  $\theta$  可由下式计算

$$\theta = \arccos \frac{e}{a+b} - \arccos \frac{e}{b-a} \quad (2-5)$$

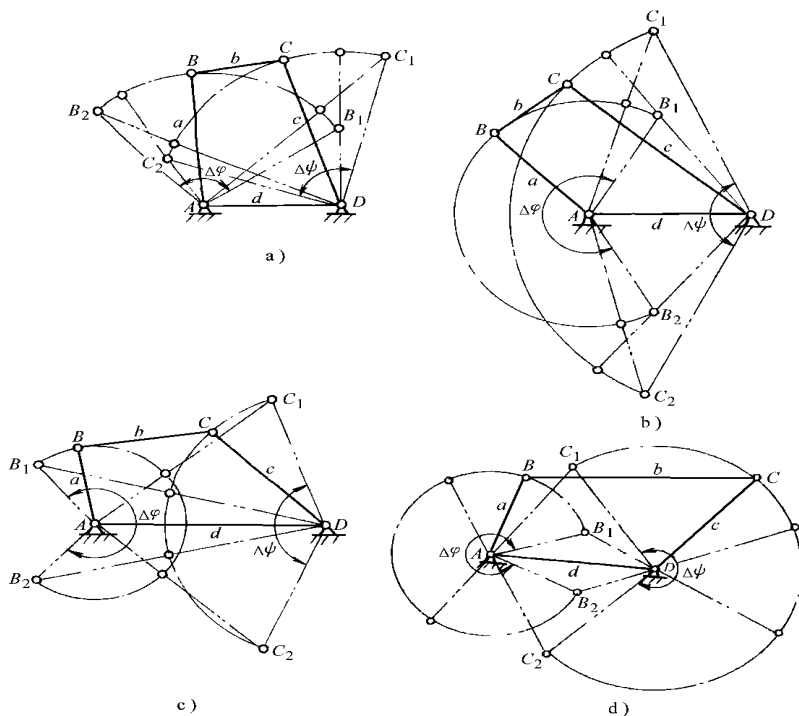


图 2-3

当  $a$  或  $e$  增加时,  $\theta$  角增大, 急回作用增强; 当  $b$  增大时,  $\theta$  减小。对心曲柄滑块机构的最小传动角  $\gamma_{\min} = \arccos (a/b)$  (图 2-4a 位置 III),  $\gamma_{\max} = 90^\circ$ 。偏置曲柄滑块机构的最小传动角  $\gamma_{\min} = \arccos [(a+e)/b]$  (图 2-4b 位置 V), 当  $e < a$  时,  $\gamma_{\max} = 90^\circ$  (图 2-4b 位置 III 和 IV), 当  $e > a$  时,  $\gamma_{\min} = \arccos [(e-a)/b]$ 。

曲柄主动时, 机构无止点位置; 当滑块为主动时, 机构有两个止点位置 I 和 II。

### 5. 摆动导杆机构

(1) 用途 曲柄匀角速度转动时, 可得到一定摆角的摇杆摆动, 且摇杆具有急回特性; 也可将摇杆的摆动变为曲柄的转动。

(2) 运动和动力特性 在图 2-5 中, 摇杆 3 的摆角  $\Delta\psi = 2\arcsin (a/b)$ , 行程速比系数仍为  $k = (180^\circ + \theta) / (180^\circ - \theta)$ , 其中  $\theta = \Delta\psi$ 。当曲柄处于  $AB_1$  和  $AB_2$  位置时,  $\omega_3 = 0$ ; 当曲柄处于  $AB'$  时,  $\omega_3 = \omega_1 a / (b+a)$  为构件 3 在工作行程中的最大角速度; 当曲柄处于  $AB''$  时,  $\omega_3 = \omega_1 a / (b-a)$  为构件 3 在空回行程中的最大角速度。

曲柄为原动件时, 机构的传动角始终为  $90^\circ$ , 具有良好的传力性能。导杆为原动件时,

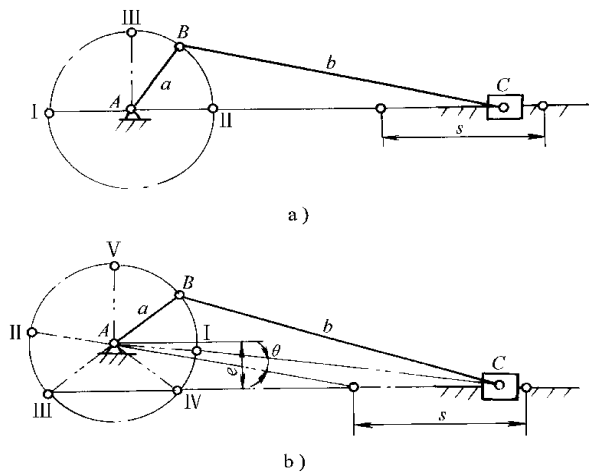


图 2-4

机构有两个止点位置，也就是导杆的两个极位

——图 2-5 中的  $CB_1$  和  $CB_2$ 。

## 二、多杆机构的形成和应用

四杆机构结构简单，设计制造方便，广泛应用于生产和生活的各种场合，并能得到令人满意的使用效果。可是，随着自动化和现代化的发展，机械工程对连杆机构提出多方面的要求，有时采用四杆机构可能难以满足它们，即使能勉强达到性能要求，机构传递运动的质量也是很低的。这时就不得不借助于多杆机构，它是通过四杆机构采用不同形式的变异、组合而形成的。应用多杆机构可以达到以下一些目的。

### 1. 用于扩大行程

用四杆机构实现大的行程时，会使机构尺寸庞大。采用多杆机构，可在机构尺寸合理的情况下，使行程扩大。

### 2. 获得较大的机械效率

如图 2-6 所示，它是一个广泛用于锻压设备中的肘杆机构。曲柄 1 为原动件，滑块 5 为从动件，当其接近下止点时，开始工作。这样机构在  $E$  点的传动角较大，杆 4 的传力能充分利用，另外由于速比  $v_B/v_5$  很大，故可以用较小的力  $F$  克服很大的生产阻力  $F_r$ ，即可获得很大的机械效率，以满足锻压工作的需要。

### 3. 改变从动件的运动特性

在刨床、插床、插齿机等切削加工机械中，不仅要求刀具在工作行程中有近似的匀速运动，以保证表面加工质量，而且要求刀具在空行程中有急回作用。一般的急回四杆机构，虽可满足急回要求，但其工作行程的等速性能往往不好，采用多杆机构就可获得改善。图 2-7 为插齿机所用的六杆机构，它可使插刀在插齿过程中得到近似于等速的运动。

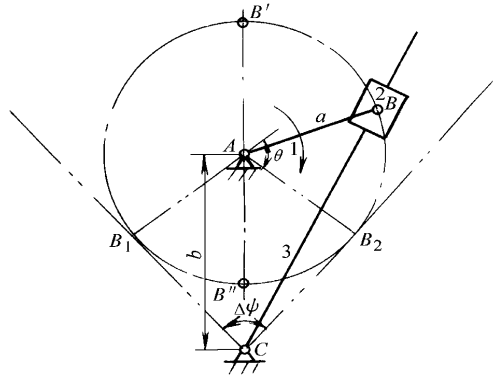


图 2-5

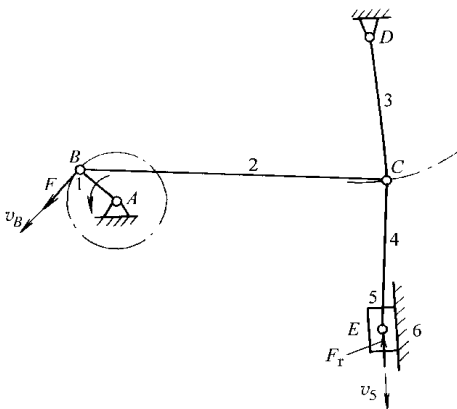


图 2-6

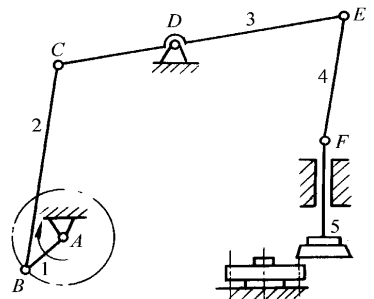


图 2-7

#### 4. 实现机构从动件带停歇的运动

某些机械（如织布机等）要求从动件在运动中具有较长时间的停歇。四杆机构无法使从动件实现停歇，但在图 2-8 中，利用四杆机构连杆曲线轨迹的圆弧部分  $P'P''$ （图 2-8a）或直线部分  $P'P''$ （图 2-8b），再加上适当的二级杆组（杆 4-5），就可得到构件 5 在构件 4 通过它们的弧线或直线部分时的暂时停歇。

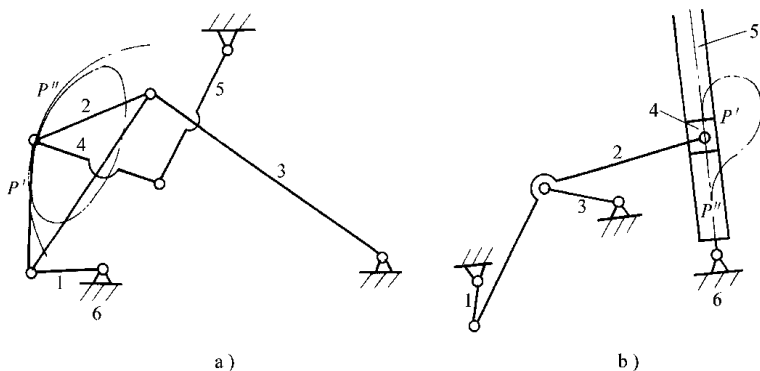


图 2-8

#### 5. 实现多个动作

多杆机构可以同时实现几个动作，图 2-9 为货车上侧板自动打开，同时底板作倾倒运动的六杆机构。

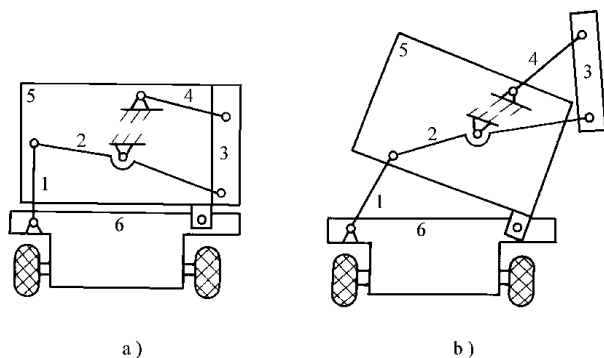


图 2-9

多杆机构的实际用途不只是上述所列几种情况。通过上述例子不难发现，四杆机构是多杆机构形成的基础，所以有关四杆机构的知识，将成为多杆机构设计研究的基础。

## 第二节 用图解法进行平面连杆机构的运动分析和动态静力分析

矢量方程图解法所依据的基本原理是理论力学的运动合成原理。在对机构的运动参数进行分析时，首先搞清相关的绝对运动、牵连运动和相对运动以及它们之间的关系，列出机构运动的矢量方程，然后再根据该方程进行作图求解。

### 一、用矢量方程图解法作平面连杆机构运动分析的步骤

下面以一个实例来说明。已知某机构的运动简图、原动件的位置  $\varphi_1$  及转速  $\omega_1$ ，各构件

的长度  $l_{AB}$ 、 $l_{BC}$ ...，求在给定的原动件位置  $\varphi_1$  时，连杆 2 上  $C$  点和  $c_m$  点的速度  $v_C$ 、 $v_{c_m}$  和加速度  $a_C$ 、 $a_{c_m}$  以及杆 2 的角速度  $\omega_2$  和角加速度  $\alpha_2$ 。

1. 选定长度比例尺  $\mu_l$ ，作出机构在给定位置的运动简图

如图 2-10a 所示，选取  $\mu_l = l_{AB}/AB$  (m/mm) 进行作图， $l_{AB}$  表示构件的实际长度， $AB$  表示构件在图样上的尺寸。作图时，必须注意  $\mu_l$  的大小应选得适当，以保证对机构运动完整、准确、清楚的表达，另外应在图面上留下速度多边形、加速度多边形等其他相关分析图形的位罝。

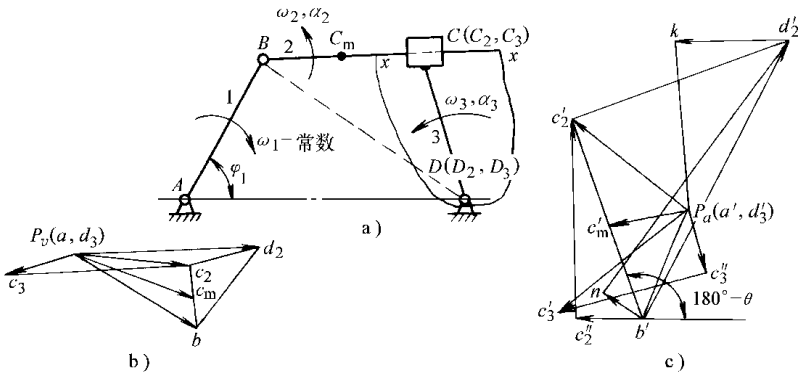


图 2-10

2. 求原动件上运动副中心  $B$  的  $v_B$  和  $a_B$

$$v_B = \omega_1 l_{AB}$$

式中  $v_B$  ——  $B$  点速度 (m/s)，方向  $\perp AB$ ，指向与  $\omega_1$  一致。

$$a_B = \omega_1^2 l_{AB}$$

式中  $a_B$  ——  $B$  点加速度 (m/s<sup>2</sup>)，方向由  $B \rightarrow A$ 。

3. 解得求点的速度及相关构件的角速度

由原动件出发向远离原动件方向依次取各构件为分离体，利用绝对运动与牵连运动和相对运动关系列矢量方程式，作图求解。

(1) 列  $C$  或  $D$  点的速度矢量方程式 根据平面运动的构件两点间速度的关系

$$\text{绝对速度} = \text{牵连速度} + \text{相对速度}$$

先列出构件 2、3 上瞬时重合点  $C_2$ 、 $C_3$  的方程，未知数为三个，不能解，故列出其上瞬时重合点  $D_2$  (在 2 的扩充部分上)、 $D_3$  间的速度方程

$$\begin{array}{l} \boldsymbol{v}_{D_3} = \boldsymbol{v}_{D_2} + \boldsymbol{v}_{D_3D_2} = \boldsymbol{v}_B + \boldsymbol{v}_{D_2B} + \boldsymbol{v}_{D_3D_2} \\ \text{方向} \quad 0 \qquad \qquad \qquad \perp AB \quad \perp DB \quad // xx \\ \text{大小} \quad 0 \qquad \qquad \qquad \omega_1 l_{AB} \quad ? \quad ? \end{array}$$

(2) 定出速度比例尺 在图 2-10b 中，取  $P_v$  为速度极点，取向量  $P_v b$  代表  $v_B$ ，则速度比例尺  $\mu_v$  (m · s<sup>-1</sup>/mm) 为

$$\mu_v = \frac{v_B}{P_v b}$$

(3) 作速度多边形，求出  $\omega_2$ 、 $\omega_3$  根据矢量方程式作出速度多边形的  $P_v b d_2$  部分，则

$v_{D_2B}$  (m/s) 为

$$v_{D_2B} = \mu_v b d_2$$

$\omega_2$ 、 $\omega_3$  (1/s) 为

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{v_{D_2B}}{l_{D_2B}} = \frac{\mu_v b d_2}{\mu_l D_2 B}$$

其转向为逆时针方向。

(4) 列  $C_2$  点的速度矢量方程式，作图求解  $v_{C_2}$ 、 $v_{C_3}$ 、 $v_{c_m}$

$$v_{C_2} = v_B + v_{C_2B} = v_{C_3} + v_{C_2C_3}$$

方向 ?  $\perp AB$   $\perp CB$   $\perp CD$  //  $xx$

大小 ?  $\omega_1 l_{AB}$   $\omega_2 l_{CB}$  ? ?

通过作图，确定  $C_2$ 、 $C_3$  点在速度多边形图中的位置，可得

$$v_{C_2} = \mu_v P_v c_2$$

式中  $v_{C_2}$  ——  $C_2$  点的速度 (m/s)，方向  $P_v \rightarrow c_2$ 。

$$v_{C_3} = \mu_v P_v c_3$$

式中  $v_{C_3}$  ——  $C_3$  点的速度 (m/s)，方向  $\perp CD$  指向与  $\omega_3$  一致。

根据速度影像定理有  $\frac{c_2 c_m}{c_2 b} = \frac{C c_m}{CB}$ ，定出  $c_m$  点在  $bc_2$  上的位置，则矢量  $P_v c_m$  代表  $v_{c_m}$

$$v_{c_m} = \mu_v P_v c_m$$

式中  $v_{c_m}$  ——  $c_m$  点的速度 (m/s)，方向  $P_v \rightarrow c_m$ 。

4. 解待求点的加速度及相关构件的角加速度

(1) 列  $D$  点的加速度矢量方程式 牵连运动为移动时

绝对加速度 = 牵连加速度 + 相对加速度

牵连运动为转动时 (由于牵连运动与相对运动相互影响)

绝对加速度 = 牵连加速度 + 相对加速度 + 哥氏加速度

$$a_{D_3} = a_{D_2} + a_{D_3 D_2}$$

$$a_{D_3} = a_B^n + a_B^t + a_{D_2 B}^n + a_{D_2 B}^t + a_{D_3 D_2}^r + a_{D_3 D_2}^k$$

方向 0  $B \rightarrow A$   $\perp AB$   $D_2 \rightarrow B$   $\perp D_2 B$  //  $xx$   $\perp xx$

大小 0  $\omega_1^2 l_{AB}$  0  $\omega_2^2 l_{D_2 B}$  ? ?  $2\omega_2 v_{D_3 D_2}$

(2) 定出加速度比例尺 在图 2-10c 中，取  $P_a$  为加速度极点，取矢量  $P_a b'$  代表  $a_B^n$ ，则加速度比例尺  $\mu_a$  (m · s<sup>-2</sup> / mm) 为

$$\mu_a = \frac{a_B^n}{P_a b'}$$

(3) 作加速度多边形，求出  $a_2$ 、 $a_3$  根据矢量方程式，作出加速度多边形图的  $P_a b'$   $nd'_2 k$  部分，则  $a_{D_2 B}^t$  (m/s<sup>2</sup>) 为

$$a_{D_2 B}^t = \mu_a n d'_2$$

$\alpha_2$ 、 $\alpha_3$  (1/s<sup>2</sup>) 为

$$\alpha_2 = \alpha_3 = \frac{a_{D_2 B}^t}{l_{D_2 B}} = \frac{\mu_a n d'_2}{\mu_l D_2 B}$$

$\alpha_2$ 、 $\alpha_3$  的转向为逆时针。