



“十二五”职业教育国家规划教材
经全国职业教育教材审定委员会审定

“互联网 + 教育”新形态一体化教材

机械基础

(第二版)

主 编 李一龙 张德生



扫描二维码
共享立体资源

机械基础
(第二版)

主 编 李一龙 张德生

北京出版集团
北京出版社

北京出版集团
北京出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

机械基础 / 李一龙, 张德生主编. — 2 版. — 北京 :
北京出版社, 2020.9 (2024 重印)
高职十二五规划教材: 2014 版
ISBN 978-7-200-15919-6

I. ①机… II. ①李… ②张… III. ①机械学—高等
职业教育—教材 IV. ① TH11

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2020) 第 197354 号

机械基础 (第二版)

JIXIE JICHU (DI-ER BAN)

主 编: 李一龙 张德生
出 版: 北京出版集团
北京出版社
地 址: 北京北三环中路 6 号
邮 编: 100120
网 址: www.bph.com.cn
总 发 行: 北京出版集团
经 销: 新华书店
印 刷: 定州启航印刷有限公司
版 印 次: 2020 年 9 月第 2 版 2023 年 12 月修订 2024 年 1 月第 3 次印刷
成品尺寸: 185 毫米 × 260 毫米
印 张: 15
字 数: 304 千字
书 号: ISBN 978-7-200-15919-6
定 价: 45.00 元

教材意见建议接收方式: 010-58572341 邮箱: jiaocai@bphg.com.cn

如有印装质量问题, 由本社负责调换

质量监督电话: 010-82685218 010-58572341 010-58572393

目 录

项目一 常用机构的选型与设计	1
任务一 机械设计初步认知	1
任务二 平面机构运动简图绘制及自由度计算	17
任务三 平面连杆机构的选型与设计	26
任务四 凸轮机构的选型与设计	36
任务五 间歇运动机构的选型与设计	50
<hr/>	
项目二 常用传动的选型与设计	60
任务一 螺纹连接与螺旋传动设计	60
任务二 带传动设计	79
任务三 链传动设计	97
任务四 齿轮传动设计	109
任务五 蜗杆传动设计	145
任务六 齿轮系传动比计算	153
<hr/>	
项目三 轴系与机械装置设计	163
任务一 轴的设计	163
任务二 轴承的选用	173
任务三 连接与制动的选用	191
任务四 机械的润滑与密封	202
任务五 机械传动装置设计	212
参考文献	233

项目一

常用机构的选型与设计

本项目基于机械产品设计岗位对常用机构的选型与设计能力要求而开发，以机械设计初步认知、平面机构运动简图绘制及自由度计算、平面连杆机构的选型与设计、凸轮机构的选型与设计、间歇运动机构的选型与设计等五项任务为载体开展学习和训练，旨在使学生获得常用机构基础知识，学会绘制机构运动简图并计算其自由度，能选用和设计连杆机构、凸轮机构、棘轮机构、槽轮机构等常用机构，同时养成从社会需求出发、运用哲学原理和方法分析解决机构设计问题的职业习惯，以满足机械设计岗位和其他相近专业技术岗位对常用机构选型与设计能力的要求。作为系统学习机械设计的第一个项目，还需要尽快建立起有关机构的概念链，为本课程的后续项目乃至后续的设计类、工艺类和操作类课程打下基础。

任务一

··· 机械设计初步认知

任务描述

刚入职机械设计岗位的人员要开展一项设计工作，往往先向主管领导汇报自己的初步想法，经同意后再做后续工作。这就要求设计者掌握机器、机构的特征及其组成，掌握机械零部件设计计算准则、标准化及材料选用原则和机械设计的基本要求和一般过程，了解现代机器的特征及其设计思想和方法，能运用准确的专业术语描述设计方案和预期工作成果。

任务目标

- 能正确运用机械设计有关概念、术语，描述机器、机构的特征及其组成。
- 能说明机械零部件设计的基本要求和一般过程。
- 激发学生创新思维、创业意识和学习应用机械设计知识的兴趣，树立运用所学服务社会、改造世界的神圣使命感。

任务分析

以内燃机为例切入，掌握机器的共同特征、机器与机构的区别、通用零件和专用零件的概念等，进而了解机械设计的基本要求及其一般过程，边学边做，逐步融会贯通，举一反三。

任务实施

机械设计初步认知

到机械制造工厂或机电五金超市进行实地调查,选择下列标题之一整理出一份调查报告。

- (1) ×× 机器的组成和功能。
- (2) ×× 机器的设计过程。
- (3) 浅析 ×× 企业生产的 ×× (机电产品) 功能及其性价比。

设备、工具准备:单缸四冲程内燃机模型、动画或挂图。

知识链接

一、机器及其组成认知

(一) 机器、机构与机械

什么是机器,其定义如何?下面分析一个实例。

图 1.1.1 所示为单缸四冲程内燃机工作原理,燃气推动活塞 7 在汽缸体 6 内运动,通过连杆 8 使曲轴 9 作连续转动。曲轴上的齿轮 1 带动凸轮轴上的齿轮 2,再由齿轮 2 带动两个凸轮 3,控制排气阀 4 和进气阀 5 启闭,可燃混合气体通过进气阀 5 定时进入汽缸体 6,废气通过排气阀 4 定时排出汽缸体 6,从而燃料燃烧产生的热能不断转化为机械能。

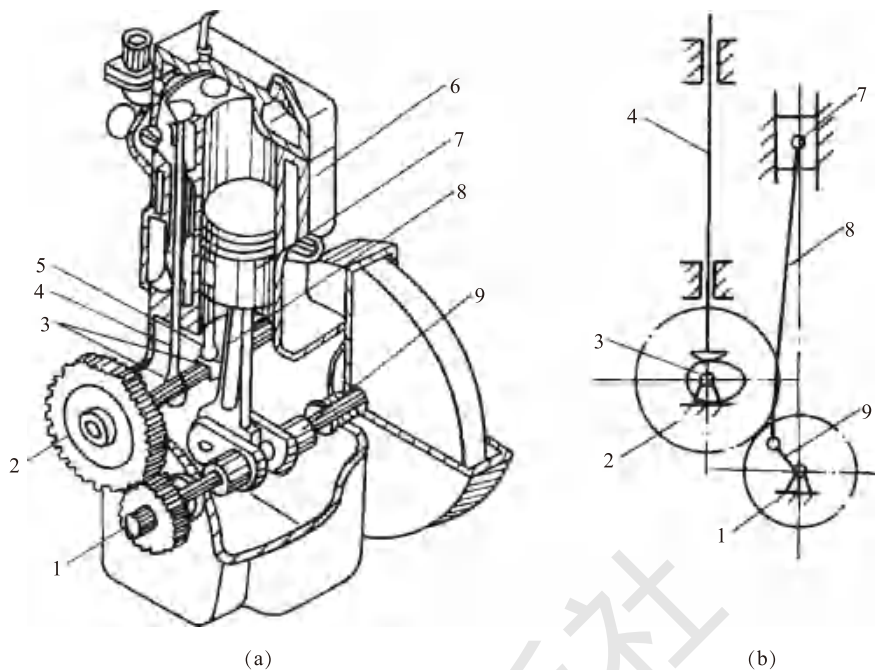


机器及其组成

机器的种类繁多,功用不同,工作原理和结构特点也不相同,但都有着共同的特征:

- (1) 都是人为的实物组合。
- (2) 组成机器的各实物之间具有确定的相对运动。
- (3) 能实现能量转换或完成有用的机械功。

凡具备上述三个特征的实物组合称为机器。具有特定结构形状和运动特征的构件组合称为机构。机构只有机器的前两个特征,若仅从结构和运动观点来看机器与机构,二者之间并无区别。因此,习惯上常用机械一词作为机器和机构的总称。



(a) 结构简图; (b) 机构运动简图

1、2-齿轮; 3-凸轮; 4-排气阀; 5-进气阀; 6-汽缸体; 7-活塞; 8-连杆; 9-曲轴

图 1.1.1 单缸四冲程内燃机

(二) 零件、部件和构件

从制造和装配的观点看, 机器由许多独立加工、独立装配的单元体组成, 这些单元体称为零件。若干个零件组成机构, 若干个机构组成机器。零件可分为两大类: 一类是在各种机器中都能用到, 叫作通用零件, 如齿轮、螺栓、轴承、带、带轮等; 另一类则是在特定类型的机器中才能用到, 叫作专用零件, 如曲轴、吊钩、叶片、叶轮等。

此外, 常把由一组协同工作的零件组成的独立制造装配的组合件叫作部件, 如减速器、变速器、联轴器、离合器、制动器等。

从机械实现预期运动和功能角度看, 机构中形成相对运动的各个运动单元称为构件。一个构件可以是一个零件, 如图 1.1.1 中的曲轴 9。但一般的构件由几个零件组成, 如图 1.1.1 中的连杆 8 就是由连杆体、连杆头、轴瓦和轴套、螺栓、螺母、开口销等零件组成的一个刚性构件。但现代机器中, 组成机构的构件不全是刚体, 某些构件可以是挠性的或弹性的; 有时候液体、气体及电磁也参与实现机械运动的传递和变换。

(三) 机器的组成

1. 按功能分析机器的组成

就其功能而言, 机器由动力部分(原动机)、控制部分、传动部分、支撑及辅助部分和工作部分等五个部分组成, 如图 1.1.2 所示。

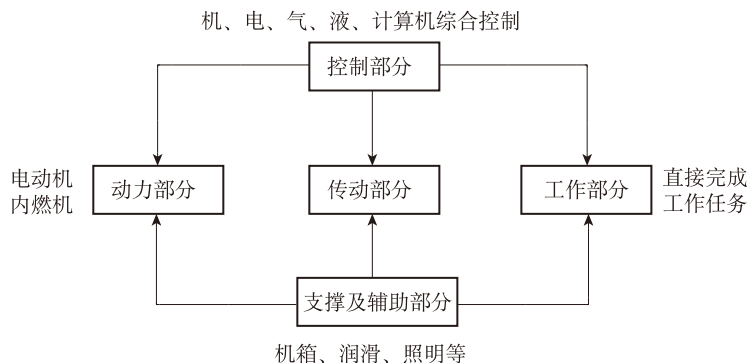


图 1.1.2 机器的组成

动力部分是指原动机及其相应的配套装置，其作用是将非机械能转换为机械能并给机器提供动力。常用的动力机有电动机、液压马达、气动马达和内燃机。

传动部分是在动力部分和工作部分之间的中间装置。它的任务就是将原动机提供的机械能以动力和运动的形式传递给工作部分。

工作部分(执行部分)是直接完成机器预定功能的部分，是机器直接进行生产的部分，是机器用途、性能综合体现的部分，是机器设备区分和分类的依据。

动力部分、传动部分及控制部分都应该根据工作部分的功能要求、运动参数和动力参数的合理范围进行设计和选择。它们是为实现工作部分的技术能力而服务的。

控制部分是指为了提高产品产量、质量，减轻人们的劳动强度，节省人力、物力等而设置的控制器。对于结构比较复杂、控制精度和响应速度要求较高的机器，就需要使用控制装置代替人工操作。

框架支撑系统包括基础件(如床身、底座、立柱等)和支撑构件(如支架、箱体等)。它用于安装和支承动力系统、传动系统和操作系统等。机器各部分的位置精度、运动精度及机器的承载能力等主要依靠框架支撑系统来保证。

此外，根据机械系统的功能要求，还有一些辅助系统，如润滑、冷却、显示、照明等。

2. 现代机器及其主要特征

(1) 现代机器及其组成。现代机器是以机械技术为基础，以电子技术为核心的高新技术综合系统。

①现代机器的定义。由计算机信息网络协调与控制的，用于完成包括机械力、运动和能量转换动力学任务的机械和(或)机电部件相互联系的系统。

这个定义突出计算机在现代机器中的协调控制的核心作用，同时也强调了现代机器的主要功能仍然是执行机械运动、完成有用功和能量的转换。

②现代机器的组成。以焊接机器人为例，它的执行系统是操作机，由驱动系统提供动力来完成焊接操作。控制系统由计算机硬件、软件和一个专用电路组成。框架支撑系统是机座。另外还有焊接电源装置等。焊接机器人由计算机协调控制操作机的机械运动，用于完成各种焊接工作。

(2) 现代机器的主要特征。与传统机器比较，现代机器具有以下主要特征：

①功能增加, 柔性提高。如机械加工中心就可以将多台普通机床上的多道工序在一次装夹中完成。只要改变控制器的控制程序就能改变加工工序等, 完成不同的工作, 并且还有自动检测、自动诊断、自动保护及自动显示等功能。

②结构简化, 性能改善。由于控制技术、驱动技术、检测传感技术及精密机械技术等的发展, 现代机器的传动系统和执行系统在结构上得以简化, 并且体积小、质量轻、精度高, 改善了工作的可靠性和稳定性, 延长了机器的使用寿命。

③效率提高, 成本降低。如给上述的焊接机器人再配置变位机(工作台)等就组成了焊接工作站。该工作站可以 24 小时连续自动焊接, 提高生产效率, 降低制造成本。

(四) 机器的种类

根据用途不同, 机械可分为以下四种:

- (1) 动力机械——实现机械能与其他形式能量间的转换。
- (2) 加工机械——改变物料的结构形状、性质及状态。
- (3) 运输机械——改变人或物料的空间位置。
- (4) 信息机械——获取或处理各种信息。

二、了解课程的内容、地位、学习目的和学习方法

(一) 本课程的内容

本课程内容在简要介绍有关整部机器设计基本知识基础上, 重点讨论常用机构的组成原理、传动特点、功能特性、设计方法等基本知识; 重点讨论通用机械零件在一般工作条件下的工作原理、结构特点、选用及设计计算问题。

本课程的主要内容如下:

- (1) 总论部分: 机械设计的基本原则, 一般过程、传动方案及材料选择、平面机构运动简图及自由度等。
- (2) 常用机构部分: 平面连杆机构、凸轮机构、间歇运动机构等。
- (3) 传动部分: 螺纹传动、带传动、链传动、蜗杆传动、齿轮传动、无级变速传动等。
- (4) 连接部分: 螺纹连接、键连接(轴毂连接)等。
- (5) 轴系部分: 滑动轴承、滚动轴承、轴及联轴器、离合器、制动器等。
- (6) 其他部分: 齿轮系、减速器等。

(二) 本课程的地位

本课程是机械类及近机类专业的一门技术基础课, 它综合运用了工程力学、金属工艺学、机械制图、公差配合等先修课程知识, 解决常用机构及通用零部件的分析设计问题, 较之以前的先修课程更接近工程实际, 但也有别于专业课程, 它主要研究各类机械所具有的共性问题。

(三) 学习本课程的目的

(1) 熟悉常用机构的工作原理、运动特性及机械设计的基本理论和方法, 基本掌握通用零件的工作原理、选用和维护等方面的知识。

(2) 具备机械设计实验技能和设计简单机械及传动装置的基本技能。

(3) 培养学生初步具有运用标准手册, 查阅相关技术资料进行一般参数的通用零件和简单机械传动装置的设计计算能力, 为学习后续专业课程打好基础。

(四) 学习本课程的方法

本课程是从理论性、系统性很强的基础课和专业基础课向实践性较强的专业课过渡的一个重要转折课程。因此, 在学习方法上应有所转变:

(1) 本课程将多门先修课程的基本理论应用到实际中去, 解决有关实际问题, 因此, 对先修课程的掌握程度直接影响到本课程的学习。

(2) 学生一接触本课程就会产生“没有系统性”“逻辑性差”等错觉, 这是由于学生习惯了基础课的系统性所造成的。本课程中, 虽然不同研究对象所涉及的基础理论不同, 且相互之间无多大关系, 但是各部分内容都是按照工作原理、结构、强度计算、使用维护的顺序介绍的, 有其自身的系统性。

(3) 由于实践中所发生的问题很复杂, 很难用纯理论的方法来解决, 因此常常采用很多经验公式、参数以及简化计算(条件性计算)等, 这样往往会给学生造成“不讲道理”“没有理论”等错觉, 学生必须在学习过程中逐步适应。

(4) 计算步骤和计算结果不像基础课那样具有唯一性。

(5) 计算对解决设计问题虽然很重要, 但并不是唯一所要求的能力。学生必须逐步培养把理论计算与结构设计、工艺设计等结合起来解决设计问题的能力。

三、机械设计的基本要求及一般过程认知

(一) 机械设计的基本要求

据统计, 约有 50% 的产品质量事故是由于设计不当造成的; 产品的成本高低在很大程度上取决于设计。因此, 在机械产品设计中, 特别强调和重视从系统的观点出发, 合理地确定系统的功能; 重视机电技术的有机结合, 注意新技术、新工艺及新材料等的采用; 努力提高产品的可靠性、经济性及安全性。以下简述机械设计应满足的基本要求。



机械设计的基本要求

1. 满足社会需求要求

机械产品的设计总是以社会需求为前提。没有需求就没有市场, 也就失去了产品存在的价值和依据。社会的需求是变化的, 不同时期、不同地点、不同的社会环境就会有不同的市场行情和需求。产品应不断地更新改进, 适应市场的变化; 否则就会滞销、积压, 造成浪费, 影响企业的经济效益, 严重时甚至导致企业的倒闭。所以, 设计师必须确立市场观念, 以社会需求和为用户服务作为最基本的出发点, 进行市场调查和用户访问, 查清市场当前的需求和预测今后的需求, 然后对产品进行功能分析, 遵循保证基本功能、满足使用功能, 剔除多余的功能、增加新颖功能、恰到好处地利用功能的原则, 提高功能价值, 降低实现成本, 力求提高产品的竞争力。

2. 可靠性要求

可靠性是指产品在规定的条件下和规定的时间内完成规定功能的能力。这里所指的“产品”可以是零件、部件，也可以是整机。“规定条件”是指对产品进行可靠性考核时所规定的使用条件和环境条件，包括载荷状况、工作制度、应力、强度、湿度、粉尘及腐蚀等，也包括操作规程、维修方法等。“规定时间”是指对产品可靠性考核时所规定的时间，如运行时间、应力循环次数、行驶的里程等。“规定功能”是指对产品考核的具体功能，产品规定功能的丧失称为失效，对可修复产品的失效也称为故障。

3. 经济性要求

提高产品的经济性以寿命周期成本最低为目标。产品寿命周期成本的组成见图 1.1.3。

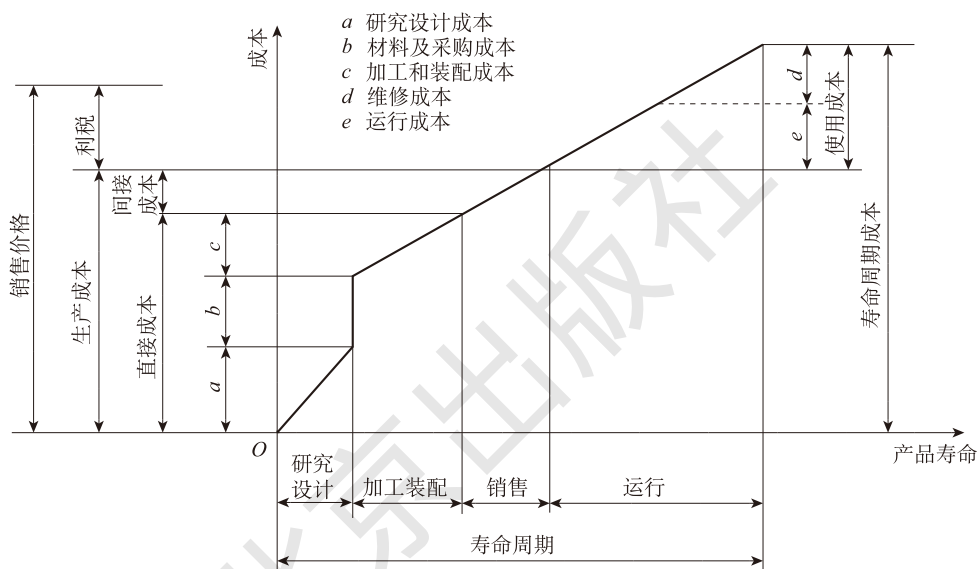


图 1.1.3 产品寿命周期成本的组成

寿命周期成本是指产品从规划、设计、制造、使用直至报废所支出费用的总和。

$$\text{寿命周期成本} = \text{生产成本} + \text{使用成本}$$

$$\text{生产成本} = \text{直接成本} + \text{间接成本}$$

直接成本主要包括研究与设计、材料及采购、加工和装配等与生产直接有关的各项成本；间接成本主要包括管理、销售、广告、公用事业、保险福利、研究开发及利息等各项非直接生产环节的支出分摊到该产品的成本。使用成本包括运行成本和维修成本。

4. 安全性要求

机器的安全性要求包括两方面：

(1) 机器执行预期功能的安全性。即机器运行时系统本身的安全性，如满足必要的强度、刚度、稳定性、耐磨性等要求。

(2) 人—机—环境系统的安全性。机器工作时不仅机器本身应具有良好的安全性，而且对使用机器的人员及周围的环境也应有良好的安全性。例如采用防护罩、安全挡板

等,把危险部位同人体隔离开;对人体易误入的危险区域,必须设置安保装置、报警装置等。所设计的机器应符合环境保护法规及标准,综合考虑“三废”治理、除尘、防爆、防火、防毒及噪声控制等方面的要求。

5. 推行标准化要求

在机械设计中应尽可能遵循标准化的原则。机械产品标准化的内容包括标准化、系列化和通用化三个方面,简称机械产品的“三化”。

标准化是对机械零件的种类、尺寸、结构要素、材料性能、检验方法、设计方法、公差配合及制图规范等制定出相应的标准,供设计、制造及修配中共同遵照使用。如螺栓、螺母、垫圈等的标准化。

系列化是指产品按主要参数分档,形成一定系列的产品,这样可用较少规格的产品满足不同的需要,如圆柱齿轮减速器系列,系列化是标准化的重要组成部分。

通用化是对不同规格的同类产品或不同类产品,在设计中尽量采用相同的零件或部件,如几种类型不同的轿车可以采用相同的轮胎。通用化是广义的标准化。

6. 体现工艺造型美观要求

重视产品的工艺造型设计,不仅要功能强、价格低,而且外形美观、实用,使产品在市场上富有竞争力。

(二) 机械设计的类型

机械设计是一项创造性劳动,同时也是对已有成功经验的继承过程。根据实际情况的不同可以分为三种类型:

(1) 开发性设计。在机械产品的工作原理和具体结构等完全未知的情况下,应用成熟的科学技术或经过实验证明是可行的新技术,开发设计新产品,是完全创新的过程。

(2) 适应性设计。在现有机械产品的工作原理、设计方案不变的前提下,仅作局部变更或增加附加功能,在结构上作相应调整,使产品更能满足使用要求。

(3) 变形设计。机械产品的工作原理和功能结构不变,为了适应工艺条件或使用要求,改变产品的具体参数和结构。

(三) 机械设计的一般过程

不同类型的机械产品、不同类型的设计,其产品的设计过程不尽相同。产品的开发性设计过程大致包括规划设计、方案设计、技术设计、施工设计及改进设计五个阶段。

1. 规划设计

(1) 市场调查。在明确任务的基础上,开展市场调查。其内容主要包括用户对产品的功能、技术性能、价位、可维修性及外观等具体要求,国内外同类产品的技术经济情报,现有产品的销售情况及该产品的预测,原材料及配件供应情况,有关政策、法规等。

(2) 可行性分析。针对上述技术、经济、社会等各方面的情报进行详细分析并对开发的可能性进行综合研究,提出产品开发的可行性报告。

(3) 下达技术任务书。技术任务书规定对开发产品的具体设计要求,它是产品设计、

制造、试制等评价决策的依据。

2. 方案设计

市场需求的满足是以产品功能来体现的。实现产品功能是产品设计的核心，体现同一功能的原理方案可以是多种多样的。因此，这一阶段就是在功能分析的基础上，通过创新构思、优化筛选，取得较理想的功能原理方案。

3. 技术设计

技术设计的任务是将功能原理方案得以具体化，成为机器及其零部件的合理结构。在此阶段要完成产品的参数设计（初定参数、尺寸、材料、精度等）、总体设计（包括总体布置图、传动系统图、液压系统图、电气系统图等）、结构设计、人机工程设计、环境系统设计及造型设计等，最后得到总装配草图。

4. 施工设计

施工设计的内容包括由总装配草图分拆零件图，进行零部件设计，绘制零件工作图、部件装配图；最后绘制总装图；编制技术文件，如设计说明书、标准件及外购件明细表、备件和专用工具明细表等。

5. 改进设计

改进设计包括样机试制、测试、综合评价及改进，以及工艺设计、小批量生产、市场销售及定型生产等环节。

根据设计任务书的各项要求，对样机测试，发现产品在设计、制造、装配及运行中的问题，细化分析问题。在此基础上，对方案、整机、零部件做出综合评价，对存在的问题和不足加以改进。

通过小批量生产及市场销售反馈对产品设计、工艺设计及生产规模实践考核，在进一步完善的基础上，进入定型生产。

必须强调指出，整个机械设计的过程是复杂的、反复进行的。在某一阶段发现问题，必须回到前面的有关阶段进行改进设计。因此，整个机械设计的过程是一个不断反复、不断修改、不断完善的过程，以期逐渐接近最佳结果。

四、机械零件设计的基本要求及一般方法认知

（一）机械零件设计的基本要求

机械零部件设计是机械设计的重要组成部分，机械运动方案中的机构和构件只有通过零部件设计才能得到用于加工的零件工作图和部件装配图，是机械总体设计的基础。

1. 机械零件设计的一般步骤

（1）根据机器的总体设计方案，针对零件的工作情况进行载荷分析，建立力学模型，考虑影响载荷的各项因素，确定零件的计算载荷。

（2）分析零件在工作时可能出现的失效形式，确定零件工作能力的计算准则。

（3）选择合适的材料，并确定必要的热处理或其他处理要求。

（4）分析零件的应力或变形，根据工作能力计算准则建立或选定相应的计算公式，

计算出零件的主要尺寸,并加以标准化或圆整。

(5) 根据计算得出的主要尺寸并结合结构上和工艺上的要求,绘制零件工作图。并写出零件的计算说明书。

2. 机械零件设计的基本要求

(1) 工作能力要求。具体有强度、刚度、寿命、耐磨性、耐热性、振动稳定性及精度等,设计的零件应在预定的使用寿命周期内按规定的工作条件可靠地工作。

(2) 工艺性要求。加工、装配具有良好的工艺性及维修方便。

(3) 经济性要求。经济性要求贯穿于零件设计的全过程,零件成本要低廉。

此外,还要满足噪声控制、防腐性能、不污染环境和安全要求等。以上要求往往互相牵制,需全面综合考虑。

(二) 机械零件设计的一般方法

常规设计方法是目前广泛和长期采用的设计方法,也是本课程中机械零件设计时所采用的设计方法。常规设计方法有以下三种。

(1) 理论设计。理论设计是根据现有的设计理论和实验数据所进行的设计。按照设计顺序的不同,零件的理论设计计算可分为设计计算和校核计算。

① 设计计算。该计算方法是根据零件的工作情况和功能要求,进行失效分析,确定零件的工作能力准则,并按其理论设计公式确定零件的形状和尺寸。

② 校核计算。该计算方法是先参照已有实物、图纸和经验数据,初步拟定出零件的结构和尺寸,然后根据工作能力准则所确定的理论校核公式进行校核计算。

(2) 经验设计。经验设计是根据同类机器及零件已有的设计和长期使用累积的经验而归纳出的经验公式,或者是根据设计者的经验用类比法所进行的设计。经验设计简单方便,对于那些使用要求变动不大而结构形状已典型化的零件,是比较实用可行的设计方法。例如普通减速器箱体、齿轮、带轮等传动零件的结构设计。

(3) 模型实验设计。对于尺寸特大、结构复杂、难以进行理论计算的重要零件可采用模型实验设计。即把初步设计的零部件或机器做成小模型或小样机,通过模型或样机实验对其性能进行检验,根据实验结果修改初步设计,从而使设计结果满足工作要求。

五、机械零件的失效分析及设计计算准则认知

机械零件丧失预定功能或预定功能指标降低至许用值以下的现象,称为机械零件的失效。针对不同的失效形式,应提出不同的计算准则。

(一) 机械零件的失效分析

零件失效与破坏是两个概念,失效并不一定意味着破坏,如塑性材料制造的零件,工作时虽未断裂,但由于其过度变形而影响其他零件的正常工作也是失效;齿轮由于齿面发生点蚀丧失了工作精度;带传动由于摩擦力不足而发生打滑等都是失效。

机械零件的常见失效形式有:

(1) 磨损:相对运动的零件表面因摩擦的存在,而导致零件表面材料的逐渐丧失。

(2) 表面压溃: 零件表面质量不高或硬度不够时, 在外载荷作用下出现的碎裂现象。

(3) 过量变形: 过量的变形会使零件或机器不能正常工作, 有时还会造成较大振动, 致使零件损坏。

当零件过载时, 塑性材料还会发生塑性变形。这会造成零件的尺寸和形状改变, 破坏零件与零件间的相互位置和配合关系, 使零件或机器不能正常工作。

(4) 打滑: 靠表面摩擦力保持工作能力的带传动等, 当传递的有效切向力超过临界摩擦力时, 就将发生打滑失效。

(5) 疲劳点蚀: 作用在零件上的脉动交变应力超过其接触疲劳极限时, 出现疲劳裂纹, 裂纹逐渐扩大使表面金属小片剥落形成疲劳点蚀。

(6) 咬合: 两相对运动的零件在高速重载的作用下, 常因接触区温升过高而使润滑油失效, 使两零件直接接触, 以至局部相互黏结, 又被撕裂的现象。

(7) 断裂: 零件在外载荷作用下, 某一危险截面上的应力超过零件的强度极限时, 便会发生断裂。断裂可分为韧性断裂、脆性断裂和疲劳断裂等形式。当零件在外载荷作用下, 由于某一危险截面上的应力超过零件的强度极限时, 将发生韧性断裂和脆性断裂; 当零件在交变应力作用下工作时间较长, 最易发生疲劳断裂, 这是大多数机械零件的失效形式。

断裂是一种严重的失效形式, 它不但使零件失效, 有时还会导致人身及设备安全事故。

(8) 振动失效: 高速运转的零件, 当其转速等于或接近零件的自振频率时, 会发生共振, 使振幅急剧增大, 导致零件及系统在短时期破坏。

同一种零件可能有多种失效形式, 究竟什么是主要的失效形式, 取决于零件的材料、受力情况、结构特点和工作条件。

(二) 机械零件的设计计算准则

零件抵抗失效的安全工作限度称为零件的工作能力。在实际工作中, 同一种零件可能有几种不同的失效形式, 对应于不同的失效形式, 就会有不同的工作能力。根据不同失效原因建立起来的工作能力判定条件, 称为零件的设计计算准则。主要有以下几种:

(1) 强度准则。强度是衡量机械零件工作能力最基本的计算准则, 它是指零件受载后抵抗断裂、塑性变形及表面失效的能力。强度可分为整体强度和表面(接触与挤压)强度。强度的判定准则如表 1.1.1 所示。

表 1.1.1 强度的判定准则

强度	判定准则	应力与安全系数	许用应力与许用安全系数
整体强度	$\sigma \leq [\sigma]$ $\tau \leq [\tau]$	σ 、 τ ——零件危险截面的计算应力	$[\sigma]$ 、 $[\tau]$ ——零件材料的许用应力
	$s \geq [s]$	s ——危险截面处的实际安全系数	$[s]$ ——许用安全系数
表面接触强度	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	σ_H ——零件接触处的接触应力	$[\sigma_H]$ ——许用接触应力
挤压强度	$\sigma_p \leq [\sigma_p]$	σ_p ——零件表面的挤压应力	$[\sigma_p]$ ——许用挤压应力

(2) 刚度准则。刚度是指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。刚度准则要求零件在载荷作用下产生的弹性变形量应小于或等于机器工作性能允许的极限值 $[y]$, 即

$$y \leq [y] \quad (1-1-1)$$

按弹性力学或材料力学方法计算, 变形量 y 可以是挠度、偏转角或扭转角, $[y]$ 即许用变形量。

(3) 耐磨性准则。耐磨性是指做相对运动的零件其工作表面抵抗磨损的能力。磨损的后果有表面形状破坏, 强度削弱、精度下降、振动、噪声, 导致失效。80% 的零件失效的基本原因是磨损。设计时应使零件在预定使用期内的磨损量不超过允许值量。采用限制零件相对运动表面间的压强 p 不超过许用压强 $[p]$, 即

$$p \leq [p], p \cdot v \leq [p \cdot v] \quad (1-1-2)$$

(4) 振动稳定性准则。为避免共振, 在设计高速机械中, 应进行振动分析和计算, 使机械振动频率 f_p 远离机械的固有频率, 特别是一阶固有频率 f , 以确保零件及机械系统的振动稳定性, 即

$$f_p < 0.85f, f_p > 1.15f$$

不满足振动稳定性准则时可采取的措施有改变机械及零件的刚度和采取减振措施。

(5) 散热性准则。零件工作时如果温度过高, 将导致润滑剂失去作用, 材料强度极限下降, 引起热变形及附加热应力等, 从而使零件不能正常工作。散热性准则为: 根据热平衡条件, 工作温度 t 不应超过许用工作温度 $[t]$, 即

$$t \leq [t] \quad (1-1-3)$$

不满足热平衡准则时可采取的措施有改进润滑和冷却两种。

(6) 可靠性准则。可靠性表示系统、机器或零件在规定的条件下和规定的时间内完成规定功能的能力。可靠度用 R_t 表示, 是指零件在规定的条件下和规定的时间内完成规定功能的概率。 N 个相同零件在同样条件下工作(同时), 在规定的时间内有 N_f 个失效, 剩下 N_t 个仍继续工作, 即

$$R_t = \frac{N_t}{N} = \frac{N - N_f}{N} = 1 - \frac{N_f}{N} \quad (1-1-4)$$

六、机械零件材料的选用原则认知

机械零件所用的材料是各种各样的, 即使同一种零件也可以选择不同的材料。因此, 如何选择零件的材料是零件设计的重要一环。选用材料时主要考虑使用要求、工艺性要求和经济性要求。

1. 满足零件的使用要求

机械零件的使用要求主要有以下几点:

(1) 零件承受工作载荷的能力, 主要从载荷的特点、强度及刚度等方面考虑。如 45 钢调质处理可用于轴、齿轮; 承受冲击载荷, 要求耐磨或结构要求紧凑时, 可采

用 20Cr、18CrMnTi、20CrMo 等低碳合金钢渗碳淬火；载荷比较稳定时可选铸铁，如 HT250 可用于箱体、机床床身、结构形状复杂的低速大齿轮、大带轮、蜗轮芯、凸轮轴、曲轴等。

(2) 零件的工作条件(运动速度等)及工作环境(温度、潮湿、腐蚀等)。在高温下工作的零件选耐磨、耐热材料；在腐蚀介质中工作的零件选耐腐蚀材料，可选择不锈钢、铜合金、铝合金等。

(3) 耐磨性、使用寿命、可靠性等要求。

(4) 零件尺寸和质量的要求。受尺寸质量限制时，一般情况下采用碳素钢锻造毛坯；要求尺寸及质量极小时，可采用高强度合金钢；零件尺寸、质量较大且结构复杂时，采用铸造毛坯，可选铸铁(批量)、铸钢(单件)或板材冲压后焊接。

设计零件应以零件承受工作载荷的能力为主，综合考虑其他因素，合理地选择材料。如零件受力较大且有较大的冲击载荷，工作速度较大、可靠性要求高，而且要求零件的尺寸较小、质量较轻，应采用高强度合金钢制造，并要热处理及精加工。

2. 满足零件的工艺性要求

在熟悉材料的工艺性的前提下，根据零件的结构复杂程度、尺寸大小、生产批量的大小、毛坯制造及机械加工的特点，合理选择机械零件的材料。对于结构复杂、尺寸大的零件，因难以锻造，宜采用铸造或焊接，所选的材料必须具有良好的铸造工艺性(液态流动性、收缩率、偏析及缩孔倾向性等)或焊接工艺性(可焊性、焊缝裂纹的倾向性等)，同时零件的结构要适应铸造或焊接的工艺性要求。需要锻造的零件必须考虑材料的延展性、热脆性等。铸造、模锻、冲压等适用于零件的大批量生产，焊接、自由锻适用于单件或小批量生产。对于需切削加工的零件，要考虑材料的切削性能及已切削表面的粗糙度等。

热处理可改善材料的机械性能。应根据零件的使用要求、尺寸大小、结构复杂程度及工艺要求，合理选择材料的淬硬性、淬火变形、淬透性并选择合适的热处理工艺。

3. 满足零件的经济性要求

材料的经济性主要从以下几个方面考虑：

- (1) 材料的价格。在满足使用要求的前提下，应采用价格相对低的材料。
- (2) 考虑不同材料的加工(毛坯制造、机械加工及热处理等)成本。
- (3) 采用局部品质的原则，如蜗轮的齿圈用铜合金，轮芯采用铸铁或碳钢。
- (4) 材料的利用率，如采用无切削或少切削的材料及工艺。
- (5) 考虑材料的供应状况及储运成本。

七、实训导引：参观机构陈列室

(一) 实训目的

(1) 初步认识机构的组成以及组成机构的构件和运动副。增强感性认识，为下一项目的学习打下良好的基础。

- (2) 初步了解常用机构的类型、组成及运动特点。
- (3) 熟悉常用机构的应用实例。

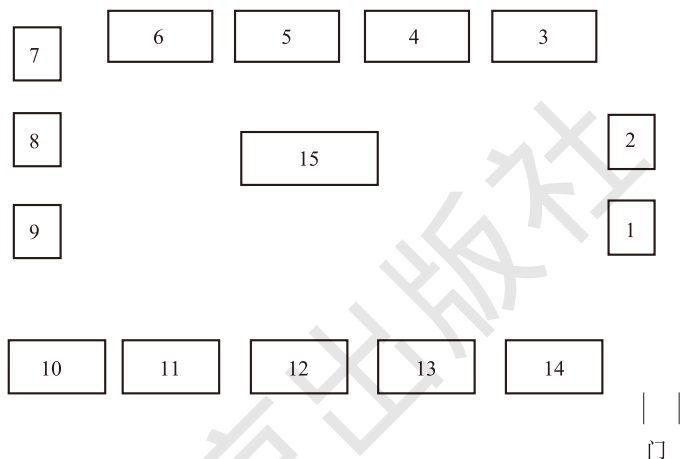
(二) 实训过程

1. 内容

机构示范陈列室由 15 个示教板组成。陈列有平面连杆机构、凸轮机构、齿轮机构和间歇运动机构等四大类共 100 余个常用机构模型,并配有文字说明和运动简图。可实现点动或顺序控制运动演示,具有形象、直观的特点。

2. 实训步骤

按图 1.1.4 所示的机构示范陈列室平面图中的序号从 1~15 逐板观察。



- 1-机器与机构; 2-平面连杆机构的基本型式; 3-平面连杆机构的应用;
4-凸轮机构的基本型式; 5-齿轮机构的基本类型; 6-齿廓曲线与齿轮参数;
7-轮系; 8-间歇运动机构; 9~15-机构应用实例

图 1.1.4 机构示范陈列室平面图

(三) 实训总结

1. 机器与机构

什么是机器? 什么是机构? 什么是运动副?

2. 平面连杆机构的基本型式

(1) 四杆机构相对其他机构在运动转换上有什么特点? 从中体会其被广泛地应用于自动化操作及工程运输机械中的原因。

(2) 铰链四杆机构变更机架之后,有时会改变连架杆的运动形式(摆动变转动或相反)。试问在变更机架前后,两根相邻杆之间的相对运动关系改变了没有? 如果连架杆相对于机架能转动 360° 时,各杆长度间有什么关系?

(3) 已知一曲柄摇杆机构,如何确定其摇杆的两极限位置?

(4) 铰链四杆机构有哪几种基本型式?

3. 平面连杆机构的应用

(1) 机器用运动简图表达后, 运动简图表示的运动与实际机器的运动是否相当? 欲使两者运动相当的关键条件是什么?

(2) 总结一下铰链四杆机构有哪些特征被工程上所采用?

4. 凸轮机构的基本型式

(1) 凸轮机构由哪些构件组成? 凸轮机构的类型有几种? 有哪些运动形式?

(2) 凸轮机构能否变更机架? 其运动形式有何变化?

(3) 凸轮机构在运动、动力传递上有何特点? 为什么凸轮机构被广泛应用于各种自动化机械上?

(4) 凸轮的廓线是根据从动件运动要求确定的, 当廓线倾斜到何种程度时将推不动从动件(自锁)? 这时应采取什么措施?

(5) 从动件的型式有哪几种? 各适用于什么场合?

5. 齿轮机构的基本类型

齿轮机构有哪几种形式? 其传动轴线的特点是什么?

6. 齿廓曲线与齿轮参数

(1) 从实际齿轮的形状出发, 指出各部分的名称、尺寸及其与基本参数之间的关系。

(2) 齿轮的模数相同, 齿数不同时, 分度圆齿厚是否相同?

(3) 齿轮的模数相同, 齿数相同时, 分度圆齿厚是否相同?

(4) 齿轮的模数与齿数之积相同时, 分度圆齿厚是否相同? 为什么? 渐开线形状是否相同? 为什么?

7. 轮系

(1) 什么叫周转轮系? 如何在混合轮系中划分出周转轮系?

(2) 周转轮系有哪些特性被用在机器之中?

(3) 何为行星轮系? 何为差动轮系? 何为周转轮系的转化轮系?

(4) 惰轮的作用是什么?

8. 间歇运动机构

(1) 运动副形状或运动副位置作怎样的配置, 才能形成间歇运动机构?

(2) 间歇运动机构在机器中有哪些应用?

(3) 常见的间歇运动机构有哪几种? 它们的名称是什么?

任务拓展

现代设计方法认知

机械设计在近 30 年来发生了相当大的变化, 设计方法更趋于科学、完善, 计算精度更高、计算速度更快。现代设计的主要方法有以下几种。

(1) 计算机辅助设计(Computer Aided Design, 简称 CAD)。是借助计算机运算快速准确、存储量大、逻辑判断功能强等特点, 通过人与计算机的交互方式来完成设计工

作。计算机辅助设计相对于传统的设计方法具有以下优越性:

- ①显著提高设计效率,缩短设计周期,加快产品更新换代,增强市场竞争能力;
- ②可以储存大量的设计信息和设计经验,使一些缺乏设计经验及新从事设计工作的人员也能顺利完成设计任务;
- ③能在较短时间内给出很多设计方案,并进行分析比较,以获得最佳设计方案;
- ④把设计人员从烦琐的重复性工作中解脱出来,做更多的创造性工作;
- ⑤可与计算机辅助制造(Computer Aided Manufacturing,简称CAM)、计算机管理自动化结合起来形成计算机集成制造系统(Computer Integrated Manufacturing Systems,简称CIMS),从企业总效益最大化出发,综合进行市场预测、产品设计、生产计划、制造和销售等一系列工作,以实现人力、物力和时间等各种资源的有效利用。

(2) 优化设计。将设计问题的物理模型转化为数学模型,运用最优化数学理论,选用适当的优化方法,并借助计算机求解该数学模型,从而得出最佳设计方案。

近年来,优化设计和其他一些设计方法结合起来,形成了新的优化设计方法。例如,和可靠性设计结合形成可靠性优化设计,和模糊设计结合形成模糊优化设计,等等。

(3) 可靠性设计。它是将概率论、数理统计、失效物理和机械学相结合而形成的一种综合性设计技术。它的主要特点是将常规设计方法中所涉及的设计变量,如载荷、应力、强度、使用寿命等,所具有的多值现象看成是服从某种分布规律的随机变量,用概率统计方法设计出符合机械产品可靠性指标要求的零部件和整机的主要参数和结构尺寸。

(4) 模块化设计。在对一定范围内的不同功能或相同功能不同性能、不同规格的产品进行功能分析的基础上,划分并设计出一系列功能模块,通过模块的选择和组合来构成不同的产品,以满足市场的不同需求。产品模块化的主要目标之一是以尽可能少的模块种类和数量组成尽可能多的种类和规格的产品。

(5) 机械系统设计。即应用系统的观点进行机械产品设计,一般包括计划、外部系统设计(简称外部设计)、内部系统设计(简称内部设计)和制造销售四个阶段。

传统设计注重内部系统设计,重点在于改善零件或子系统的特性,而对各零部件之间、内部与外部系统之间的相互作用和影响考虑较少。与传统设计相比,机械系统设计遵循系统的观点,研究内、外系统和各子系统之间的相互关系,通过各子系统的协调工作,取长补短来实现整个系统最佳的总功能。

(6) 价值分析(Value Analysis,简称VA)。又叫价值工程,它是使产品达到物美价廉的一种有效的现代管理技术,由于它应用于产品设计卓有成效,已发展成为现代设计方法中的一个重要内容。此法首先要确定价值分析的对象,然后对它们进行成本分析和功能价值计算,对实现产品功能的原理和方法进行革新和创造,提出新的方案,并对新方案进行评价和决策,选出最佳设计方案,以提高产品的价值。

(7) 专家系统。专家系统是一种能够在专家水平上工作的计算机程序系统。由于它具有领域专家的丰富知识,又能进行逻辑演绎推理,因此,它能够在特定的领域和范围内,运用领域专家的专门知识和推理能力,解决各种问题。

在机械设计中应用专家系统,可以明显提高设计效率和设计质量。

(8) 机械动态设计。机械动态设计是现代机械设计区别于传统机械设计的重要特征之一。它是根据机械产品的动载工况, 以及对该产品提出的动态性能要求与设计准则, 按动力学方法进行分析计算、优化与试验, 并反复进行的设计。这种设计方法可使机械产品的动态性能在设计时就得到预测和优化。

(9) 并行设计。对机械产品的设计, 长期以来一直采用串行工程(又叫顺序工程)的方法。这种方法的缺点在于: 在产品的设计、制造等过程中, 后一个环节必须等待前一个环节结束后才能开始。这样, 设计改动量大, 产品开发周期长, 成本高。并行工程, 又叫同步工程或集成工程。它是集成、并行地设计产品及其各种过程(包括制造过程和支持过程)的系统化方法。其核心在于打破组织内部各机构单元的界限, 建立以人际关系为基础的协同工作模式, 追求提高产品质量、降低产品的全生命周期成本和缩短产品上市的时间。

除了上面介绍的现代设计方法外, 还有人机学设计、疲劳设计、摩擦学设计、反求工程、创造性设计等。随着科学技术的进步, 现代设计方法将会得到更大的发展。

任务二 ●●● 平面机构运动简图绘制及自由度计算

任务描述

某设计小组接到一项颚式碎矿机改进设计的任务, 其中某组员的任务分工是分析绘制其运动简图, 计算其自由度, 确保机构有确定运动的原动件数量。

任务目标

- 能绘制机构运动简图。
- 能正确计算机构自由度。
- 能判断机构是否具有确定运动。
- 会运用运动的观点和事物相互联系、相互制约的普遍规律, 从分析动与静、实体与虚影的辩证关系入手, 探求解决机构运动学问题的途径。

任务分析

以颚式碎矿机运动简图的测绘为切入点, 学习机构自由度的计算、机构有无确定运动的判定及其计算机构自由度时应注意的复合铰链、局部自由度和虚约束事项, 以及机构运动简图测绘的基本步骤。

任务实施

平面机构运动简图绘制及自由度计算

如图 1.2.1 (a) 所示为一颞式碎矿机。当曲轴 1 绕轴心 O 连续回转时, 动颞板 5 绕轴心 F 往复摆动, 从而将矿石轧碎。试绘制此碎矿机的机构运动简图, 计算其自由度, 判断其是否具有确定运动。

解: (1) 绘制机构运动简图。先找出碎矿机的原动部分为曲轴 1, 工作部分为动颞板 5, 然后按运动传递的路线可看出, 此碎矿机是由曲轴 1、构件 2、3、4 及动颞板 5 和机架 6 等 6 个构件组成的。其中曲轴 1 和机架 6 在 O 点构成转动副, 曲轴 1 和构件 2 也构成转动副, 轴心在 A 点。而构件 2 还与构件 3、4 在 D 、 B 两点分别构成转动副, 构件 3 还与机架 6 在 E 点构成转动副, 动颞板 5 与构件 4 和机架 6 分别在 C 点和 F 点构成转动副。

将碎矿机的组成情况及运动情况搞清楚后, 再选定投影面和比例尺, 并定出转动副 O 、 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 的位置, 即可绘出其机构运动简图, 如图 1.2.1 (b) 所示。

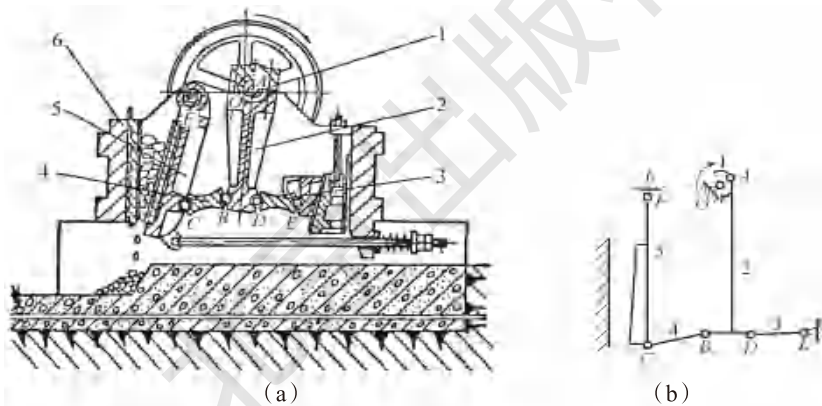


图 1.2.1 颞式碎矿机及其运动简图

(2) 计算自由度。由图 1.2.1 (b) 可见, 此机构共有 5 个活动构件 (即构件 1、2、3、4、5), 7 个低副 (即转动副 O 、 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F), 没有高副。故根据自由度计算公式可求得其自由度为

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

注意: 计算其他机构的自由度时, 可能还会包含高副、复合铰链、局部自由度、虚约束等, 应参照有关知识链接加以适当处理。

(3) 本机构自由度大于零且等于原动件数, 故可判定该机构有确定运动。

设备、工具准备: 颞式碎矿机、各种运动副和常见平面四杆机构的动画或挂图。

知识链接

一、机构组成及运动副认知

若组成机构的所有构件都在同一平面或相互平行的平面内运动，则称该机构为平面机构，否则称为空间机构。大多数机构为平面机构，故本项目只讨论平面机构。

(一) 构件及其自由度

机械中每一个独立的运动单元体称为一个构件。它可以是若干个零件（机械中不可拆卸的基本单元体）的刚性组合体，也可以是一个单独的刚性零件。例如齿轮、轴与键组成的齿轮轴。构件的独立运动称为自由度。一个作平面运动的自由构件具有三个独立的运动，如图 1.2.2 所示。即沿 x 轴、 y 轴移动及绕垂直于 xOy 面的轴线的转动。

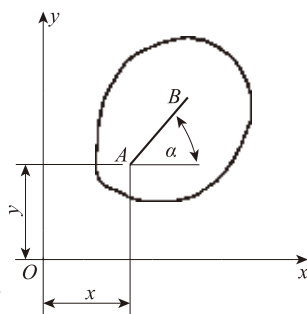
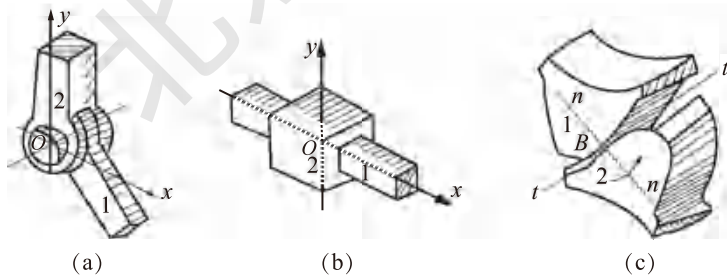


图 1.2.2 构件的自由度

(二) 运动副与约束

在机构中使两构件直接接触的可动连接称为运动副。如图 1.2.3 所示，图中轴与轴承、滑块与导轨、轮齿与轮齿等都构成运动副。

构成运动副时，两构件上参与接触的部分（点、线或面），称为运动副的元素。当构件 1 与构件 2 组成运动副后，由于运动副元素的接触，使某些原有的独立运动受到限制，对构件一个独立运动的限制称为一个约束；每加上一个约束，便失去了一个自由度。每一个构件的自由度与约束数之总和应等于 6，其约束数最多为 5，最少应引入一个约束。



(a) 轴与轴承；(b) 滑块与导轨；(c) 轮齿与轮齿

图 1.2.3 运动副

(三) 运动副的分类

(1) 按照运动副的接触形式分类：面和面接触的运动副在接触部分的压强较低，称为低副，而点或线接触的运动副称为高副，高副比低副容易磨损。低副一般有转动副、移动副、螺旋副，高副有车轮与钢轨、凸轮与从动件、齿轮传动等。

(2) 按照相对运动的形式分类：构成运动副的两个构件之间的相对运动若是平面运

动则称为平面运动副,若为空间运动则称为空间运动副;两个构件之间只做相对转动的运动副称为转动副,两个构件之间只做相对移动的运动副称为移动副。

(3) 按照运动副引入的约束分类:引入一个约束的运动副称为一级副、引入两个约束的运动副称为二级副,还有三级、四级、五级副……

(4) 按照接触部分的几何形状分类:有圆柱副、平面与平面副、球面副、螺旋副等。

二、平面机构运动简图绘制

(一) 平面机构运动简图

机构各构件间的相对运动,由原动件的运动规律、机构中所有运动副的类型、数目及其相对位置决定,而与构件和运动副的具体结构无关。因此,可以撇开构件的复杂外形和运动副的具体构造,用简单的线条和规定的符号代表构件和运动副,并按比例定出各运动副的相对位置。这种能准确表达机构运动情况的简化图形称为机构运动简图。

机构运动简图与原机械的运动特性完全相同,因而可以用机构运动简图对机械进行结构、运动及动力分析。若图形不按精确的比例绘制,仅仅为了表达机械的结构特征,这种简图称为机构示意图。

(二) 平面机构运动简图的绘制

- (1) 分析机构的组成,判断机构的原动件、从动件及原动件运动方向。
- (2) 分析机构运动,判断机构中各构件的运动尺寸及运动副的类型。
- (3) 恰当地选择投影面,以能够简明地把机械的结构及运动情况表示清楚为原则。
- (4) 选择适当的比例尺,用简单的线条和各种运动副的代号将机构运动简图画出来。(可参照 GB/T 4460-2013《机械制图机构运动简图用图形符号》)

三、平面机构具有确定运动的条件认知

(一) 平面机构的自由度

设平面机构共有 n 个活动构件(不包括机架),当此机构的各构件尚未通过运动副连接时,共有 $3n$ 个自由度。用 P_L 个低副和 P_H 个高副把活动构件之间、活动构件与机架之间连接起来。一个低副有两个约束条件,一个高副有一个约束条件,自由度减少的数目等于运动副引入的约束 ($2P_L + P_H$),因此,机构的自由度计算公式为

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

(二) 平面机构具有确定运动的条件

图 1.2.4 所示为一曲柄滑块机构, $n=3$, $P_L=4$, $P_H=0$, 由式 (1-2-1) 得自由度为 1。通常机构的原动件都是用转动副或移动副与机架相连接,因此,每个原动件只能输入一个独立运动。设构件 1 为原动件,参变量 ϕ 表示构件 1 的独立运动,则每给定一个 ϕ 值,从动件 2、3 便有一个确定的相应位置。由此可见,自由度等于 1 的机构在具有一个原动件时运动是确定的。



平面机构的自由度

图 1.2.5 所示的铰链五杆机构, $n=4$, $P_L=5$, $P_H=0$, 由式 (1-2-1) 得自由度为 2。若自由构件 1 为原动件, 则当构件 1 处在 ϕ_1 位置时, 因为构件 4 的位置不确定, 所以构件 2 和 3 可以处在图示的实线位置或虚线位置, 也可以处在其他位置, 即从动件的运动是不确定的。若取构件 1 和 4 为原动件, ϕ_1 和 ϕ_4 分别表示构件 1 和构件 4 的独立运动。如图 1.2.5 所示, 自由度等于 2 的机构在具有两个原动件时才有确定的相对运动。

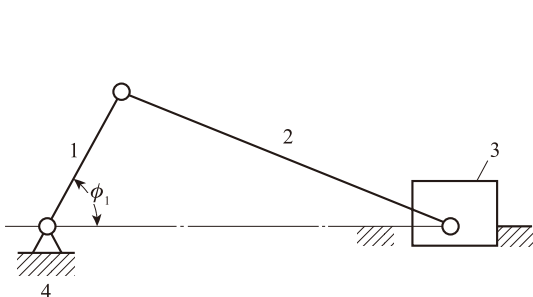


图 1.2.4 曲柄滑块机构

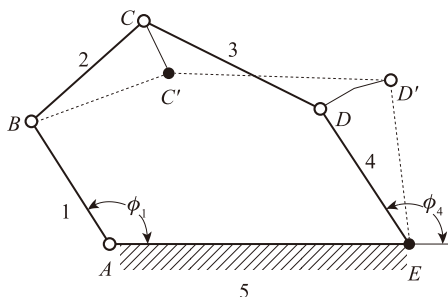


图 1.2.5 铰链五杆机构

图 1.2.6 所示构件, $n=4$, $P_L=6$, $P_H=0$, 由式 (1-2-1) 得自由度为 0, 是一个刚性桁架。

图 1.2.7 所示构件, $n=3$, $P_L=5$, $P_H=0$, 由式 (1-2-1) 得自由度为 -1。该构件组合的自由度小于零, 说明它所受的约束过多, 已成为超静定的桁架。

综上所述:

- (1) $F \leq 0$ 时, 机构蜕变为刚性桁架, 构件之间没有相对运动。
- (2) $F > 0$ 时, 原动件数小于机构的自由度数, 各构件没有确定的相对运动; 原动件数大于机构的自由度数, 则在机构的薄弱处遭到破坏。

机构具有确定运动的条件: 机构的自由度大于零且原动件的数目等于机构的自由度的数目。

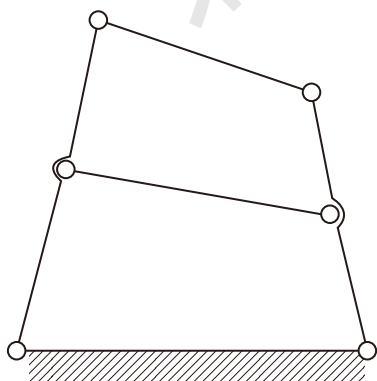


图 1.2.6 刚性桁架

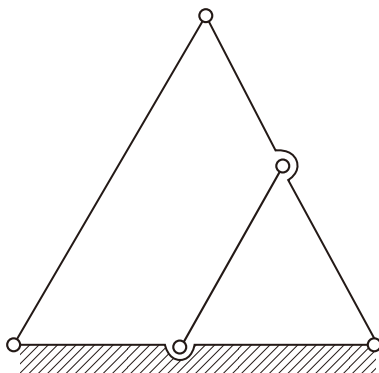


图 1.2.7 超静定桁架

(三) 计算平面机构自由度的注意问题

为了改善机构的使用机能, 机构中有时采用一些特殊结构。在计算平面机构的自由

度时, 这些特殊结构, 必须加以适当处理。

1. 复合铰链

两个以上的构件在同一处以转动副相连接, 就构成了复合铰链。当有 m 个构件 (包括固定构件) 以复合铰链相连接时, 其转动副的数目应为 $(m-1)$ 个。图 1.2.8 所示的复合铰链中, 构件 2、3 分别与构件 4 组成转动副, 计算该机构的自由度时, 往往容易把 B 处的转动副当作一个转动副来计算, 误认为 $P_L=6$, 得出 $F=3$ 、需要有三个原动件才能使该机构具有确定的运动的错误结论。错误的原因是没有把铰链 B 处的转动副按实际情况计算为 $m-1=3-1=2$ (个)。若按 $n=5$, $P_L=7$, $P_H=0$ 来计算, 则 $F=1$, 这就与实际情况相符了。

图 1.2.9 所示的机构中, 在 E 、 B 、 C 、 D 四处都是由三个构件组成的复合铰链, 各具有两个转动副, 因 $n=7$, $P_L=10$, $P_H=0$, 由式 (1-2-1) 得 $F=3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$ 。计算结果与实际情况相符。

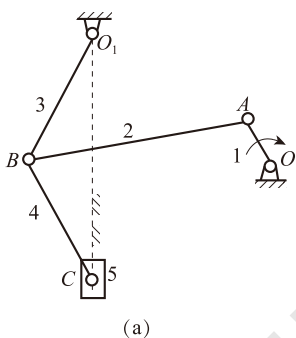


图 1.2.8 复合铰链

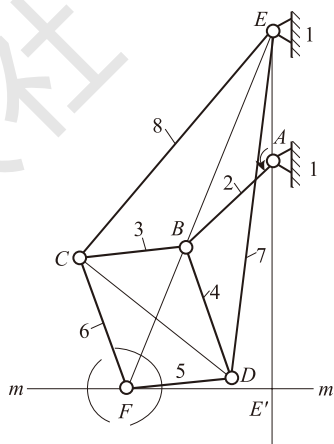


图 1.2.9 复合铰链计算自由度

2. 局部自由度

在有些机构中, 某些构件所能产生的局部运动的自由度称为局部自由度。如果存在局部自由度, 在计算机构的自由度时, 应将其除去不计。

例如, 在图 1.2.10 (a) 所示的凸轮机构中, 在推杆 2 上装有一滚子 3, 与凸轮 1 保持高副接触。注意, 滚子 3 绕其轴 C 的转动显然并不影响其他构件的运动, 它只是一种局部自由度, 如果误把它计为一个独立构件, 便会错误地把该机构的自由度计算为

$$F=3n-2P_L-P_H=3 \times 3-2 \times 3-1 \times 1=2$$

但该机构以凸轮为原动件, 便具有确定运动, 即自由度数为 1。应该看作是将滚子 3 与推杆 2 焊在一起, 如图 1.2.10 (b) 所示, 该机构的自由度则为

$$F=3n-2P_L-P_H=3 \times 2-2 \times 2-1 \times 1=1$$

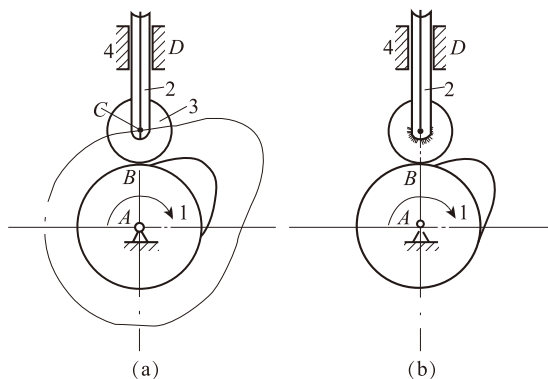


图 1.2.10 局部自由度

3. 虚约束

对机构的运动不起限制作用的约束称为虚约束。在计算机构自由度时，虚约束应当除去不计。

在图 1.2.11 (a) 所示的平行四边形机构的自由度为 1，这很容易计算。如果在构件 AB 与 CD 的轨迹中心 E 、 F 上，以运动副连接与 AC 、 BD 构件平行且长度相等的构件 EF ，如图 1.2.11 (b) 所示，显然构件 EF 不影响机构的运动，是虚约束，不可将自由度误计算为

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$

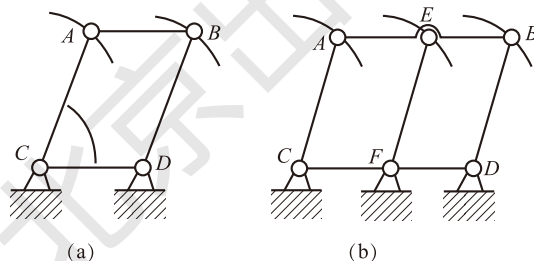


图 1.2.11 虚约束

而应将引入此虚约束的构件 EF 和两个转动副 E 、 F 全都除去不计。

又如图 1.2.12 所示为一椭圆仪机构，图中 $\angle CAD = 90^\circ$ ， $\overline{AB} = \overline{BC} = \overline{BD}$ 。在此机构的运动过程中，连杆 2 上的 C 点和滑块 3 上的 C 点的轨迹都是直线 AC ，所以连杆 2 与滑块 3 在 C 点构成铰链后带入的约束也必为虚约束。

平面机构的虚约束常出现于下列情况中。

(1) 轨迹重合。若机构上有两构件用转动副相连接，而两构件上连接点的轨迹相重合，则该连接将带入 1 个虚约束。图 1.2.11 所示的情况即属于此种情况。

在机构运动过程中，当不同构件上两点间的距离保持恒定时，用一个构件和两个转动副将此两点连接，也将带入一个虚约束。如图 1.2.13 所示，在平行四边形机构 $ABCD$ 的运动过程中，构件 4 上的 F 点与构件 2 上的 E 点之间的距离始终保持恒定，故用构件 5 及转动副 E 、 F 将此两点相连接时也将带入一个虚约束。

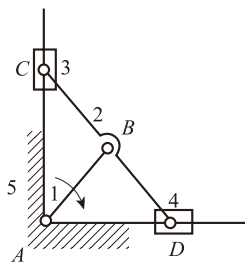


图 1.2.12 椭圆仪

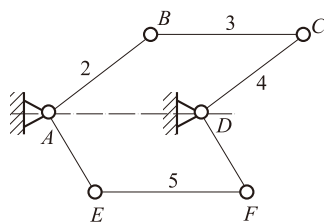


图 1.2.13 平行四边形机构

(2) 转动副轴线重合。当两构件构成多个转动副且其轴线相互重合时, 只有一个转动副起约束作用, 其余转动副都是虚约束。图 1.2.14 所示即属此例。

(3) 移动副导路平行。两构件构成多个移动副且其导路互相平行, 这时只有一个移动副起约束作用, 其余移动副都是虚约束。图 1.2.15 所示的缝纫机刺布机构即属此例。

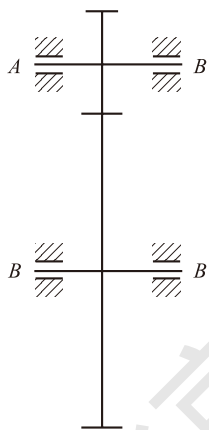


图 1.2.14 转动副虚约束

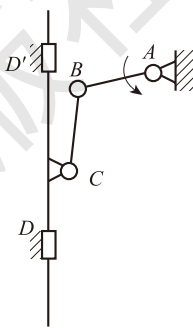


图 1.2.15 移动副虚约束

(4) 机构存在对运动起重复约束作用的对称部分。在机构中, 某些不影响机构运动传递的重复部分所带入的约束亦为虚约束。在图 1.2.16 所示的周转轮系中, 主动齿轮 1 和内齿轮 3 之间对称布置了三个齿轮, 从运动传递的角度来说仅有一个齿轮起独立传递运动的作用, 其余两个齿轮带入的约束为虚约束。该机构的自由度 $n=3$, $P_L=3$, $P_H=2$, 所以 $F=1$ 。

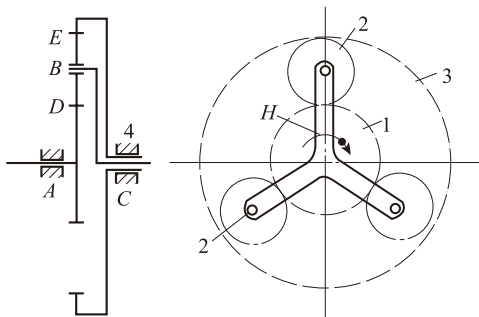


图 1.2.16 轮系中的虚约束

虚约束的存在对机构的运动没有影响，但引入虚约束后可以改善机构的受力情况，可以增加机构的刚性，因此使用得较多。但要注意满足虚约束存在的特定几何条件，否则，虚约束将会变为实际的约束，使机构的自由度减少，甚至不能运动。

四、实训导引：绘制机构运动简图和自由度计算

（一）实训目的

- （1）培养根据实际机构模型绘制机构运动简图的能力。
- （2）熟悉并掌握机构自由度的计算方法。
- （3）正确处理机构自由度计算时应注意的三个问题。

（二）实训设备

油泵、牛头刨、冲床等机构模型。

（三）实训内容

- （1）机构运动简图绘制。
- （2）计算机构的自由度。

（四）实训报告要求

- （1）实训结果。
每人在实训报告纸上绘出 10 个测得的机构运动简图。
- （2）实训结果分析与讨论。
- （3）实训结论。

任务拓展

空间机构自由度计算方法认知

第一种方法：用所有刚体的自由度数之和减去每一个运动副所约束的自由度数。这种方法的优点是，便于设计分析与计算。尤其在平面机构的自由度分析上，通过计算者识别虚约束与局部自由度，几乎可以完成大部分机构的自由度计算。然而对于空间机构来说，由于虚约束与局部自由度难以识别，而且机构本身的尺寸和约束的位置不同，机构的实际运动自由度会有很大的差异。该公式已经难以胜任复杂空间机构的自由度计算任务。不过不可否认的是该公式在机械设计史上的突出贡献，很多经典的机构和机械装置都是基于该公式设计而成的。

第二种方法：通过构建机构的运动学分析方程并分析其秩来计算其自由度，或者拆分出机构的每一个闭链，通过虚位移矩阵法来分析机构自由度。此种方法的好处是在理论上可以完美地计算出机构的自由度，计算方法在理解上较为简单。但计算过程本身较烦琐，而且该方法适用于已设计出来的机构的分析，利用该公式进行机构设计并不方便。

第三种方法：对机构的雅克比矩阵 (Jacobian Matrix) 计算其零空间，来分析机构的

自由度。这种方法虽然理论上也可以解决自由度计算,但是应用较为少见。其一是零空间的计算十分困难,甚至利用软件也难以解决。其二是该方法也适用于对已有机构的分析计算,难以利用该方法实现创新。

第四种方法:基于群论、李代数、微分几何的知识来解决自由度计算的问题。群论、李代数、微分几何是解决复杂机构学问题的法宝。如果掌握,对于机构的设计与分析,并联机构的设计及计算,甚至机构的概念设计都有着十分积极的意义。现代的机构学与机器人学很多理论都是基于此而形成的。但此种方法对设计人员的知识水平要求较高。

第五种方法:基于螺旋理论的自由度计算方法。旋量也是解决机构学问题的利器。该方法虽然并不能完美地解决所有的自由度问题。但在理解上更接近于第一种。在理解难度上大于第二种,计算难度上小于第二种。此种方法对设计人员的知识水平要求也较高。

任务三 ··· 平面连杆机构的选型与设计

任务描述

铰链四杆机构的选型与参数设计是机械设计人员经常遇到的工作任务。如某设计师接到指令,设计一曲柄滑块机构,需要满足条件:滑块行程速比系数 $K=1.5$,滑块的行程 $H=50\text{ mm}$,滑轨与曲轴回转轴心的偏距 $e=20\text{ mm}$ 。(保留作图线)

任务目标

- 会分析选择铰链四杆机构的基本形式和演变形式。
- 能分析计算铰链四杆机构的运动特性和传力特性。
- 能按给定行程速比系数及连杆的位置进行平面四杆机构的运动设计。
- 能运用量变到质变规律,提出新型铰链四杆机构创意。

任务分析

以缝纫机踏板机构、搅拌机机构等平面连杆机构为切入点,学习平面连杆机构的概念、平面四杆机构有几种类型、平面连杆机构的基本特性是什么、铰链四杆机构是如何演化的及怎样设计平面连杆机构。

任务实施

平面连杆机构的选型与设计

如根据任务描述中的已知条件，用作图法设计如下：

(1) 求极位夹角 $\theta=180^\circ(K-1)/(K+1)=36^\circ$ 。

(2) 作辅助圆(图 1.3.1)。按 1:1 的比例作 $C_1C_2=H=50\text{ mm}$ ，从 C_1 、 C_2 分别作 $\angle C_1C_2O=\angle C_2C_1O=90^\circ-\theta=54^\circ$ ，得 C_1O 与 C_2O 的交点 O 。以 O 为圆心， OC_1 为半径作辅助圆 m 。

(3) 确定曲柄回转中心。平行于 C_1C_2 作直线使二者之间的距离等于偏距 $e=20\text{ mm}$ ，与圆 m 的交点 A 即为曲柄回转中心。

(4) 计算曲柄长 AB 和连杆长 BC 。根据图中测量数据，可求得曲柄长度

$$AB=(AC_2-AC_1)/2=(67.8-24.9)/2\approx 21.5(\text{ mm})$$

连杆长度

$$BC=AB+AC_1=21.5+24.9=46.4(\text{ mm})$$

设备、工具准备：搅拌机、缝纫机等典型铰链四杆机构的模型、动画或挂图。

知识链接

连杆机构应用十分广泛，可以满足各种运动规律和轨迹要求。根据各构件间的相对运动是平面运动还是空间运动，可分为平面连杆机构和空间连杆机构。

连杆机构具有以下传动特点：

- (1) 运动副一般均为低副，两元素间的压强较小，可以承受较大的载荷；
- (2) 改变各构件的相对长度关系，便可得到不同的运动规律；
- (3) 连杆曲线随各构件相对长度关系而改变，从而满足不同轨迹的要求；
- (4) 一般具有较长的运动链，产生较大的积累误差，同时使机械效率降低；
- (5) 机构的动载荷较大，不宜用于高速传动。

一、铰链四杆机构形式及曲柄存在条件认知

全部用回转副组成的平面四杆机构称为铰链四杆机构，其基本形式如图 1.3.2 所示，在它的基础上可演化成其他形式。图中固定件 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。若组成转动副的两构件能做整周相对转动，则该转动副称为整转副，仅能在某一角度做相对摆动的转动副称为摆动副。与

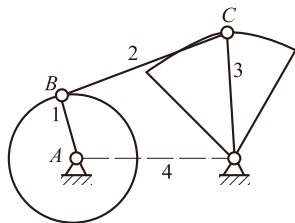


图 1.3.2 铰链四杆机构

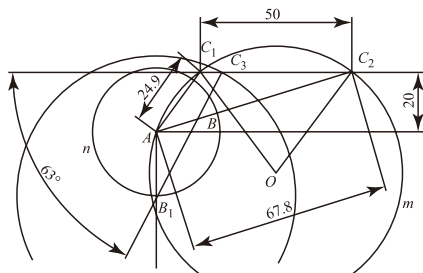


图 1.3.1 平面连杆机构与设计

机架组成整转副的连架杆称为曲柄,与机架组成摆动副的连架杆称为摇杆。

(一) 铰链四杆摇杆机构的基本类型

铰链四杆机构有三种基本类型:曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

1. 曲柄摇杆机构

两连架杆一个为曲柄、另一个为摇杆的四杆机构,称为曲柄摇杆机构。它能将曲柄的整周回转运动变换成摇杆的往复摆动,它也能将摇杆的往复摆动变换成曲柄的连续回转运动。可用于把转动变为摆动或把摆动变为转动的场合。图 1.3.3 所示的搅拌机把回转变为摆动,图 1.3.4 所示的缝纫机踏板机构把摆动变为回转。



铰链四杆摇杆机构的基本型式

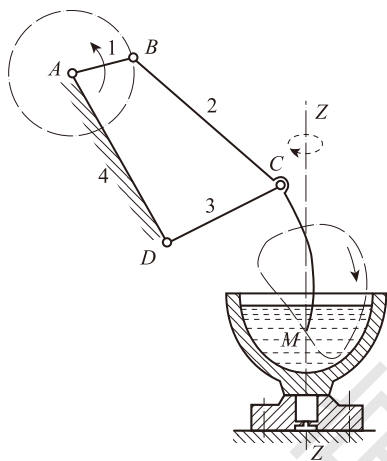


图 1.3.3 搅拌机

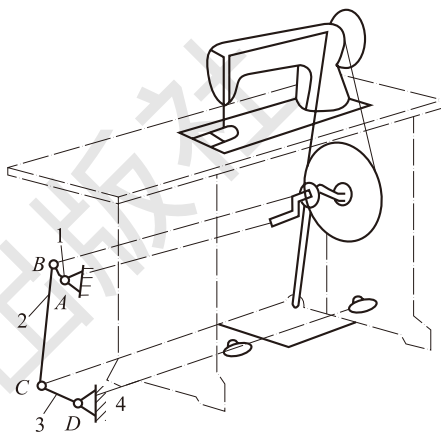


图 1.3.4 缝纫机

2. 双曲柄机构

两连架杆都是曲柄的铰链四杆机构称为双曲柄机构,如图 1.3.5 所示。图中杆 1、2、3、4 组成双曲柄机构,当曲柄 1(主动件)等速回转一周时,曲柄 3 变速回转一周,可用于把等速转动变为变速转动的场合。图 1.3.6 所示的惯性筛机构,主动曲柄 AB 等速回转一周时,曲柄 CD 变速回转一周,使筛子 EF 获得加速度,增加筛子的惯性,提高筛选效率。图 1.3.7 所示的机车车轮联动机构,称为平行双曲柄机构,它使各车轮与主动轮具有相同的速度,也应用于其他需要从动件和主动件保持同步的场合。

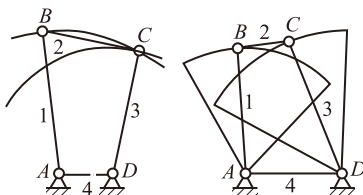


图 1.3.5 双曲柄机构

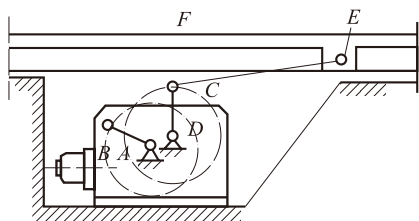
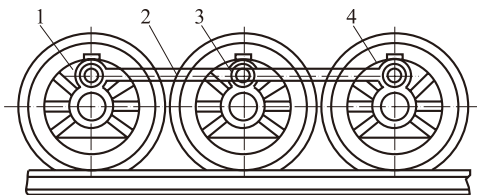
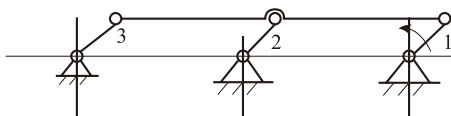


图 1.3.6 惯性筛机构



(a)



(b)

图 1.3.7 机车车轮联动机构

3. 双摇杆机构

两连架杆都是摇杆的铰链四杆机构为双摇杆机构。它能把主动摇杆的摆动变为从动摇杆的摆动。它可将主动摇杆的摆角放大或缩小，使从动摇杆得到所需的摆角；或者利用连杆上某点的运动轨迹实现所需的运动。图 1.3.8 所示的鹤式起重机， CD 杆摆动时， CB 杆上悬挂重物的点 M 在近似水平直线上移动。图 1.3.9 所示的电风扇的摇头机构中，摇杆 4 上的电动机转动时，电动机轴上的蜗杆带动铰链 A 处的蜗轮迫使连杆 1 绕 A 点做整周转动，从而使连架杆 2 和 4 作往复摆动，达到风扇摇头的目的。

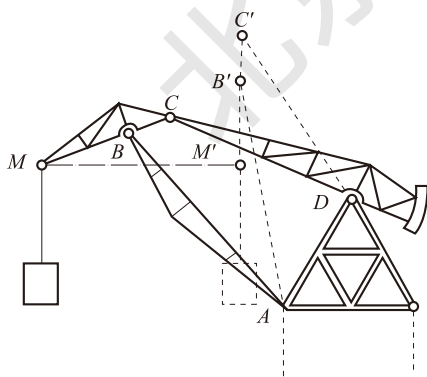


图 1.3.8 鹤式起重机

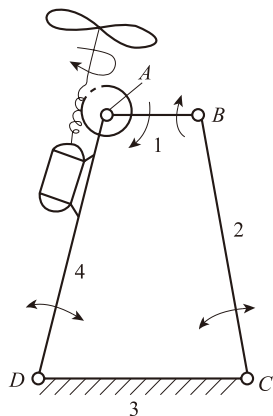


图 1.3.9 电风扇的摇头机构

(二) 曲柄存在条件

大多数机器是由电动机及其他连续转动的动力装置来驱动的，这就要求机器的原动件能做整周回转运动。但是在三种基本类型的四杆机构中有的连架杆能做整周回转运动而成为曲柄，有的则不能。那么铰链四杆机构在什么条件下有曲柄存在呢？

图 1.3.10 所示的铰链四杆机构中曲柄存在的条件:

- (1) 连架杆与机架中必有一个是最短杆;
- (2) 最短杆与最长杆长度之和必小于其余两杆长度之和。

上述两个条件必须同时满足, 否则铰链四杆机构中无曲柄存在。

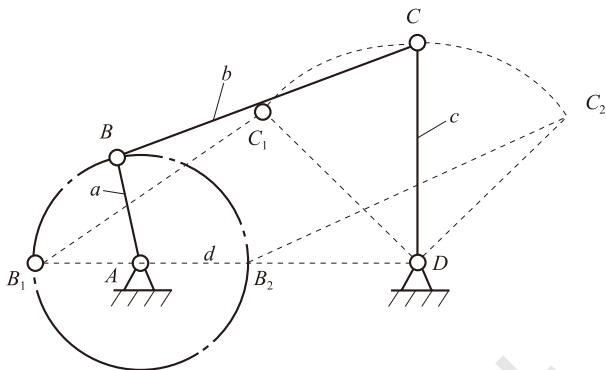


图 1.3.10 有曲柄的铰链四杆机构

根据曲柄存在条件, 可以推出铰链四杆机构三种基本类型的判别方法:

- (1) 若铰链四杆机构中最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和, 则

- ①取最短杆为连架杆时, 构成曲柄摇杆机构;
- ②取最短杆为机架时, 构成双曲柄机构;
- ③取最短杆为连杆时, 构成双摇杆机构。

(2) 若铰链四杆机构中最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和, 则无曲柄存在, 只能构成双摇杆机构。

上述一系列结论称为格拉霍夫定理。由于曲柄滑块机构和导杆机构均是由铰链四杆机构演化而来的, 故按照同样的思路和方法, 可得出这两种机构具有整转副的条件。

二、铰链四杆机构的演化

在实际机械中, 平面连杆机构的类型是多种多样的, 但其中绝大多数是在铰链四杆机构的基础上发展和演化而成的。

(一) 曲柄滑块机构和偏心轮机构

1. 曲柄滑块机构

曲柄滑块机构可以看作是由曲柄摇杆机构演化而来的。在图 1.3.11 (a) 所示的曲柄摇杆机构中, 按 C 点的近似轨迹 $m-m'$ 做成一弧形槽, 摇杆 3 做成与弧形槽相配的弧形块, 如图 1.3.11 (b) 所示。此时虽然转动副 D 的外形改变, 但机构的运动特性并没有改变。若将弧形槽的半径增至无穷大变为直槽, 转动副 D 则转化为移动副, 构件 3 由摇杆变成了滑块, 于是曲柄摇杆机构就演化为曲柄滑块机构, 如图 1.3.11 (c) 所示。此时移动方位线 $m-m'$ 不通过曲柄回转中心, 故称为偏置曲柄滑块机构。当移动方位线 $m-m'$ 通过曲柄回转中心 A 时, 称为对心曲柄滑块机构, 如图 1.3.11 (d) 所示。

曲柄滑块机构广泛应用于内燃机、空压机及冲床设备中。

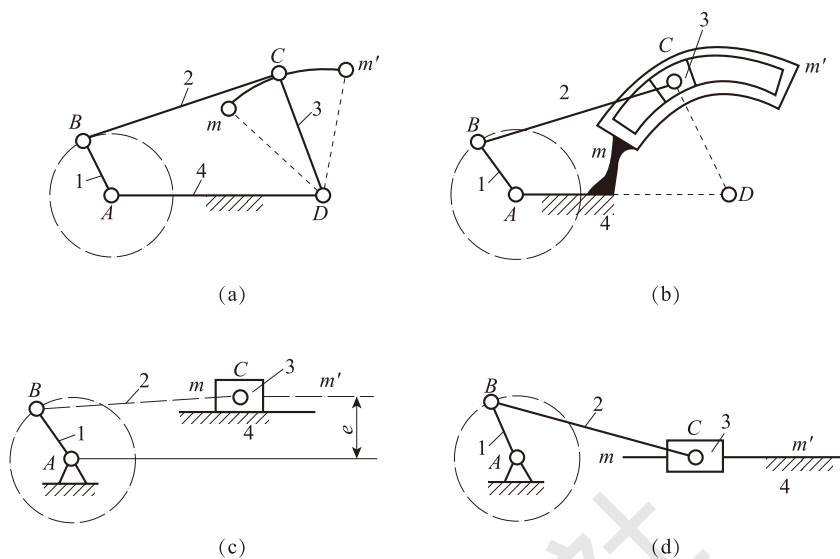


图 1.3.11 铰链四杆机构向曲柄滑块机构的演化

2. 偏心轮机构

偏心轮机构可以看成是曲柄摇杆机构的变形。图 1.3.12 (a) 所示为偏心轮机构。杆 1 为圆盘，其几何中心为 B 。因该圆盘绕偏心 A 转动，故称偏心轮。 A 、 B 之间的距离 e 称为偏心距。按照相对运动关系，可画出该机构的运动简图，如图 1.3.12 (b) 所示。由图可知，偏心轮是回转副 B 扩大到包括回转副 A 而形成的，偏心距 e 即是曲柄的长度。

当曲柄长度很小时，通常都把曲柄做成偏心轮，这样不仅增大了轴颈的尺寸，提高了偏心轴的强度和刚度，而且当轴颈位于中部时，还可以安装整体式连杆，使结构简化。

偏心轮广泛应用于传力较大的剪床、冲床、颚式破碎机、内燃机等机械中。

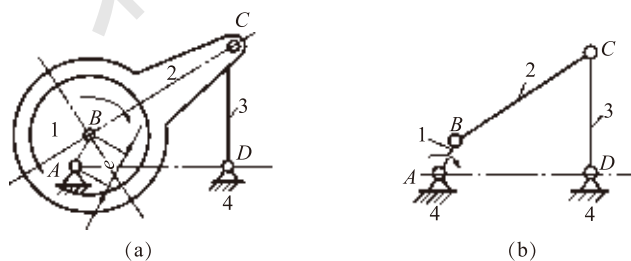


图 1.3.12 偏心轮机构

(二) 导杆机构

导杆机构可看作是在曲柄滑块机构中选取不同构件为机架演化而成的。如将图 1.3.13 (a) 所示的曲柄滑块机构的曲柄 1 作为机架，连杆 2 作为主动件，如图 1.3.13 (b) 所示。若 $AB < BC$ ，则杆 2 和杆 4 均可做整周回转，故称为转动导杆机构。若 $AB > BC$ ，则杆 4 只能作

往复摆动,故称为摆动导杆机构,图 1.3.14 所示为牛头刨床的摆动导杆机构,图 1.3.15 所示为牛头刨床的回转导杆机构。

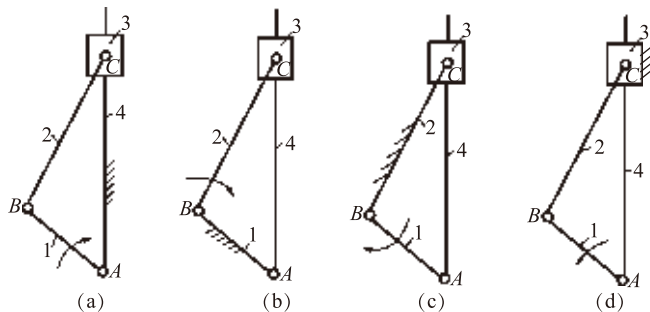


图 1.3.13 曲柄滑块机构向导杆机构的演化

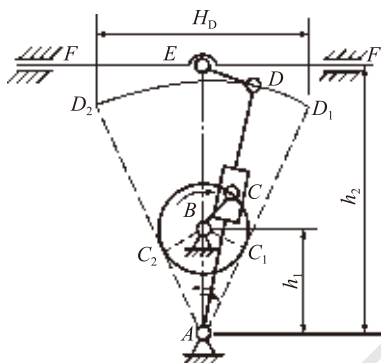


图 1.3.14 牛头刨床的摆动导杆机构

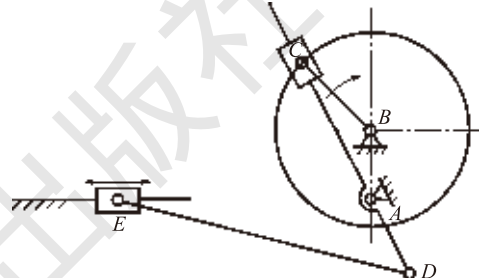


图 1.3.15 牛头刨床的回转导杆机构

(三) 移动导杆机构和曲柄摇块机构

1. 移动导杆机构

图 1.3.13 (a) 所示的曲柄滑块机构中,若取滑块 3 为机架,如图 1.3.13 (d) 所示,则演化为导杆在滑块中移动的移动导杆机构,也称定块机构,常用于图 1.3.16 所示的抽水唧筒等机构中。

2. 曲柄摇块机构

图 1.3.13 (a) 所示的曲柄滑块机构中,若取杆 2 为机架,则演化为曲柄摇块机构,或称摇块机构,如图 1.3.13 (c) 所示。该机构中杆 1 绕 B 点回转时,杆 4 相对于滑块 3 滑动,并与滑块 3 一起绕 C 点摆动。这种机构广泛应用于摆动式内燃机和液压驱动装置内。图 1.3.17 所示为自卸卡车翻斗机构及其运动简图。

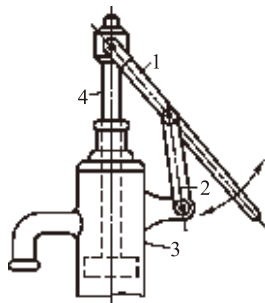


图 1.3.16 抽水唧筒机构及其运动简图

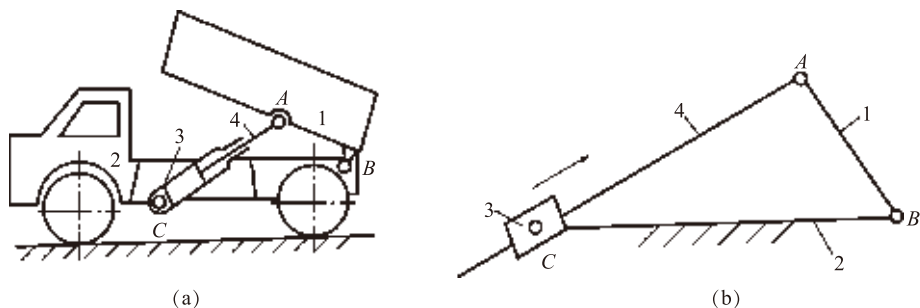


图 1.3.17 自卸卡车翻斗机构及其运动简图

(四) 曲柄移动导杆机构

图 1.3.18 (a) 所示的曲柄滑块机构中, 将转动副 B 扩大, 则变成图 1.3.18 (b) 所示的机构。再将圆弧槽 $m-m$ 的半径增加至无穷大, 如图 1.3.18 (c) 所示, 连杆 2 转化为沿直线 $m-m$ 移动的滑块 2, 转动副 C 则变成移动副, 滑块 3 转化为移动导杆, 此时机构具有两个相邻的移动副, 从动件 3 的位移与原动件转角的正弦成正比, 故称为正弦机构, 也称曲柄移动导杆机构。

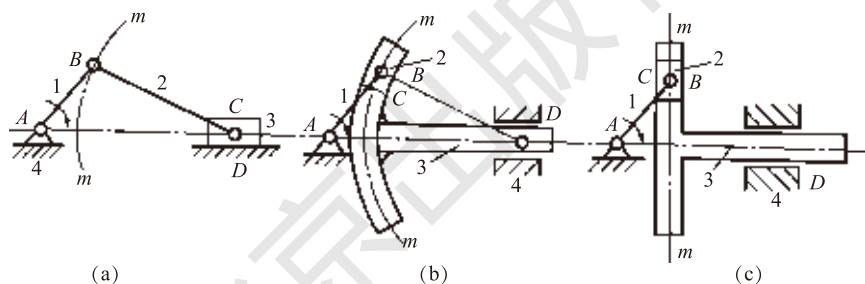


图 1.3.18 曲柄滑块机构向曲柄移动导杆机构的演化

三、四杆机构传动特性

(一) 急回特性

图 1.3.19 所示的曲柄摇杆机构中, 当曲柄 AB 与连杆 BC 两次共线时, 摇杆 CD 对应处于 2 个极限位置 C_1D 与 C_2D 。 C_1D 与 C_2D 所夹的锐角称为摇杆的摆角, 记为 ψ 。曲柄做等速转动, 如果摇杆摆动时空回行程的平均速度大于工作行程的平均速度, 这种性质称为机构的急回特性。牛头刨床、往复式运输机等机械利用这种急回特性来缩短非生产时间, 提高生产率。

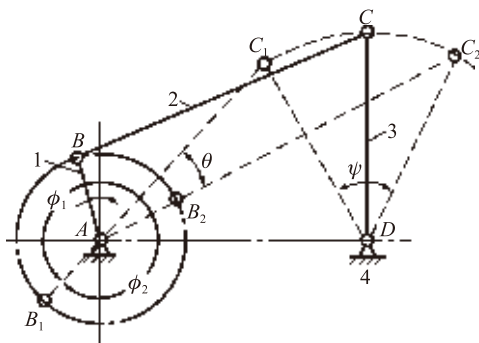


图 1.3.19 曲柄摇杆机构的急回特性

急回运动特性可用行程速比系数 K 表示, 即

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{C_1 C_2 / t_2}{C_1 C_2 / t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (1-3-1)$$

式中, θ 为摇杆处于两极限位置时, 对应的曲柄所夹的锐角, 称为极位夹角。

$$\theta = 180^\circ \cdot \frac{K-1}{K+1} \quad (1-3-2)$$

机构有无急回特性, 取决于急回特性系数 K 。 K 越大, 急回特性越显著, 也就是从动件回程越快; $K=1$ 时, 机构无急回特性。 K 与极位夹角 θ 有关, $\theta=0$, $K=1$, 机构无急回特性; $\theta>0$, $K>1$, 机构有急回特性, 且 θ 越大, 急回特性越显著。在一般机械中 $1<K<2$ 。

(二) 传力特性

在生产实际中往往要求连杆机构不仅能实现预期的运动规律, 而且还要具有良好的传力特性, 即运转轻便, 效率高。

压力角是反映机构传力效果好坏的一个重要参数。如图 1.3.20 所示的曲柄摇杆机构, 如忽略各杆质量和运动副中的摩擦, 作用在从动件上的驱动力 P 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 P 在 v_c 方向的有效分力为 $P_t = P \cos \alpha$, 它可使从动件产生有效的回转力矩, 显然 P_t 越大越好。因此, 压力角 α 越小, 机构的传力性能越好, 理想情况是 $\alpha=0$ 。一般设计机构时都必须注意控制最大压力角不超过许用值。

为方便度量, 常用压力角的余角 γ (称为传动角) 来衡量机构传力性能, γ 值越大越好, 理想情况是 $\gamma=90^\circ$ 。应使传动角的最小值 γ_{\min} 大于或等于其许用值 $[\gamma]$ 。一般 $[\gamma]$ 取值 $40^\circ \sim 50^\circ$ 。若传动较大功率, 如冲床、颚式破碎机中的主要执行机构, 可取 $\gamma_{\min} = [\gamma] \geq 50^\circ$ 。对于一些非传动机构, 如控制、仪表等机构, 也可取 $[\gamma] < 40^\circ$, 但不能过小。

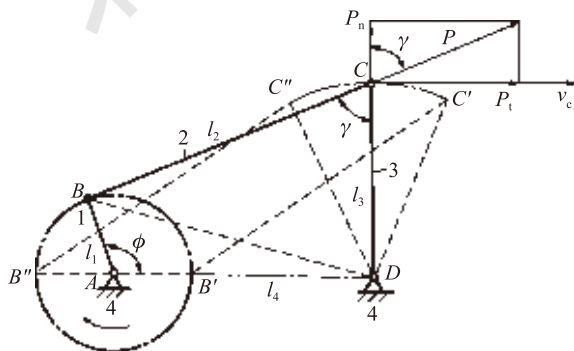


图 1.3.20 压力角与传动角

(三) 死点位置

图 1.3.19 所示的曲柄摇杆机构, 若以摇杆 3 为原动件, 而曲柄 1 为从动件, 则当原

动件摇杆 3 摆到极限位置 C_1D 和 C_2D 时, 连杆 2 与曲柄 1 共线, 若不计各杆的质量, 则这时连杆加给曲柄的力将通过铰链中心 A , 即机构处于压力角 $\alpha=90^\circ$ (传动角 $\gamma=0$) 的位置, 此时驱动力的有效力为 0。此力对 A 点不产生力矩, 因此不能使曲柄转动。机构的这种位置称为死点位置。死点位置会使机构的从动件出现卡死或运动不确定的现象。出现死点对传动机构来说是一种缺陷, 这种缺陷可以利用回转机构的惯性或添加辅助机构来克服。如图 1.3.4 所示缝纫机的脚踏机构, 就是利用皮带轮的惯性作用使机构能通过死点位置。

有时也利用机构的死点位置来实现一定的工作要求, 如图 1.3.21 所示的工件夹紧装置, 当工件 5 需要被夹紧时, 就是利用连杆 BC 与摇杆 CD 形成的死点位置, 这时工件经杆 1、杆 2 传给杆 3 的力, 通过杆 3 的传动中心 D 。此力不能驱使杆 3 转动。故当撤去主动外力 P 后, 在工作反力 N 的作用下, 机构不会反转, 工件依然被可靠地夹紧。

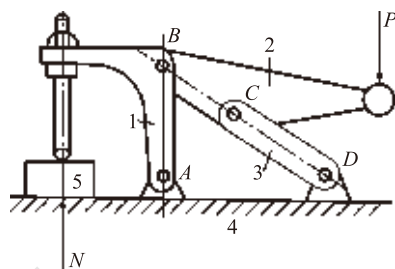


图 1.3.21 利用死点夹紧工件的夹具

四、平面四杆机构的设计

平面四杆机构设计的基本问题包括满足预定的运动规律要求、满足预定的连杆位置要求和满足预定的轨迹要求。其设计方法主要有图解法和解析法。在此仅介绍图解法。

给定行程速比系数 K 和滑块的行程 s , 设计曲柄滑块机构。

首先, 按式 (1-3-2) 算出极位角 θ ; 然后, 作 C_1C_2 等于滑块的行程 s , 如图 1.3.22 所示。从 C_1 、 C_2 两点分别作 $\angle C_1C_2O = \angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$, 得 C_1O 与 C_2O 的交点 O 。这样, 得 $\angle C_1OC_2 = 2\theta$ 。再以 O 为圆心、 OC_1 为半径作圆 L 。如给出偏距 e 的值, 则解就可以确定。如前所述, 点 A 的范围也有所限制。

当点 A 确定后, 连接 AC_1 和 AC_2 。根据式 $a = \frac{AC_2 - AC_1}{2}$, 算出曲柄 1 的长度 a 。以 A 为圆心, a 为半径作圆, 该圆即为曲柄 AB 上点 B 的轨迹。

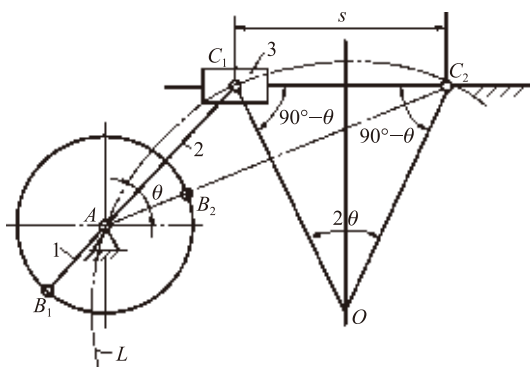


图 1.3.22 按行程速比系数 K 设计曲柄滑块机构

任务拓展

在 AutoCAD 中设计平面四杆机构举例

按照给定的两连架杆对应位置设计四杆机构。如图 1.3.23 (a) 所示, 设已知曲柄 AB 和机架 AD 的长度, 要求在该四杆机构的传动过程中, 曲柄 AB 和摇杆 CD 上某一标线 DE 能占据三组给定的对应位置 AB_1 、 AB_2 、 AB_3 及 DE_1 、 DE_2 、 DE_3 (即对应三组摆角 ϕ_1 、 ϕ_2 、 ϕ_3 及 ψ_1 、 ψ_2 、 ψ_3)。用 AutoCAD 设计此四杆机构。

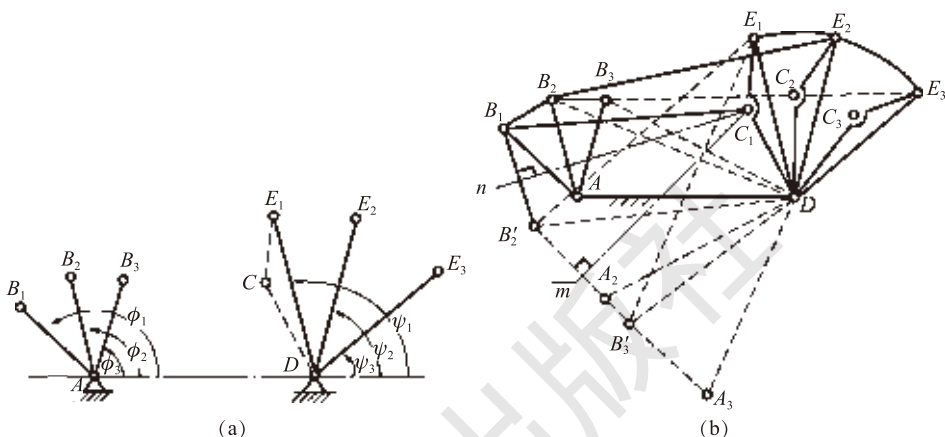


图 1.3.23 按照给定的两连架杆对应位置设计四杆机构

分析: 设计此四杆机构, 实质上就是要求出连杆与摇杆相连接的转动副 C 的位置, 从而定出连杆 BC 和摇杆 CD 的长度。

AutoCAD 作图: 首先按已知条件作的三个位置, 如图 1.3.23 (a) 所示。然后连接 B_2E_2 , 如图 1.3.23 (b) 所示, 复制四边形 AB_2E_2D 并用旋转命令将其绕 D 点旋转角度 $(\psi_1 - \psi_2)$, 得四边形 $A_2B_2'E_1D$ 。同理, 将四边形 AB_3E_3D 绕 D 点旋转角度 $(\psi_1 - \psi_3)$ 得四边形 $A_3B_3'E_1D$ 。再设置相关极轴角增量为 90° , 连接 B_1B_2' 及 $B_2'B_3'$, 分别过其中点作垂直平分线 n 和 m , 两者的交点 C_1 即为所求点 C , AB_1C_1D 即为所设计的四杆机构。由 AutoCAD 的查询功能选项可得连杆 BC 和摇杆 CD 的精确长度。

应用 AutoCAD 软件进行平面四杆机构设计, 可克服手工作图精度差、作图繁的缺点, 设计精度可与解析法媲美, 并可用来检验解析法设计的结果, 同时提高工作效率。



实训导引: 机械运动参数测定

任务四

凸轮机构的选型与设计

任务描述

某设计师接到一对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构的设计任务, 要求满足团队已经

确定的凸轮基圆半径、从动件运动规律等条件。

任务目标

- 会分析各种机器中凸轮机构的工作原理。
- 能合理选择凸轮机构的基本参数。
- 能根据需要的运动规律选用合适的凸轮机构类型。
- 能运用反转法原理设计凸轮的轮廓曲线。
- 能运用意识与存在的对立统一规律，提出用逆向思维和反转法解决机构问题的新创意。

任务分析

要完成这项凸轮机构设计任务，需要了解凸轮机构的组成、分类、特点和选用方法，掌握从动件运动规律、压力角、自锁等计算方法，掌握反转法设计原理，具备凸轮机构基本参数计算等设计能力。

任务实施

凸轮机构的选型与设计

一般设计步骤如下：

- (1) 计算从动件的位移参数。由执行构件的运动要求计算从动件的升距。
- (2) 确定凸轮的各个转角。根据工作循环，确定凸轮的推程角、回程角和远休止角、近休止角。
- (3) 设计从动件运动规律。设计从动件在推程和回程阶段的运动规律，满足系统的工作要求。
- (4) 凸轮机构基本尺寸设计。确定基圆半径 r_b 及偏距 e 。
- (5) 凸轮轮廓曲线的设计。根据凸轮机构的基本尺寸和从动件的运动规律，确定凸轮轮廓曲线的坐标。包括凸轮与轴的组合件结构、从动件与导轨或摆动支承的组合件结构设计。

设备、工具准备：典型凸轮机构的模型、动画或挂图。

知识链接

一、了解凸轮机构的用途和分类

(一) 凸轮机构的应用

凸轮机构主要由凸轮、从动件和机架三个基本构件组成,能将主动件的连续等速运动变为从动件的往复变速或间歇运动,在自动机械、半自动机械中应用非常广泛。

图 1.4.1 所示为内燃机配气凸轮机构。当凸轮 1 做等速转动时,其曲线轮廓通过推杆 2 的平底接触,使气阀有规律地开启和闭合(关闭是借弹簧的作用),以控制燃料在适当的时间进入汽缸或废气从汽缸排出。

图 1.4.2 所示为绕线机中排线凸轮机构。绕线轴 3 上的齿轮带动凸轮 1 缓慢地转动,凸轮轮廓与尖顶 A 相作用,驱使从动件 2 往复摇动,因而使线均匀地绕在绕线轴上。

图 1.4.3 所示为驱动动力头在机架上移动的凸轮机构。圆柱凸轮 1 与动力头连接在一起,它们可以在机架 3 上做往复移动。滚子 2 的轴固定在机架 3 上,滚子 2 放在圆柱凸轮的凹槽中。凸轮转动时,由于滚子 2 的轴是固定在机架上的,故凸轮转动时带动动力头在机架 3 上做往复移动,以实现工件的钻削。动力头的快速引进—等速进给—快速退回—静止等动作均取决于凸轮上凹槽的曲线形状。

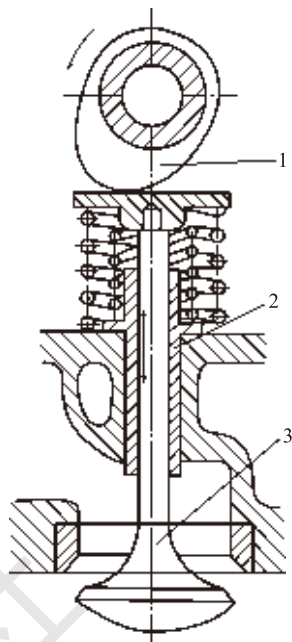


图 1.4.1 内燃机配气凸轮机构

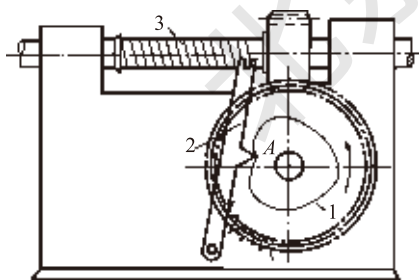


图 1.4.2 绕线机中排线凸轮机构

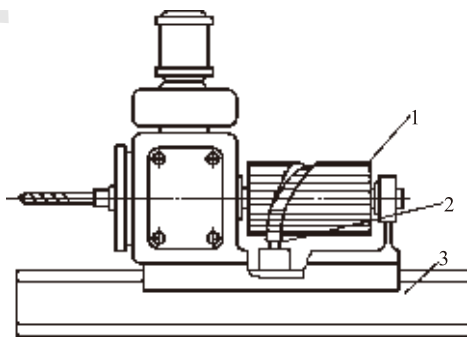


图 1.4.3 动力头用凸轮机构

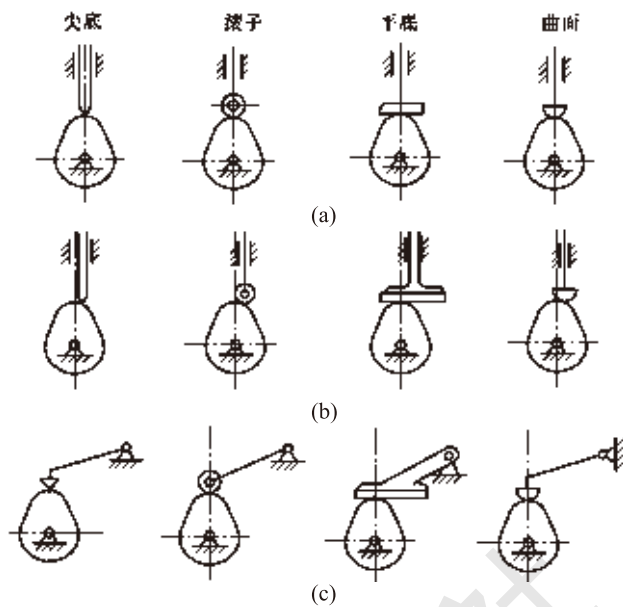
(二) 凸轮机构的分类

凸轮机构按凸轮的形状可分为盘形凸轮机构(图 1.4.1 和图 1.4.2)、移动凸轮机构和圆柱凸轮机构。其中盘形凸轮是凸轮的最基本形式。

按从动件的形状可分为尖底、滚子、平底和曲面从动件凸轮机构(图 1.4.4)。

按从动件的运动形式可分为对心移动、偏置移动和摆动从动件凸轮机构。

按凸轮与从动件维持高副接触(锁合)的方式可分为力锁合和几何锁合凸轮机构。几何锁合凸轮机构又可细分为凹槽、共轭、等径、等宽凸轮机构等。



(a) 对心移动从动杆; (b) 偏置移动从动杆; (c) 摆动从动杆

图 1.4.4 按从动件的形状分类的凸轮机构

(三) 凸轮机构的特点

凸轮机构结构简单、紧凑，占据空间较小；具有多用性和灵活性，从动件的运动规律取决于凸轮轮廓曲线的形状，几乎能满足任意要求的从动件的运动规律。凸轮轮廓线与从动件之间是点或线接触的高副，易磨损，限于传力不大的场合。凸轮轮廓精度要求较高，加工难度较大。不同种类凸轮机构的特点列于表 1.4.1。

表 1.4.1 各种凸轮机构的主要特点

分类方法	名称		主要特点
按凸轮的形状分	盘形凸轮		凸轮为绕固定轴回转、工作轮廓具有不同曲率半径的盘形零件，是凸轮的最基本形式
	移动凸轮		当盘形凸轮的回转中心在无穷远处时便演化成这种凸轮，相对于机架做往复直线运动
	圆柱凸轮		这是移动凸轮绕在圆柱体表面上演化成的，在圆柱表面上开有曲槽，或圆柱端面做成曲面的圆柱体
按从动件的形状分	尖底移动	尖底摆动	运动副少，结构紧凑，可实现任意的运动规律；不耐磨，承载能力低，仅用于受力很小的装置，例如仪器仪表中
	滚子移动	滚子摆动	摩擦磨损小，承载能力较强，用得较多；可实现的运动规律有局限性；可用于高速，如航空发动机配气机构，但滚子销轴处有配合间隙，影响从动件的精度，对高速运动也有不利影响
	平底移动	平底摆动	运动副少，结构紧凑，凸轮对从动件的推力始终垂直于平底，传动效率高；接触面间易形成油膜，润滑性能好，适用于高速，但凸轮轮廓不能呈凹形，因此可实现的运动规律有限
	曲面移动	曲面摆动	介于滚子与平底二者之间

二、认知从动件运动规律

(一) 凸轮的基本概念

以图 1.4.5 (a) 所示的对心移动尖顶从动件盘形凸轮机构为例说明凸轮的基本概念。

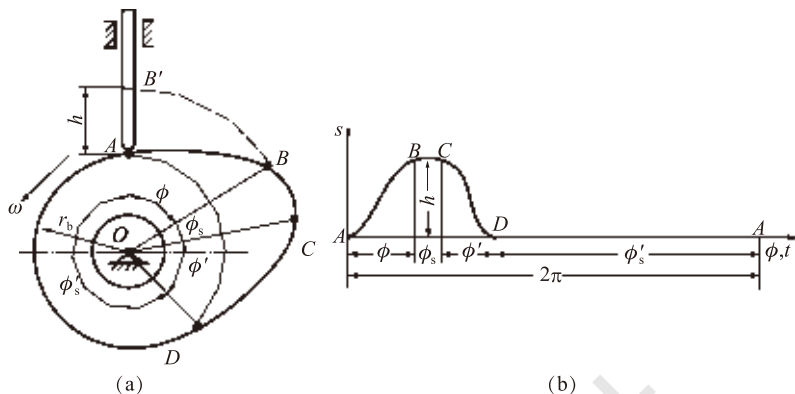


图 1.4.5 凸轮机构的运动过程

基圆——以凸轮的转动轴心 O 为圆心，以凸轮轮廓曲线的最小向径 r_b 为半径所作的圆称为凸轮的基圆， r_b 称为基圆半径。

推程——从动件在凸轮轮廓线的推动下，由最低位置被推到最高位置的这一运动过程称为推程。这时从动件移动的距离 h 称为升程，对应的凸轮转角称为推程运动角。

远休——当凸轮继续转动 ϕ_s 时，凸轮轮廓 BC 段向径不变，此时从动件处于最远位置停留不动，这一过程叫远休。与之相应的凸轮转角 ϕ_s 称为远休止角。

回程——当凸轮继续转动 ϕ' 时，凸轮轮廓 CD 段的向径逐渐减小，从动件在重力或弹簧力的作用下，以一定的运动规律回到起始位置，这个过程称为回程。对应的凸轮转角 ϕ' 称为回程运动角。

近休——当凸轮继续转动 ϕ'_s 时，凸轮轮廓 DA 段的向径不变，从动件在最近位置停留不动，这一过程称为近休。相应的凸轮转角 ϕ'_s 称为近休止角。

行程——从动件在推程或回程中移动的距离 h 称为行程。

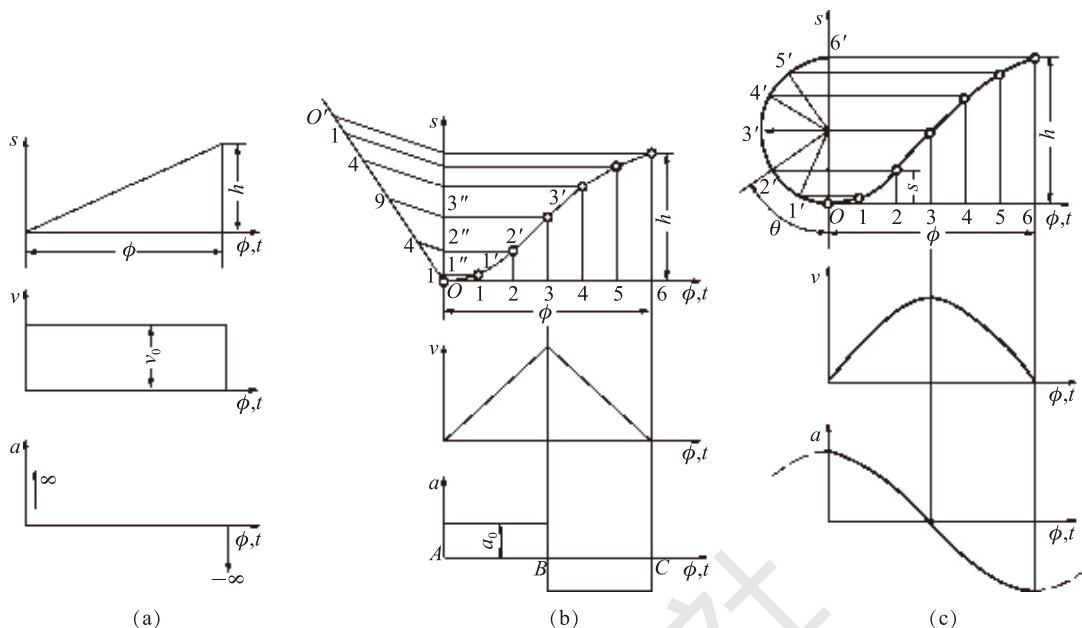
当凸轮再继续转动时，从动件重复上述运动循环。

若以直角坐标系的纵坐标代表从动件的位移 s ，横坐标代表凸轮的转角 ϕ ，则可以画出从动件位移 s 与凸轮转角 ϕ 之间的关系图线，如图 1.4.5 (b) 所示，简称从动件位移图。由于大多数凸轮做等速转动，其转角与时间成正比，因此，该图线的横坐标也代表时间 t 。通过微分可以作出从动件速度图线和加速度图线，它们统称为从动件运动图线。

(二) 从动件的常用运动规律

1. 等速运动规律

如图 1.4.6 (a) 所示，从动件速度为定值的运动规律称为等速运动规律。



(a) 等速运动; (b) 等加速—等减速运动; (c) 余弦加速运动

图 1.4.6 从动件的常用运动规律

由推程段的运动图线可见，其推杆在运动开始和终止的瞬时，速度有突变，加速度无穷大，使推杆惯性力瞬间剧增，凸轮机构受到极大的冲击，这种冲击称为刚性冲击。

2. 等加速—等减速运动规律

等加速—等减速运动规律是指从动件在推程和回程中，前半行程做等加速运动，后半行程做等减速运动，且通常两部分加速度的绝对值相等，如图 1.4.6 (b) 所示，适用于中低速凸轮机构。

由图 1.4.6 (b) 可知，从动件在升程始末和由等加速变为等减速的瞬时，加速度出现有限值的突变，产生有限惯性力的突变，因其引起的冲击较小，故称为柔性冲击。

3. 余弦加速运动规律

余弦加速运动规律是指从动件的加速度曲线为 $1/2$ 个周期的余弦曲线，又称简谐运动规律，如图 1.4.6 (c) 所示。

由运动图线可见，在首、末两点推杆的加速度有突变，故有柔性冲击而无刚性冲击。

此外，还有其他类型的运动规律，或者将上述运动规律组合使用，以改善推杆的运动特性或动力特性，但要保证各段运动规律在衔接点上的运动参数（位移、速度、加速度等）保持连续，在运动的起始和终止处，运动参数满足边界条件。



从动件的常用运动规律

三、图解设计凸轮轮廓

当凸轮机构工作时, 凸轮与从动件都是运动的。在设计时常采用“反转法”, 使凸轮假想地处于静止状态。如图 1.4.7 所示, 一对心直动尖顶从动件盘形凸轮以逆时针方向转动, 转速为 ω 。假想地给整个凸轮机构加上一个转速相同、但方向相反转速 $-\omega$, 凸轮与从动件的相对运动关系并没有改变。此时, 凸轮静止, 而从动件则变成一方面随着导路以角速度 $-\omega$ 绕 O 轴旋转, 另一方面还仍然在导路中按预定规律往复运动。当从动件以 $-\omega$ 反转一圈后, 其尖顶的运动轨迹便是凸轮轮廓曲线。



图解设计凸轮轮廓

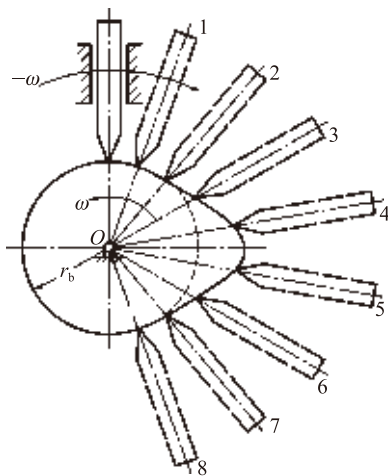


图 1.4.7 反转法原理

这种假想地将凸轮看成静止, 让从动件与导路反转的凸轮轮廓设计方法称为反转法。借助 Excel 和 CAD, 用反转法可设计出较高精度的凸轮轮廓。

(一) 对心直动尖顶从动件盘形凸轮的设计

图 1.4.8 所示为一对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构的轮廓曲线。已知凸轮的基圆半径 $r_{\min} = 15 \text{ mm}$, 凸轮以等角速度 ω 沿逆时针方向回转, 从动件的运动规律如表 1.4.2 所示。

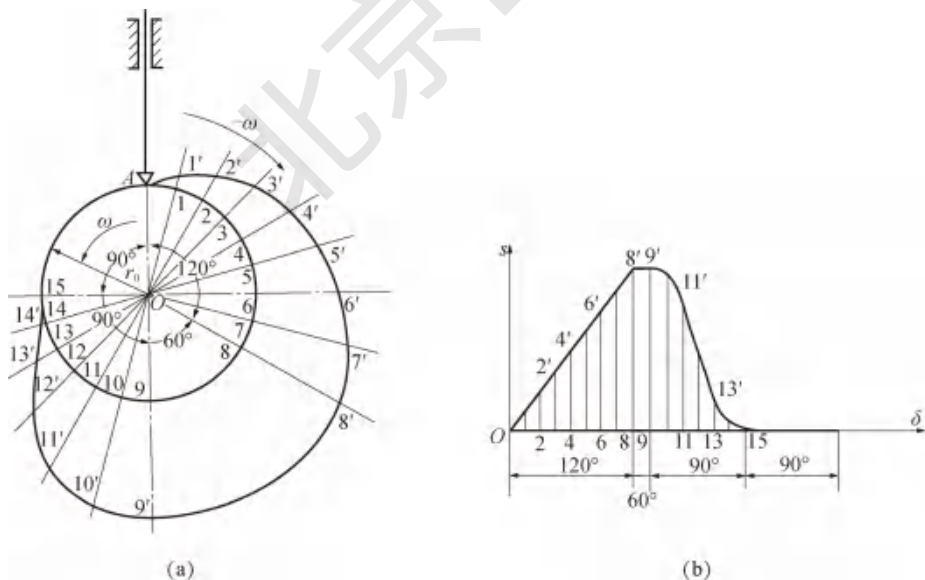


图 1.4.8 对心直动尖顶从动件盘形凸轮的轮廓曲线

表 1.4.2 图 1.4.8 所示从动件的运动规律

序号	凸轮运动角 (δ_1)	从动件的运动规律
1	$0^\circ \sim 120^\circ$	从动件做等速运动上升 $h=16\text{ mm}$
2	$120^\circ \sim 180^\circ$	从动件在最高位置静止不动
3	$180^\circ \sim 270^\circ$	从动件做正弦加速度运动下降 $h=16\text{ mm}$
4	$270^\circ \sim 360^\circ$	从动件在最低位置静止不动

设计步骤如下:

(1) 选取长度比例尺 $\mu_l=1\text{ mm/mm}$ 和角度比例尺 $\mu_\delta=15^\circ/\text{mm}$, 按前面介绍的方法画出凸轮机构从动件的位移线图, 如图 1.4.8 (b) 所示, 从而得到与凸轮各转角相对应的从动件的位移, 即 $s_1=11'$, $s_2=22'$, \dots 。

或按位移与角度的关系公式计算, 推程时, 其在各分点时的位移值如 1.4.3 表所列。

表 1.4.3 各分点时的位移值

$\delta_1/^\circ$	0	15	30	45	60	75	90	105	120
s/mm	0	2	4	6	8	10	12	14	16

(2) 按同样的长度比例尺 μ_l , 根据已知的基圆半径 r_{\min} 作出凸轮的基圆。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。自 OA 沿顺时针方向 ($-\omega$) 按位移线图中划分的角度将基圆分成相应的等份, 得图 1.4.8 (a) 中的 1, 2, \dots 各点。直线 O_1, O_2, \dots 便是反转过程中从动件导路中心线占据的各个位置。

(3) 连接 O_1, O_2, \dots , 并径向延长, 取 $11'=s_1, 22'=s_2, \dots$, 从而得到从动件尖顶在反转运动中依次占据的各个位置 $1', 2', 3', \dots$ 。

连接 $A, 1', 2', 3', \dots$ 为一光滑曲线, 即为与推程对应的一段轮廓曲线。

(4) 画出凸轮的远休止部分 $8', 9'$ 。

(5) 同理画出回程部分 $9' \sim 14', 15'$ 。

(6) 最后画出近休止部分 $15' \sim A$ 。

(二) 对心直动滚子从动件盘形凸轮的设计

把尖顶从动件改为滚子从动件时, 其凸轮轮廓设计方法如图 1.4.9 所示。首先, 把滚子中心看作尖顶从动件的尖顶, 按照上面的方法画出一条轮廓曲线 β_0 ; 再以 β_0 上各点为中心, 以滚子半径为半径, 画出一系列圆; 最后作这些圆的包络线 β , 它便是使用滚子从动件时凸轮的实际轮廓, 而 β_0 称为此凸轮的理论轮廓。由作图过程可知, 滚子从动件凸轮轮廓的基圆半径 r_{\min} 应当在理论轮廓上度量。

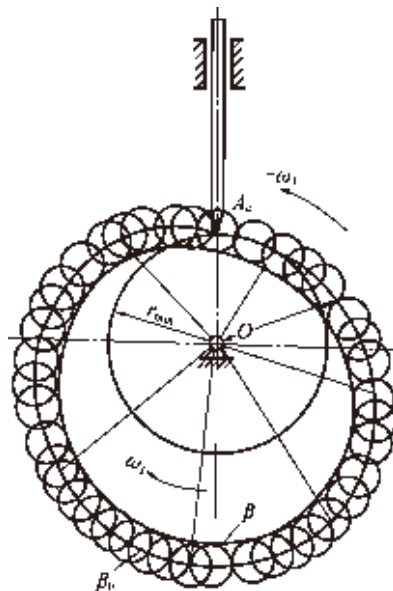


图 1.4.9 对心直动滚子从动件盘形凸轮的轮廓曲线

四、凸轮机构设计的几个问题解析

上个任务所介绍的图解法设计凸轮轮廓曲线,其基圆半径 r_0 、直动从动件的偏距 e 或摆动从动件与凸轮的中心距 a 、滚子半径 r_r 等基本参数都是预先给定的。本任务将从凸轮机构的传动效率、运动是否失真、结构是否紧凑等方面讨论上述参数的确定方法。

(一) 压力角及基圆半径

1. 凸轮机构的压力角和自锁

在图 1.4.10 所示的尖顶直动从动件凸轮机构中,当不考虑摩擦时,凸轮作用于从动件的力 F 沿法线方向,从动件运动方向与力 F 方向之间的夹角 α 即为压力角。凸轮轮廓上各点处的法线方向不同,其压力角也不同。若将 F 分解为沿从动件运动方向的有效分力 F_t 和使从动件压紧导路的有害分力 F_n ,其关系式为

$$F_n = F_t \tan \alpha \quad (1-4-1)$$

当驱动从动件的 F_t 一定时, α 越大,则 F_n 越大,机构的效率越低。当 α 增大到一定程度,以致 F_n 所引起的摩擦阻力大于 F_t 时,无论凸轮加给从动件的作用力多大,从动件都不能运动,这种现象称为自锁。因此,压力角 α 的大小是反映机构传力性能好坏的重要参数。从改善受力情况,提高效率,避免自锁的角度看,压力角越小越好。

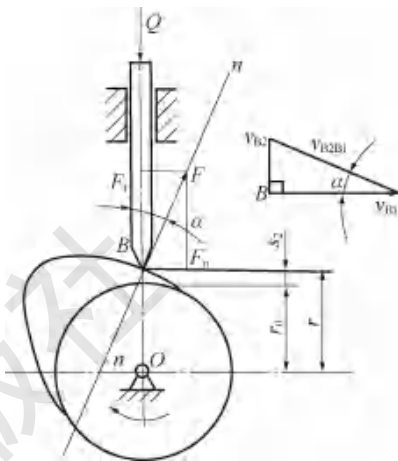


图 1.4.10 凸轮机构的压力角与半径的关系

2. 压力角与凸轮基圆半径的关系

如图 1.4.10 所示,设凸轮以等角速 ω_1 顺时针转动。此时,从动件与凸轮在 B 点接触, B 点是公共点。从动件上 B 点移动速度 $v_{B2}=v_2$ 。凸轮上 B 点的速度 $v_{B1}=r\omega_1$,方向垂直于 OB 。而从动件上 B 点相对速度 v_{B2B1} 的方向与凸轮过 B 点的切线方向重合。根据点的复合运动之速度合成定理则可作出 B 点的速度三角形。在这个三角形中,存在如下关系:

$$\begin{aligned} v_2 = v_{B2} &= v_{B1} \tan \alpha = r\omega_1 \tan \alpha \\ r &= v_2 / (\omega_1 \tan \alpha) \end{aligned}$$

又因为 $r=r_0+s_2$,所以

$$r_0 = r - s_2 = \frac{v_2}{\omega_1 \tan \alpha} - s_2 \quad (1-4-2)$$

可见,若给定从动件运动规律,即 ω_1 、 v_2 、 s_2 均为已知,当 α 越大时,其基圆半径越小,相应机构尺寸也越小。因此,从机构尺寸紧凑的角度看,其压力角越大越好。

3. 压力角的许用值

综上所述，在一般情况下，既要求凸轮有较高效率、受力情况良好，又要求其机构尺寸紧凑，因此，压力角既不能过大，也不能过小，应有一许用值，这个许用值用 $[\alpha]$ 表示。根据经验，推荐的许用压力角为：

推程时，移动从动件 $[\alpha]$ 取值 $30^\circ \sim 40^\circ$ ；摆动从动件 $[\alpha]$ 取值 $45^\circ \sim 50^\circ$ 。

回程时，因受力较小且无自锁问题，故许用压力角可取得大些，通常 $[\alpha]$ 取值 $70^\circ \sim 80^\circ$ 。

值得一提的是，当采用滚子从动件、润滑情况良好、支承刚度较好或受力不大时，为使结构紧凑，可取上述数据的较大值，否则取较小值。

基圆半径的确定应满足最大压力角 $\alpha_{\max} \leq [\alpha]$ 的要求，但机构出现 α_{\max} 的位置不易确定。一般来说，从动件位移曲线上斜率最大的位置（或从动件速度最大的位置）压力角最大。常用的检测方法是，在凸轮理论轮廓上比较陡的地方取若干点，作出这些点轮廓的法线和从动件的运动方向线之间的夹角，然后用量角器检测。若 α_{\max} 超过许用值，则应考虑修改设计参数。通常采用增大基圆半径的方法减小推程的 α_{\max} ，也可采用偏置的办法重新设计凸轮。工程上常常借助诺模图 (Nomogram) 来确定凸轮的最小基圆半径，既可以近似确定凸轮的最大压力角，也可以根据所选择的基圆半径来校核最大压力角。

(二) 滚子半径的选择

如图 1.4.11 所示，设理论轮廓上最小曲率半径为 ρ_{\min} ，滚子半径为 r_T 及对应的实际轮廓曲线半径 ρ_a ，下面讨论滚子半径与凸轮轮廓的关系。

1. 凸轮理论轮廓的内凹部分

由图 1.4.11 (a) 可得

$$\rho_a = \rho_{\min} + r_T \quad (1-4-3)$$

由上式可知，实际轮廓曲率半径总大于理论轮廓曲率半径。因而，不论选择多大的滚子，都能作出实际轮廓。

2. 凸轮理论轮廓的外凸部分

由图 1.4.11 (b) 可得：

$$\rho_a = \rho_{\min} - r_T \quad (1-4-4)$$

(1) 当 $\rho_{\min} > r_T$ 时， $\rho_a > 0$ ，如图 1.4.11 (b) 所示，实际轮廓为一平滑曲线。

(2) 当 $\rho_{\min} = r_T$ 时， $\rho_a = 0$ ，如图 1.4.11 (c) 所示，在凸轮实际轮廓曲线上产生了尖点，这种尖点极易磨损，磨损后就会改变从动件预定的运动规律。

(3) 当 $\rho_{\min} < r_T$ 时， $\rho_a < 0$ ，如图 1.4.11 (d) 所示，这时实际轮廓曲线发生相交，图中阴影部分的轮廓曲线在实际加工时被切去，使这一部分运动规律无法实现。

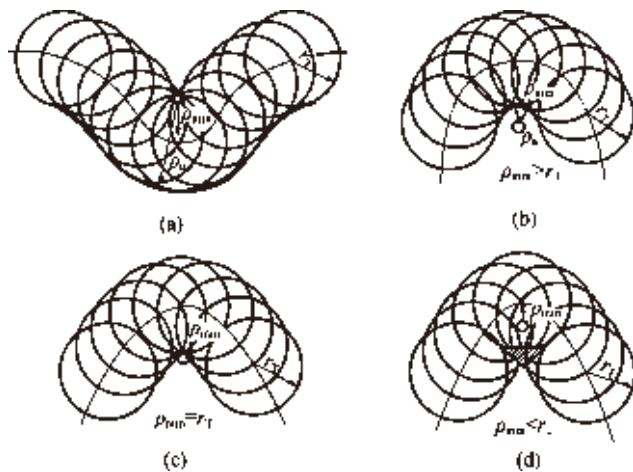


图 1.4.11 滚子半径对轮廓的影响

为了使凸轮轮廓在任何位置既不变尖也不相交,滚子半径必须小于理论轮廓外凸部分的最小曲率半径 ρ_{\min} ,即 $r_T < \rho_{\min}$ 。通常取 $r_T = 0.8\rho_{\min}$,并使实际轮廓的最小曲率半径 $\rho_{\min} \geq 3\text{ mm}$ 。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,就应当把凸轮基圆尺寸加大,重新设计凸轮轮廓曲线。

(三) 凸轮和滚子的材料

1. 凸轮副的失效形式

组成凸轮副的凸轮轮廓与从动件之间理论上是点接触或线接触。在载荷的作用下,接触处因弹性变形而形成微小的接触面,凸轮副材料在其上各自产生与接触面垂直的接触应力和与接触面平行的剪切应力。由于接触面很小,因而这种应力往往很大,而且在凸轮运转过程中这种应力是交变的。另外,凸轮轮廓与从动件在接触处存在相对运动,因此,凸轮副又是一种摩擦副,凸轮轮廓和从动件的工作面必然会被磨损。因此,凸轮副的失效形式主要有接触疲劳磨损、黏着磨损和磨粒磨损。提高凸轮副材料的表面硬度、降低表面粗糙度值和采取润滑是防止或减轻上述磨损失效的主要措施。

此外,在高温、潮湿或有腐蚀性气体的环境中运转的凸轮副还会因腐蚀、磨损而失效;受凸轮轮廓的切削痕迹影响还会产生强烈振动和有害噪声。

2. 凸轮副的材料及其热处理

一般凸轮和从动件选用碳钢或合金钢制造,采用正火或调质处理。当要求较高的强度和耐磨性时,可采用调质后表面淬火、氮化等。从更换成本考量,一般从动件要比凸轮的硬度低一些。

(四) 凸轮和滚子的结构

1. 凸轮的结构设计

凸轮的工作轮廓确定后,还要确定曲线轮廓的轴向厚度和凸轮与传动轴的连接方式。当工作载荷较小时,曲线轮廓的轴向厚度一般取为轮廓曲线最大矢径的 $1/10 \sim 1/5$;

对于受力较大的重要场合，需按凸轮轮廓面与从动件间的接触强度进行设计。

在确定凸轮与传动轴的连接方式时，应综合考虑凸轮的装拆、调整和固定等问题。对于执行机构较多的设备，其各执行构件之间的运动协调性通常由运动循环图确定，因此，在装配凸轮机构时，凸轮轮廓曲线起始点（推程开始点）的相对位置需按运动循环图进行调整，以保证各执行构件能按预定程序协调动作。为此，在结构设计上要求凸轮能相对于传动轴沿圆周方向进行转动，并可可靠地加以固定。

最简便的方法是采用紧定螺钉固定凸轮，或用紧定螺钉预固定，待调整好后再用销子固定。

2. 从动件的结构设计

(1) 直动从动件的结构型式。设计时要考虑从动件的导向和防止旋转。如图 1.4.12 所示，采用由偏心轴调节位置的 V 形轮与从动件导向杆上的 V 形槽接触，当从动件上下运动时，V 形轮与从动件相对滚动，由此防止从动件圆柱绕自身轴线回转。

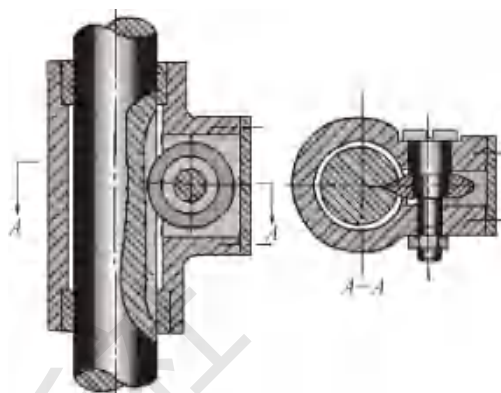
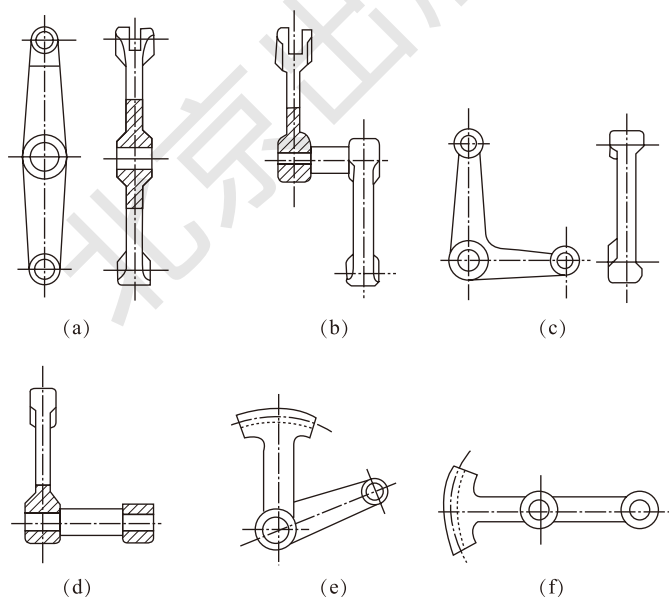


图 1.4.12 直动从动件防旋转的结构设计

(2) 摆动从动件的结构型式(图 1.4.13)。



(a) (c) (f) -整体结构；(b) (d) (e) -组合式结构图

(a) (f) -直形；(b) (c) (d) (e) -角形

图 1.4.13 摆动从动件的结构型式

(3) 滚子从动件的结构型式。尖底从动件极易磨损，用得很少。工程中多采用滚子从动件，其结构如图 1.4.14 所示。

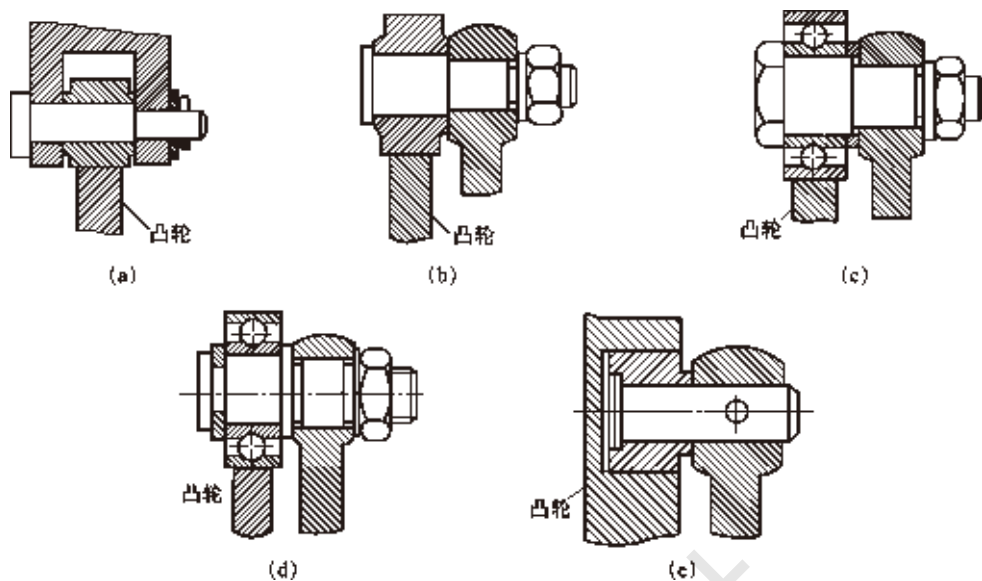


图 1.4.14 滚子从动件的结构型式

(五) 凸轮的精度和表面粗糙度

一般低速凸轮的精度可低些；对于高速凸轮或靠模凸轮，精度要求应高些。向径 ≤ 300 mm 的凸轮，其公差与表面粗糙度可参考表 1.4.4。

表 1.4.4 凸轮公差与工作表面粗糙度

凸轮精度	极限偏差			表面粗糙度	
	向径 /mm	基准孔	槽式凸轮槽宽	盘状凸轮	槽式凸轮
高精度	$\pm (0.05 \sim 0.10)$	H7	H7 (H8)	$Ra=0.4$	$Ra=0.8$
一般精度	$\pm (0.10 \sim 0.20)$	H7 (H8)	H8	$Ra=0.8$	$Ra=1.6$
低精度	$\pm (0.2 \sim 0.5)$	H8	H8 (H9)	$Ra=1.6$	$Ra=1.6$

五、实训导引：内燃机配气机构从动件参数测量与凸轮机构的绘制

(一) 实训目的

通过内燃机配气机构的运动分析，掌握凸轮设计图解法——反转法。

(二) 实训过程

通过对汽车发动机(或模型)的观察测量，根据工艺过程对执行构件的动作要求，分析工作过程循环，采用何种型式的凸轮，其中包括凸轮的型式、从动件的型式、从动件的运动确定方式、从动件与凸轮维持接触的方式等。在设计时，应当考虑凸轮机构在机器上的安装、调整、润滑、便于更换、便于加工和其他一些因素。设计时，运用有关标准和规范。当采用数控机床加工凸轮轮廓时，还应当计算刀具中心轨迹，以加工出准确的凸轮轮廓曲线。

(三) 实训总结

要求对内燃机配气机构(模型)从动件的升距、凸轮的推程角、回程角和远休止角、近休止角进行测量,按等加速上升—休止—等加速下降—休止规律设计凸轮机构。用CAD完成轮廓图和机构装配图,写出必要的书面设计说明。

任务拓展

凸轮轮廓曲线的解析法设计

1. 建立理论轮廓曲线方程

解析法设计凸轮轮廓线的实质是根据反转法原理,通过建立凸轮理论廓线、实际廓线方程,精确计算出廓线各点的坐标。坐标原点取在凸轮的回转中心。下面仅对滚子从动件盘形凸轮轮廓线进行设计。

图 1.4.15 为偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构解析图。反转法给整个机构一个绕凸轮轴心 O 的公共角速度 $-\omega$, 这时凸轮将固定不动, 而从动件将沿 $-\omega$ 方向转过角度 ϕ , 滚子中心将位于 B 点。 B 点的坐标, 亦即理论廓线的方程为:

$$\begin{aligned} x &= (s_0 + s) \cos \phi - e \sin \phi \\ y &= (s_0 + s) \sin \phi + e \cos \phi \\ s_0 &= \sqrt{r_a^2 - e^2} \end{aligned} \quad (1-4-5)$$

其中 r_a 为理论廓线的基圆半径。

注意: 若为下偏置, e 前的加减号要相反。若为垂直推杆, 正余弦要交换, 左偏置, e 前加减号与上式相同, 右偏置, e 前的加减号要相反。

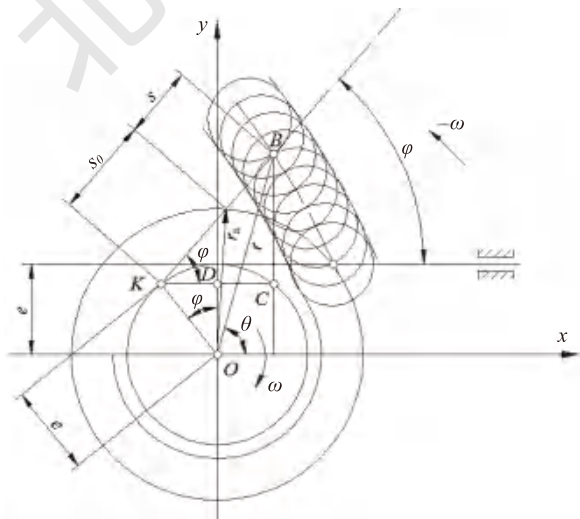


图 1.4.15 偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构解析图

对于对心从动件凸轮机构, 因 $e=0$, 所以 $s_0=r_a$, 得:

$$x = (r_a + s) \cos \phi$$

$$y = (r_a + s) \sin \phi$$

注意: 若为垂直推杆, 正余弦要交换。

2. 实际廓线方程

对于滚子从动件凸轮, 由于产生包络线(即实际廓线)的曲线族是一族滚子圆, 其圆心在理论廓线上, 圆心的坐标理论廓线方程确定, 实际廓线与理论廓线在法线方向上处处相等, 故当求出理论廓线上任意一点 $B(x, y)$ 时, 只要沿理论廓线在 B 点的法线方向取距离为滚子半径 r_T , 即得实际廓线上的相应点 $B'(x', y')$ 。理论廓线上 B 点法线斜率为

$$\tan \theta = -dx/dy = (dx/d\phi) / (-dy/d\phi) = \sin \theta / \cos \theta$$

(1-4-5) 式中 x, y 对 ϕ 求导

$$dx/d\phi = (ds/d\phi - e) \cos \phi - (s + s_0) \sin \phi$$

$$dy/d\phi = (ds/d\phi - e) \sin \phi + (s + s_0) \cos \phi$$

$$\sin \theta = -\frac{dx/d\phi}{\sqrt{(dx/d\phi)^2 + (dy/d\phi)^2}}$$

$$\cos \theta = \frac{dy/d\phi}{\sqrt{(dx/d\phi)^2 + (dy/d\phi)^2}}$$

实际廓线上的相应点 $B'(x', y')$ 坐标为

$$x' = x \mp r_T \cos \theta$$

$$y' = y \mp r_T \sin \theta$$

(1-4-6)

“-”号表示外包络廓线, 用于外凸凸轮实际廓线, “+”号表示内包络廓线, 用于内凹凸轮实际廓线。

任务五 ··· 间歇运动机构的选型与设计

任务描述

某设计师需要为机床工作台采用一棘轮丝杠串联机构实现自动进给。这属于机电企业时常遇到的间歇机构选型与设计问题。需要设计者掌握常见间歇运动机构的工作原理、运动特性和设计方法。

任务目标

- 会分析棘轮、槽轮机构、不完全齿轮机构和凸轮式间歇运动机构的工作过程与功能。

- 能计算调整棘轮转角等设计参数。
- 能计算确定槽轮的槽数和拨盘圆柱销数等结构参数。
- 能从棘轮的防逆转功能树立生产安全意识，提出将棘轮机构用于安全防护的新创意。

任务分析

从牛头刨床工作台的进给装置及自动机床的刀架转位机构切入，掌握棘轮机构和槽轮机构的组成、基本类型、工作原理、运动特点和选型与设计计算方法。

任务实施

间歇运动机构的选型与设计

如某机床工作台采用一棘轮丝杠串联机构实现自动进给，已知丝杠（单头）的导程 $s=16\text{ mm}$ ，要求机床的进给量 $L=0.2\sim 2\text{ mm}$ ，试求：

- (1) 棘轮齿数 Z ，棘轮最小转角 θ_{\min} 与最大转角 θ_{\max} 。
- (2) 当进给量为 0.8 mm 时，应调整遮板遮住多少个棘齿？

解题分析：棘轮的转角是以齿数为单位的 ($\theta_{\min}=360^\circ/Z$)；由于棘轮与丝杠是联动的，棘轮与丝杠的转动角度是相同的，再运用螺旋传动的移距公式 $L=ns$ ，即可把棘轮转角与进给量联系起来解题。

解：(1) 由工作台最小进给量，可求出棘轮齿数 $Z=s/L_{\min}=16/0.2=80$

棘轮的最小转角 $\theta_{\min}=360^\circ/Z=360^\circ/80=4.5^\circ$

棘轮转过的最多齿数 $K_{\max}=L_{\max}/L_{\min}=2/0.2=10$

棘轮转过的最大转角 $\theta_{\max}=K_{\max}/Z \cdot 360^\circ=10/80 \times 360^\circ=45^\circ$

(2) 由于棘轮每被推过一齿，丝杠带动工作台移动 $L_{\min}=0.2\text{ mm}$ ，因此，当进给量 $L=0.8\text{ mm}$ 时，棘轮应被推过的齿数为 $K=L/L_{\min}=0.8/0.2=4$ ，在棘爪转角 θ 范围内，应调整遮板遮住的齿数为：

$$Z'=K_{\max}-K=10-4=6$$

设备、工具准备：典型棘轮、槽轮、不完全齿轮和凸轮式间歇运动机构的模型、动画或挂图。

知识链接

常见的间歇运动机构有棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构和凸轮式间歇运动机构等，常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、棘轮机构的选型与设计

(一) 棘轮机构的工作原理

图 1.5.1 所示为外啮合式棘轮机构，当摇杆 1 逆时针摆动时，驱动棘爪 2 插入棘轮 3 的齿槽中，推动棘轮转过一定角度。当摇杆 1 顺时针摆动时，驱动棘爪 2 在棘轮 3 的齿背上滑过，而制动爪 4 由于插入在棘轮 3 的齿槽中，则阻止棘轮做顺时针转动，棘轮静止不动。因此，当摇杆做连续的往复摆动时，棘轮将做单向间歇转动。

图 1.5.2 (a) 采用矩形齿棘轮，当棘爪 1 处于实线位置时，棘轮 2 做逆时针间歇转动；当棘爪 1 处于虚线位置时，棘轮 2 则做顺时针间歇运动。图 1.5.2 (b) 采用回转棘爪，当棘爪 1 按图示位置放置时，棘轮 2 将做逆时针间歇转动。若将棘爪 1 提起，并绕本身轴线转 180° 后再插入棘轮 2 齿槽时，棘轮将做顺时针间歇转动。若将棘爪 1 提起并绕本身轴线转 90° 后，棘爪将被架在壳体顶部的平台上，使轮与爪脱开，此时棘轮 2 将静止不动。

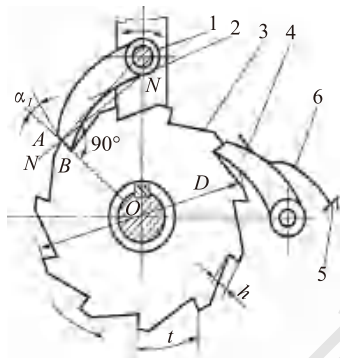
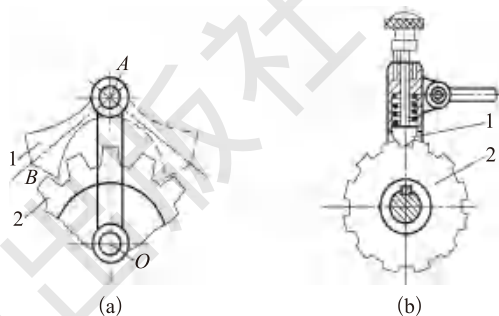


图 1.5.1 外啮合式棘轮机构



(a) 矩形齿双向棘轮机构；(b) 回转棘爪双向棘轮机构

图 1.5.2 双向式棘轮机构

(二) 棘轮机构的转角的调节方法

(1) 调节摇杆摆动角度的大小，控制棘轮的转角。图 1.5.3 所示的棘轮机构是利用曲柄摇杆机构带动棘轮做间歇运动的。可利用调节螺钉改变曲柄长度 r 以实现摇杆摆角大小的改变，从而控制棘轮的转角。

(2) 用遮板调节棘轮转角。如图 1.5.4 所示，在棘轮的外面罩一遮板（遮板不随棘轮一起转动），使棘爪行程的一部分在遮板上滑过，不与棘轮的齿接触，通过变更遮板的位置即可改变棘轮转角的大小。

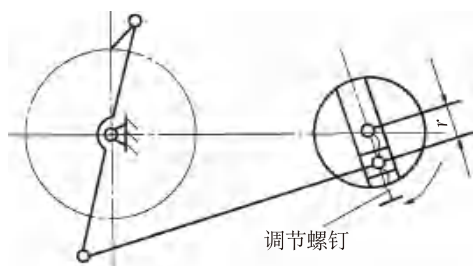


图 1.5.3 改变曲柄长度调节棘轮转角

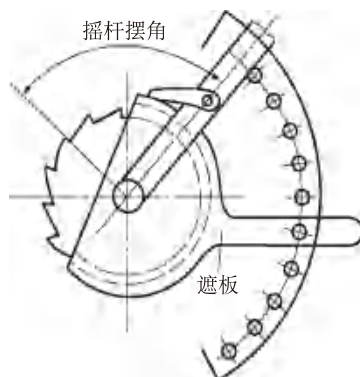


图 1.5.4 用遮板调节棘轮转角

(三) 棘轮机构的特点与应用

棘轮机构结构简单、制造容易、运动可靠，而且棘轮的转角可调。但工作时会有较大的冲击与噪声，运动精度不高，所以常用于低速轻载的场合。如牛头刨床的工作台横向双向间歇进给机构。棘轮机构还常用作防止机构逆转的停止器。这类停止器广泛用于卷扬机、提升机以及运输机中。

(四) 棘轮机构的基本参数和尺寸

以工程实际常用的齿式棘轮机构为例，介绍棘轮机构的基本参数和尺寸。

1. 齿面倾角的确定

如图 1.5.5 所示，棘轮齿面与径向线所夹角 α 称为齿面倾斜角。为了保证棘爪能顺利滑入齿槽并防止棘爪从棘轮齿槽中脱出，齿面倾角 α 通常取 $10^\circ \sim 15^\circ$ 。

2. 模数 m 和齿数 z 的选取

棘轮与齿轮一样，也以模数 m 来衡量其棘齿大小，推荐模数 m 见表 1.5.1。

棘轮齿数 z 可以根据工作要求的棘轮最小转角 θ_{\min} 来确定

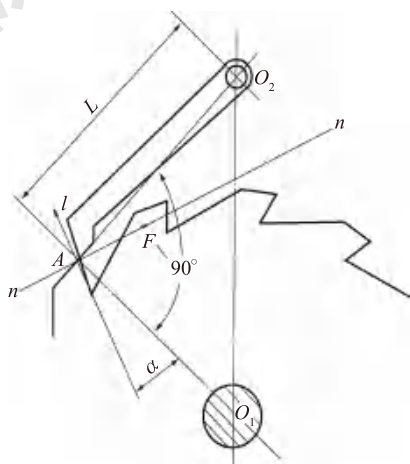


图 1.5.5 棘爪受力分析

$$z \geq \frac{2\pi}{\theta_{\min}} \quad (1-5-1)$$

表 1.5.1 棘轮棘爪部分尺寸

单位: mm

棘轮	模数 m	0.6	0.8	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30								
	齿高 h	0.8	1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.5	3.0	3.5	4	0.75 m																			
	齿顶厚 a	1.2 m ~1.5 m								m																					
	齿槽夹角 ϕ	55°				60°																									
棘爪	齿根角半径 r	0.3		0.5				1.0				1.5																			
	工作面边长 a_1	3			4					5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25	
	非工作面边长 a_1							2			3			4			6			8			12			14			16		
	爪尖圆角半径 r_1	0.4		0.8				1.5				2																			
	齿形角 ϕ_1	50°		55°				60°																							

此外,还应当考虑载荷的大小,对于传递载荷较小的进给机构,齿数可取多一些,可达 $z=250$;传递载荷较大时,考虑棘轮齿的强度,齿数应少一点,通常 z 取 $8\sim 30$ 。

3. 主要几何尺寸的计算(图 1.5.6)

$$\text{顶圆直径 } d_a = mz \quad (1-5-2)$$

$$\text{根圆直径 } d_f = d_a - 2h \quad (1-5-3)$$

$$\text{齿距 } p = \pi m \quad (1-5-4)$$

$$\text{轮宽 } b = 2m \sim 4m$$

$$\text{棘爪长度 } L \quad m \geq 3 \text{ 时, } L = 2p$$

$m < 3$ 时, L 按结构确定

式中: h ——齿高;

其余几何尺寸见表 1.5.1。

棘轮和棘爪的材料一般采用中碳钢(如 45 钢)或中碳合金钢(如 40Cr),棘轮齿面淬火 $45\sim 50$ HRC,棘爪工作表面淬火 $52\sim 56$ HRC。

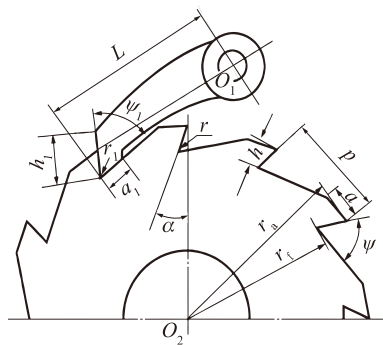


图 1.5.6 棘轮机构的几何尺寸

二、槽轮机构的选型与设计

槽轮机构能把主动轴的等速连续转动转换为从动轴周期性的间歇运动,常用于各种转位机构中。



槽轮机构

(一) 槽轮机构的工作原理

槽轮机构又称马耳他机构，如图 1.5.7 所示，它由拨盘 1、槽轮 2 及机架 3 等组成。拨盘 1 做等角速连续回转，当拨盘上的圆柱销 A 没有进入槽轮的径向槽时，槽轮 2 的内凹锁止弧面被拨盘 1 上的外凸锁止弧面卡住，槽轮 2 静止不动。当圆柱销 A 进入槽轮的径向槽时，锁止弧面被松开，则圆柱销 A 驱动槽轮 2 转动。当拨盘上的圆柱销离开径向槽时，下一个锁止弧面又被卡住，槽轮又静止不动，由此推动从动槽轮做间歇转动。

(二) 槽轮机构的类型、特点及应用

槽轮机构有外啮合(图 1.5.7)和内啮合(图 1.5.8)两类，前者拨盘与槽轮的转向相反，后者拨盘与槽轮的转向相同，它们均为平面槽轮机构。还有空间槽轮机构，如图 1.5.9 所示。

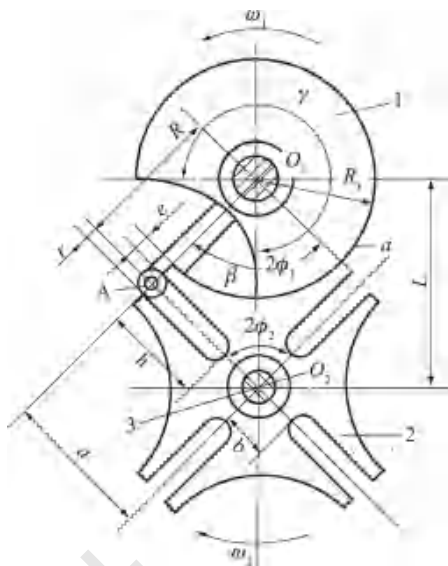


图 1.5.7 外啮合槽轮机构

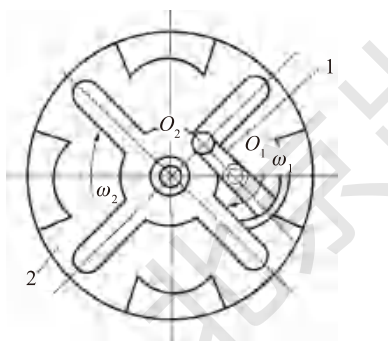


图 1.5.8 内啮合槽轮机构

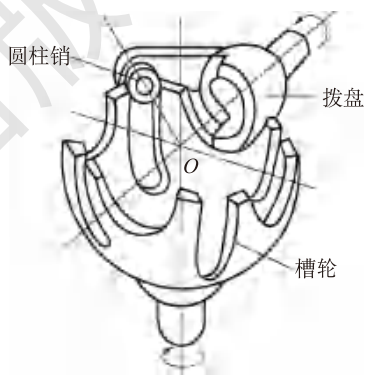


图 1.5.9 空间槽轮机构

槽轮机构结构简单、工作可靠、机械效率高，能较平稳、间歇地进行转位。但因圆柱销突然进入与脱离径向槽，传动存在柔性冲击，不适用于高速场合。此外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。槽轮机构可用于六角车床上间歇地转动刀架、电影放映机中间歇地移动胶片及化工厂管道中用来开闭阀门等。

(三) 槽轮槽数和拨盘圆柱销数的选择

槽轮槽数 z 和拨盘圆柱销数 k 是槽轮机构的主要参数。如图 1.5.7 所示，为避免刚性冲击，槽轮在开始转动和终止转动时的瞬时角速度应该为零，所以，在圆柱销开始进入径向槽及自径向槽脱出时，槽的中心线 O_2A 应垂直于 O_1A 。设 z 为均匀分布的径向槽数目，则由图 1.5.7 可知，当槽轮 2 转过 $2\phi_2$ 时，拨盘 1 的转角

$$2\phi_1 = \pi - 2\phi_2 = \pi - \frac{2\pi}{z} \quad (1-5-5)$$

在一个运动循环内, 槽轮 2 的运动时间 t_m 与拨盘 1 的运动时间 t 之比称为运动系数 τ 。当拨盘 1 做等速转动时, τ 也可用转角之比来表示。对于单圆柱销的槽轮机构来说, t_m 和 t 分别为拨盘 1 转过角度 $2\phi_1$ 和 2π 所用的时间, 因此, 这种槽轮机构的运动系数

$$\tau = \frac{t_m}{t} = \frac{2\phi_1}{2\pi} = \frac{\pi - \frac{2\pi}{z}}{2\pi} = \frac{z-2}{2z} \quad (1-5-6)$$

由上式可知:

- (1) 因运动系数 $\tau > 0$ ($\tau = 0$ 表示槽轮始终不动), 故径向槽数 z 应大于或等于 3。
- (2) 单圆柱销槽轮机构的 $\tau < 0.5$, 也就是说槽轮的运动时间总小于其静止时间。
- (3) 如要求 $\tau > 0.5$, 则应装多个圆柱销。设拨盘 1 上均匀分布 k 个圆柱销, 则

$$\tau = \frac{k \cdot t_m}{t} = \frac{k \cdot 2\phi_1}{2\pi} = \frac{k \left(\pi - \frac{2\pi}{z} \right)}{2\pi} = \frac{k(z-2)}{2z} \quad (1-5-7)$$

由于运动系数 τ 应小于 1, 故由上式得

$$k < \frac{2z}{z-2} \quad (1-5-8)$$

由上式可知: 当 $z=3$ 时, k 可取 1~5; 当 $z=4$ 或 5 时, k 可取 1~3; 当 $z \geq 6$ 时, k 可取 1 或 2。

有关棘轮机构和槽轮机构的其他设计, 可参阅机械设计手册。

三、不完全齿轮机构和凸轮式间歇运动机构认知

(一) 不完全齿轮机构

不完全齿轮机构是由普通渐开线齿轮机构演化而成的间歇运动机构, 其基本结构型式分为外啮合与内啮合两种, 如图 1.5.10 和图 1.5.11 所示。不完全齿轮机构的主动轮 1 只有一个或几个齿, 从动轮 2 具有若干个与主动轮 1 相啮合的轮齿及锁止弧, 可实现主动轮的连续转动和从动轮的有停歇转动。在图 1.5.10 所示的机构中, 主动轮 1 每转 1 转, 从动轮 2 转 1/4 转, 从动轮停歇 4 次才转 1 圈。停歇时从动轮上的锁止弧与主动轮上的锁止弧密合, 保证了从动轮停歇在确定的位置上而不发生游动现象。

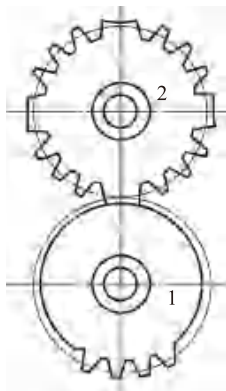


图 1.5.10 外啮合不完全齿轮机构

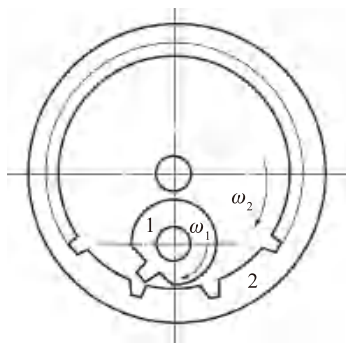


图 1.5.11 内啮合不完全齿轮机构

不完全齿轮机构结构简单，制造方便，从动轮的运动时间和静止时间的比例不受机构结构的限制。但因为从动轮在转动开始及终止时速度有突变，冲击较大，一般仅用于低速、轻载场合，如计数机构及工作台间歇转动的转位机构等。

(二) 凸轮式间歇运动机构

凸轮式间歇运动机构是利用凸轮的轮廓曲线，通过对转盘上滚子的推动，将凸轮的连续转动变换为从动转盘的间歇转动的一种间歇运动机构。它主要用于传递轴线互相垂直交错的两部件间的间歇转动。如图 1.5.12 所示为常用凸轮式间歇运动机构的一种形式。

图 1.5.12 所示为圆柱凸轮式间歇运动机构，主动件是带有螺旋槽的圆柱凸轮 1，从动件是端面上装有若干个均匀分布的滚子的圆盘 2，其轴线与圆柱凸轮的轴线垂直交错。

图 1.5.13 所示为蜗杆式间歇运动机构，主动件为凹形圆弧面旋转体 1（类似于一个圆弧面蜗杆凸轮），从动盘 2 的圆周上有若干呈放射状均匀分布的滚子（类似于蜗轮的轮齿）。凸轮 1 转动时推动从动轮 2 做间歇转动，从而完成高速的精确分度动作。

凸轮式间歇运动机构的优点是结构简单、运转可靠、传动平稳、无噪声，适用于高速、中载和高精度分度的场合，故在轻工机械、冲压机械和其他自动机械中得到了广泛应用。其缺点是凸轮加工比较复杂，装配与调整要求也较高，因而它的应用受到了限制。

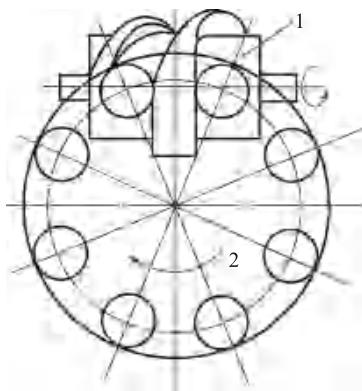


图 1.5.12 圆柱凸轮式间歇运动机构

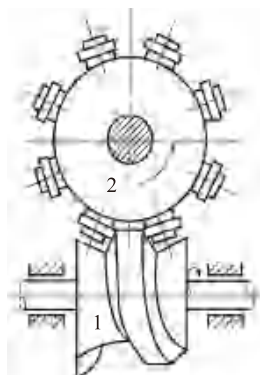


图 1.5.13 蜗杆式间歇运动机构

职业技能知识点考核

一、选择题

- 机构不具备()特征。
 - 实物组合
 - 能量转换
 - 各部分之间相对运动
 - 都具备
- 平面机构中若引入一个高副将带入()个约束。
 - 1
 - 2
 - 3
 - 4
- 机构具有确定相对运动的条件是原动件数()机构的自由度。
 - 小于
 - 大于
 - 小于或等于
 - 等于
- 一个低副可以限制()个自由度。
 - 1
 - 2
 - 3
 - 4
- 四杆长度不等的双曲柄机构,若主动曲柄做连续匀速转动,则从动曲柄将()。
 - 匀速转动
 - 间歇转动
 - 周期变速转动
 - 往复摆动
- 杆长不等且符合杆长之和条件的铰链四杆机构,若以最短杆为机架,则是()机构。
 - 曲柄摇杆机构
 - 双曲柄机构
 - 双摇杆机构
 - 都不是
- 摆动导杆机构的行程速比系数 $K=2$,则该机构的摆角为()。
 - 90°
 - 45°
 - 60°
 - 30°
- 能实现间歇运动的机构是()。
 - 曲柄摇杆机构
 - 双摇杆机构
 - 槽轮机构
 - 齿轮机构
- 按等速运动规律工作的凸轮机构()。
 - 会产生刚性冲击
 - 会产生柔性冲击
 - 不会产生冲击
 - 适用于凸轮作高速转动的场合
- 在棘轮机构中,增大曲柄的长度,棘轮的转角()。
 - 变化不能确定
 - 减小
 - 不变
 - 增大

二、填空题

- _____与机构统称为机械。
- 铰链四杆机构的基本形式有曲柄摇杆机构、双曲柄机构和_____。
- 平面连杆机构处于死点位置时,其传动角等于_____。
- 以凸轮轮廓上最小半径所画的圆称为凸轮的_____。
- 从动件自最低位置升到最高位置的过程称为_____。

三、判断题

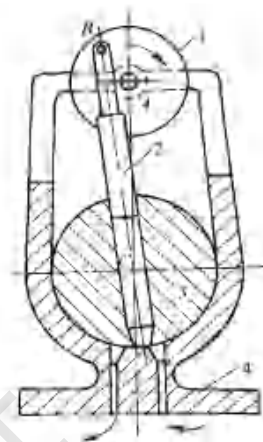
- 即使仅从运动的角度看,机构和机器也是有明显区别的。()
- 组成平面转动副的两构件只能绕同一轴线转动。()

3. 铰链四杆机构如有曲柄存在，则曲柄必为最长杆。 ()
4. 棘轮机构中，棘轮的转角随摇杆的摆角增大而减小。 ()
5. 槽轮机构与棘轮机构不同，不能方便地调节槽轮转角的大小。 ()

四、实务题

1. 绘制图示油泵机构的运动简图，计算其自由度，判断其是否有确定运动。

2. 用作图法设计一摆动导杆机构，已知摆动导杆机构的机架长度 $d=500\text{ mm}$ ，行程速比系数 $K=1.50$ 。（比例尺 $\mu_1=10\text{ mm/mm}$ ）



1-圆盘；2-柱塞；3-构件；4-机架

第1题图 油泵机构