

# 第 1 章

## 机械设计概述

### 【学习要求】

理解机器组成及作用,机械设计的基本要求、内容和过程,机械零件材料的种类及选用原则,摩擦、磨损和润滑的基本概念,机械零件标准化的概念;掌握机械零件的失效形式、设计准则。

### 1.1 机器、机构及其结构组成

#### 1.1.1 机器

在现代日常生活和工程实践中随处可见到各种各样的机器,如洗衣机、缝纫机、内燃机、拖拉机、金属切削机床、起重机、包装机、复印机等。机器是一种人为实物组合的、具有确定机械运动的装置,它用来完成一定的工作过程,以代替或减轻人类的劳动。机器的种类繁多,如机床、运输机械、起重机械、矿山机械、农业机械及食品机械等。根据用途不同,机器可分为以下三种:

##### 1. 动力机器

动力机器能实现能量的转换,如内燃机、电动机、蒸汽机、发电机、压气机等。

##### 2. 加工机器

加工机器能完成有用的机械功或搬运物品,如机床、织布机、汽车、飞机、起重机、输送机等。

##### 3. 信息机器

信息机器能完成信息的传递和变换,如复印机、打印机、绘图机、传真机、照相机等。

虽然机器种类繁多,构造、用途和功能也各不相同,但其具有以下相同的基本特征:

- (1)是人为的实物或构件的组合体。
- (2)各个运动实物或构件之间具有确定的相对运动。
- (3)代替或减轻人类劳动,完成有用功或实现能量的转换。

#### 1.1.2 机构、构件与零件

凡是具备上述(1)、(2)两个特征的实物或构件的组合体统称为机构。机器能实现能量的转换或代替人的劳动做有用的机械功,而机构则没有这种功能。仅从结构和运动的观点看,机器与机构并无区别,它们都是构件的组合,各构件之间具有确定的相对运动。因此,通

常人们将机器与机构统称为机械。

图 1-1 所示的单缸内燃机由气缸体、活塞、连杆、曲轴、小齿轮、大齿轮、凸轮、推杆等系列构件组成,其各构件之间的运动是确定的。

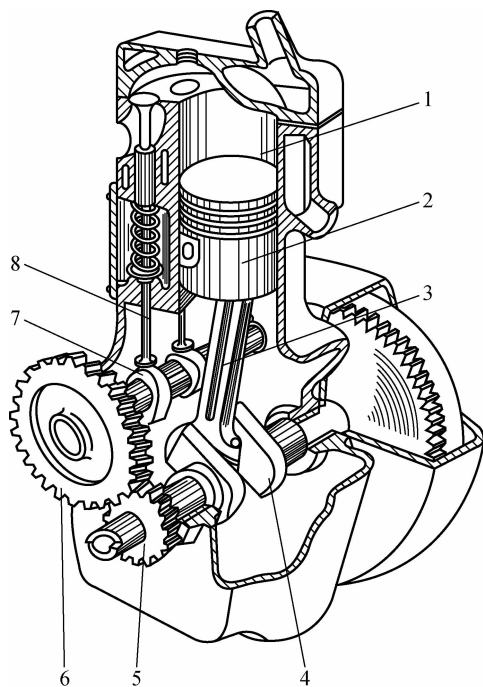


图 1-1 单缸内燃机

1—气缸体; 2—活塞; 3—连杆; 4—曲轴; 5—小齿轮; 6—大齿轮; 7—凸轮; 8—推杆

机构是由具有确定运动的单元体组成的,这些运动单元体称为构件。组成构件的制造单元体称为零件。零件是机器中不可拆的一个最基本的制造单元体,也是加工制造中的最小单元体。构件可以由一个或多个零件组成。图 1-1 中单缸内燃机的曲轴为一个零件,连杆则为多个零件的组合。因此,构件是相互固接在一起的零件组合体。

综上所述,一部机器总是由一些机构和零件组成。所以说,机器的基本组成部分是机构和零件。

## 1.2 机械设计的基本要求、内容与过程

### 1.2.1 机械设计的基本要求

机械设计的目的是为市场提供优质高效、价廉物美的机械产品,在市场竞争中取得优势,赢得用户,取得良好的经济效益。机械设计一般应满足如下要求:

#### 1. 良好的使用性能

实现预期功能,满足使用要求。操作容易,保养简单,维修方便。不必追求“多功能”,因为“多功能”会增加成本,降低可靠性。

#### 2. 安全

许多重大事故出自机械故障。飞机起落架故障引发空难,汽车刹车失灵酿成车祸,密封

件泄漏导致“挑战者号”航天飞机失事,频繁出现的汽车“召回”事件更暴露机械设计不良造成的安全隐患。机械设计必须以人为本,凡关系到人身安全或重大设备事故的零部件都必须进行认真、严格的设计计算或校核计算,不能凭经验或以“类比”代替。计算说明书应妥善保管,以备核查。暴露的运动构件要配置防护网。易造成人身伤害的部位必须有安全联锁装置或可以实施远距离操纵。电气元件、导线的规格必须符合安全标准。除此之外,为了保护设备,还应设置保险销、安全阀等过载保护装置及红灯、警铃等警示装置。

### 3. 可靠与耐用

在预定的使用期限内不发生或极少发生故障。大修或更换易损件的周期不宜太短,以免经常停机而影响生产。但是,也不宜过分强调“耐用”,现代化生产推行定期更新和逾期强制报废制度,个别零部件的“长寿”对整机并无实际意义。因追求“耐用”而滥用贵重材料会徒然增加成本。

### 4. 经济

设计中应尽可能多选用标准件和成套组件,它们不仅可靠、价廉,而且能大大节省设计工作量。可以说,设计中使用标准件的数量是评价设计水平的重要标志。要重视节约贵重原材料,降低成本。零件设计必须关注加工工艺性,力求降低加工费用。良好的经济性不仅应体现在制造成本低,更应体现在机器使用中的高效率、低能耗。

### 5. 符合环保要求

机器噪声不超标,不采用石棉等禁用的原材料。确保机械在使用过程中不泄漏水、油、粉尘和烟雾。生产中的废水、废气必须经过治理,达标排放。

## 1.2.2 机械设计基础课程的内容

机械设计基础课程的研究对象是机械,具体内容是机械中常用机构和通用机械零件的工作原理、运动特性、结构特点与设计方法,主要包括以下几个方面:

### 1. 机构结构分析的基本知识

研究机构的组成结构及机构具有确定运动的条件,机构运动简图的绘制方法。

### 2. 常用机构的分析与设计

研究机械中常用的连杆机构、凸轮机构、齿轮机构与间歇运动机构的结构特点、运动和动力性能及基本的设计方法。

### 3. 各种通用机械零件的基础理论和设计方法

研究通用机械零件的类型、组成、工作原理、失效形式、设计准则、设计方法和参数选择等。通用机械零件分为连接零件(螺栓、键等)、传动零件(齿轮、带、链、蜗杆等)、轴系零件(滚动轴承、滑动轴承、轴、联轴器和离合器等)等。

## 1.2.3 机械设计的过程

机械设计的过程是一个复杂的过程,尽管机械的类型、功能、结构特点和设计方法不尽相同,但它们的设计过程和主要内容大体如下:

### 1. 设计阶段

根据社会需求进行市场调研,在对相关产品进行可行性分析并对有关技术资料进行研究的基础上,确定设计对象的主要性能指标和主要设计参数,编制设计任务书。

### 2. 方案设计阶段

方案设计阶段对设计的成败起关键作用。根据设计对象所要达到的主要性能指标和主要设计参数确定机器的工作原理,拟定总体方案。机器的工作原理选择是否得当是决定设计成败的关键。完成同一生产任务的机器可以采用不同的设计方案,而同一设计方案中又有不同的设计参数组合。成功的设计往往基于总体方案的创新与突破及设计参数的正确配置。如果说设计是一种创造性的劳动,那么可以认为拟定机器的总体方案是最能体现设计者的创新之意的。构思出一个较好的方案,即使对于基础理论扎实、实践经验丰富的高级工程技术人员也需要一个艰苦的思维过程。何况设计总是追求尽善尽美,人们不得不提出多种方案进行综合比较后择优而用。如洗衣机有波轮式、滚筒式和搅拌式,它们的工作原理各不相同,设计出的机器也各有不同的特点。

### 3. 技术设计阶段

技术设计阶段的任务是将设计方案具体化,使其成为机器及其零件的合理结构,完成总装配图、部件装配图和零件图。

### 4. 改进设计阶段

改进设计阶段包括样机试制、测试、综合评价及改进等环节。根据设计任务书的要求,对样机进行测试,发现产品在设计、制造、装配及运行中出现的问题,并加以改进、完善,形成最终的技术文件。必须强调指出,整个机械设计的过程非常复杂,各个阶段可能是交叉进行的。在某一阶段发现问题,必须回到前面的有关阶段进行重新设计。因此,整个机械设计过程是一个不断反复、不断修改、不断完善的过程。

## 1.3 机械零件的失效形式与设计准则

### 1.3.1 机械零件的失效形式

机械零件由于某些原因不能在既定的工作条件和使用期限内正常工作,即丧失工作能力或达不到设计功能的现象,称为失效。机械零件主要失效形式有以下四种:

#### 1. 断裂

零件在承受过大载荷,某一危险截面的应力超过零件的强度极限时会发生断裂,这种断裂称为过载断裂。受变应力长期作用而发生的断裂,称为疲劳断裂。疲劳断裂是多数机械零件的主要失效形式。断裂是零件的严重失效形式,它不仅会使零件丧失工作能力,有时还会造成严重的人身伤害和设备损坏事故,应力求避免。

#### 2. 表面失效

由于机械中各零件结合面之间都是静和动的接触关系,载荷作用于结合表面,摩擦发生于结合表面,环境介质也包围于零件工作表面,因此零件的损伤与失效常发生于工作表面。表面失效主要有疲劳点蚀、胶合、磨损、压溃和腐蚀等。

#### 3. 过量变形

零件受载后一般会产生弹性变形,过大的弹性变形会使零件或机器不能正常工作。当严重过载时,即当应力超过零件材料的屈服极限时,还可能产生塑性变形,这不仅会改变零件的尺寸和形状,破坏零件间的配合关系,而且会使零件失去工作能力。

#### 4. 非正常工作条件的失效

有些零件只有在一定的工作条件下才能正常工作,否则就会失效。如摩擦传动的打滑、液体摩擦滑动轴承油膜破坏等均为非正常工作条件的失效。

### 1.3.2 机械零件的设计准则

进行机械零件设计时,必须根据零件的失效形式分析失效的原因。在不发生失效的条件下,零件所能安全工作的限度,称为工作能力或承载能力。对于具体的零件,其失效形式取决于受力情况、结构特点和工作条件。针对不同失效形式建立的判定零件工作能力的条件,称为工作能力计算准则,或简称为计算准则。由于计算中经常要做出设计,因此也称为设计准则。设计准则主要包括强度准则、刚度准则、耐磨性准则、振动准则等。

#### 1. 强度准则

强度是零件抵抗整体断裂、塑性变形和表面失效(磨粒磨损及腐蚀除外)的能力,强度准则是零件应满足的基本要求。保证零件强度的计算条件为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]} \quad (1-1)$$

式中, $\sigma$ 为机械零件的计算应力,MPa; $[\sigma]$ 为机械零件的许用应力,MPa; $\sigma_{\text{lim}}$ 为机械零件的极限应力,MPa,机械零件在不同性质的应力作用下,失效形式不同,其极限应力的取值也不同; $[S]$ 为机械零件的许用安全系数,根据具体工况查表选取。

#### 2. 刚度准则

刚度准则针对的是零件的过大弹性变形失效,它要求零件在载荷作用下产生的弹性变形量不超过机器工作性能允许的值。刚度准则的设计表达式为

$$y \leq [y], \theta \leq [\theta], \varphi \leq [\varphi] \quad (1-2)$$

式中, $y$ 、 $\theta$ 、 $\varphi$ 分别为零件的挠度、偏转角和扭转角; $[y]$ 、 $[\theta]$ 、 $[\varphi]$ 分别为零件许用的挠度、偏转角和扭转角。

#### 3. 耐磨性准则

耐磨性准则针对的是零件的表面失效,它要求零件在正常条件下工作的时间能达到零件的寿命。腐蚀和磨损是影响零件耐磨性的两个主要因素。目前,关于材料耐腐蚀和耐磨损的计算尚无实用、有效的方法。因此,在工程上对零件的耐磨性只能进行下述条件性计算:

$$p \leq [p], pv \leq [pv] \quad (1-3)$$

式中, $p$ 为工作表面上的压强; $[p]$ 为材料的许用压强; $v$ 为工作表面的线速度; $[pv]$ 为 $pv$ 的许用值。

#### 4. 振动准则

振动准则针对的是高速机械中零件出现的振动、振动的稳定性和共振,它要求零件的振动应控制在允许的范围内,而且是稳定的,对于强迫振动应使零件的固有频率与激振频率错开。高速机械中存在着许多激振源,如齿轮的啮合、滚动轴承的运转、滑动轴承中的油膜振荡、柔性轴的偏心转动等。设计高速机械的运动零件除满足强度准则外,还要考虑满足振动准则。对于强迫振动,振动准则的表达式为

$$f_p \leq 0.85 f_p \text{ 或 } f_p \geq 1.15 f_p \quad (1-4)$$

式中, $f$ 为零件的固有频率; $f_p$ 为激振源的振动频率。

对于上述各项衡量机械零件工作能力的计算准则,在设计计算时并不是每种机械零件均需按其逐项计算,而是根据机械零件的实际工作条件,分析出主要失效形式,按相应的设计准则进行设计计算,确定主要参数,必要时再按其他设计准则进行校核。

### 1.4 机械零件材料的选用

材料的选用是机械零件设计中非常重要的环节。随着工程实际对机械零件要求的提高,以及材料学科不断发展,材料的合理选用已经成为提高零件质量、降低成本的重要手段。因此,本节简要介绍机械零件常用材料及材料的选用原则。

#### 1.4.1 机械零件常用材料

##### 1. 钢

钢是一种碳的质量分数小于等于 2.11% 的铁碳合金。它具有高的强度、塑性和韧性。钢制零件的毛坯可用锻造、碾轧、冲压、焊接和铸造等方法获得,应用广泛。根据化学成分的不同,钢可以分为碳素钢和合金钢。碳素钢的生产批量大,供应充足,价格低。对于一般的机械零件,应优先选用碳素钢。

##### 2. 铸铁

碳的质量分数高于 2.11% 的铁碳合金称为铸铁。铸铁是脆性材料,其强度、塑性、韧性均较差,但减震性和耐磨性好,液态流动性好,且成本低。因此,铸铁常用来铸造结构复杂的零件。常用的铸铁有灰铸铁、球墨铸铁、可锻铸铁和蠕墨铸铁四大类。

##### 3. 有色金属

除钢铁以外的其他金属材料称为有色金属。有色金属种类多,其中铝合金和铜合金是机械零件制造中最常用的有色金属材料。

#### 1.4.2 材料的选用原则

##### 1. 满足使用性能要求

满足使用性能要求是指用所选材料制造的零件,在给定的工况条件下和预定的工作寿命期限内能正常工作。对于不同的机械,其侧重点有所不同。对于受重载作用的零件,若要求零件质量轻、尺寸小,可选高强度的材料;对于零件之间有相对滑动的零件,应选用减摩性、耐磨性好的材料;对于在高温下工作的零件,应选用耐热材料;对于在腐蚀环境下长期工作的零件,应选用耐腐蚀材料;对于在静应力条件下工作的零件,可选用塑料材料,也可选用脆性材料;对于在变应力条件下工作的零件,只能选用塑性材料而不能选用脆性材料;等等。

##### 2. 满足毛坯的尺寸要求

结构复杂、尺寸大、大批量生产的零件应选用铸件;结构复杂、尺寸大、单件生产的零件应选用焊接件;尺寸小、小批量生产的零件可选用型材;尺寸小、大批量生产、结构简单的零件可选用锻件。

##### 3. 满足加工工艺性要求

零件的加工工艺性包括材料的铸造性能、焊接性能、锻造性能、热处理性能及切削加工性能等。

#### 4. 满足经济性要求

材料本身的费用在机械产品的总成本中占有较大的比重,一般为30%~70%,因此在满足使用性能要求的前提下,尽量选用价格低的材料,同时应考虑材料加工的工艺性及材料的利用率等。

## 1.5 机械零件的标准化、系列化与通用化

在机械零件设计中,标准化工作的作用非常重要。标准化工作包括三个方面的内容,即标准化、系列化和通用化,简称“三化”。

### 1.5.1 “三化”的含义

#### 1. 标准化

标准化是一项重要的技术经济政策和法规。即对零件的尺寸、结构要素、材料性能、检验方法、设计方法、制图要求等制定出大家共同遵守的标准,保证工程语言的统一。因此,对设计图样的标准化是设计工作中的一个重要环节。

具有标准参数的零部件称为标准零部件,如机械中常用的螺栓、螺母、键、销和滚动轴承等。

#### 2. 系列化

系列化指对于同一产品,为了满足不同的使用条件,在同一基本结构或基本尺寸条件下规定出若干个辅助尺寸不同的产品,形成系列产品。例如,对于同一结构、同一内径的滚动轴承,制定出不同外径和宽度的产品,称为滚动轴承的系列化。

#### 3. 通用化

通用化指系列内部或跨系列的产品之间尽量采用同一结构和尺寸的零件,以比较少的规格品种满足生产上的广泛需求。

### 1.5.2 “三化”的意义

“三化”可统称为标准化,采用标准化具有以下重要意义:

(1)可以简化设计,减少设计工作量,缩短设计周期,提高设计质量,使设计人员将主要精力用在关键零件的设计上。

(2)可以采用最新先进技术在专门化工厂中进行大规模集中生产标准零件的活动,以提高质量,降低成本。

(3)可以集中成功经验,减少设计和制造过程中技术过失的重复出现。

(4)扩大零件的互换性,方便维修。

《中华人民共和国标准化法》规定,我国实行三级标准化体制,即国家标准、行业标准和企业标准。国家标准由国家标准化主管机关批准、发布,在全国范围内统一执行,分为强制性标准(GB)和推荐性标准(GB/T)两种。行业标准由主管行业机构批准、发布,在一定行业范围内统一执行。机械行业的标准也分为强制性标准(JB)和推荐性标准(JB/T)两种。企业标准由企业批准发布,只限于在企业内部使用。

国际标准化组织还制定了国际标准(ISO),国家标准将逐步采用国际标准。

## 1.6 摩擦和磨损

各类机器在工作时,其各零件相对运动的接触部分都存在着摩擦,摩擦是机器运转过程中不可避免的物理现象。摩擦不仅会消耗能量,而且会使零件发生磨损,甚至导致零件失效。据统计,世界上  $1/3 \sim 1/2$  的能源消耗在摩擦上,而各种机械零件因磨损失效的也占全部失效零件的 50% 以上。磨损是摩擦的结果,润滑则是减少摩擦和磨损的有力措施,这三者是相互联系、不可分割的。

### 1.6.1 摩擦及其分类

在外力作用下,当一物体相对于另一物体运动或有运动趋势时,两物体接触面间产生的阻碍物体运动的切向阻力,称为摩擦力。这种在两物体接触区产生阻碍运动,并消耗能量的现象,称为摩擦。摩擦会造成能量损耗和零件磨损,在一般情况下是有害的,因此应尽量降低摩擦,减少磨损。但在有些情况下要利用摩擦工作,如带传动、摩擦制动等。根据摩擦副表面间的润滑状态,可将摩擦状态分为四种,即干摩擦、边界摩擦、液体摩擦和混合摩擦,如图 1-2 所示。

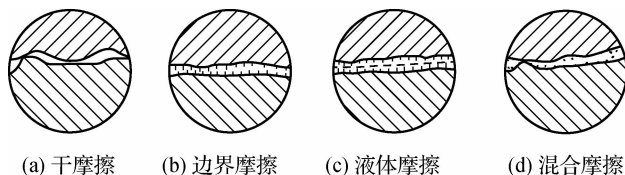


图 1-2 摩擦状态

#### 1. 干摩擦

如果两物体的滑动表面为无任何润滑剂或保护膜的运动,那么这两个物体直接接触时的摩擦称为干摩擦。干摩擦状态会产生较大的摩擦功耗、严重的磨损和很高的温度,易烧毁摩擦零件,因此工业中一般不允许出现干摩擦。

#### 2. 边界摩擦

两摩擦表面被吸附在表面的、厚度小于  $1 \mu\text{m}$  的边界润滑膜隔开,使其处于干摩擦与液体摩擦之间的混合状态,这种摩擦称为边界摩擦。边界摩擦不足以将两金属表面分开,其表面微观高峰部分仍将相互搓削,摩擦因数为  $0.1 \sim 0.3$ 。

#### 3. 液体摩擦

两摩擦表面不直接接触,被一层厚  $1.5 \sim 2 \mu\text{m}$  的润滑膜隔开的摩擦称为液体摩擦,其摩擦极小,磨损极轻,摩擦因数为  $0.001 \sim 0.01$ 。

#### 4. 混合摩擦

当动压润滑条件不具备,且边界润滑膜部分地遭到破坏时就会出现液体摩擦、边界摩擦和干摩擦同时存在的现象,这种状态称为混合摩擦。混合摩擦不能有效地降低摩擦、减轻磨损。

由于液体摩擦、边界摩擦和混合摩擦都必须在一定的润滑条件下才能实现,因而这三种摩擦又分别称为液体润滑、边界润滑和混合润滑。



## 1.6.2 磨损及其过程、基本类型

运动副之间的摩擦将导致零件表面材料的逐渐损失,这种现象称为磨损。单位时间内材料的磨损量称为磨损率。磨损量可以用体积、质量或厚度来衡量。在正常情况下,零件经短期跑合后进入稳定磨损阶段。若跑合期压强过大、速度过高、润滑不良,则跑合期很短,并立即转入剧烈磨损阶段,使零件很快报废,如图 1-3 中的虚线所示。通过在润滑油中加入一定的添加剂,可以缩短跑合时间,提高跑合质量。

机械零件严重磨损后将降低机器的工作效率和可靠性,使机器提早报废。因此,预先考虑如何避免或减轻磨损,是设计、使用、维护机器的一项重要内容。但同时,磨损也并非全都是有害的,工程上常利用磨损的原理来减小零件表面的粗糙度,如磨削、研磨、抛光、跑合等。

### 1. 磨损的过程

在机械的正常运转中,磨损过程大致可分为三个阶段。如图 1-3 所示,Ⅰ为跑合磨损阶段,由于机械加工的表面具有一定的不平度,在运转初期,摩擦副的实际接触面积较小,单位面积上的实际载荷较大,因此磨损速度较快。经跑合后尖峰高度降低,峰顶半径增大,实际接触面积增加,磨损速度降低。Ⅱ为稳定磨损阶段,机件以平稳、缓慢的速度磨损,这个阶段的长短就代表机件使用寿命的长短。Ⅲ为急剧磨损阶段,经稳定磨损阶段后,精度降低,间隙增大,从而产生冲击、振动和噪声,磨损加剧,温度升高,在短时间内使零件迅速报废。

上述磨损过程中的三个阶段是一般机械设备运转过程中都存在的。必须指出的是,在跑合阶段结束后应清洗零件,更换润滑油,这样才能正常地进入稳定磨损阶段。

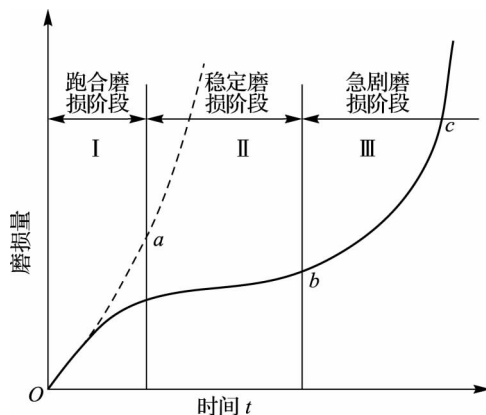


图 1-3 机械零件的磨损过程

### 2. 磨损的基本类型

按照磨损的机理及零件表面磨损状态的不同,在一般工况下把磨损分为磨粒磨损、黏着磨损、疲劳磨损、腐蚀磨损等。

(1) 磨粒磨损。由于摩擦表面上的硬质突出物或从外部进入摩擦表面的硬质颗粒对摩擦表面起到切削或刮擦的作用,从而引起表层材料脱落的现象,称为磨粒磨损。这种磨损是最常见的一种磨损形式,应设法减轻这种磨损。为减轻磨粒磨损,除注意满足润滑条件外,还应合理地选择摩擦副的材料,降低表面粗糙度值及加装防护密封装置等。

(2) 黏着磨损。当摩擦副受到较大正压力作用时,由于表面不平,其顶峰接触点受到高

压力作用而产生弹、塑性变形,附在摩擦表面的吸附膜破裂、温升后使金属的顶峰塑性面牢固地黏着并熔焊在一起,形成冷焊节点。在两摩擦表面相对滑动时,材料便从一个表面转移到另一个表面,成为表面凸起,促使摩擦表面进一步磨损。这种由黏着作用引起的磨损称为黏着磨损。

黏着磨损按程度不同可分为五级,即轻微磨损、涂抹、擦伤、撕脱、咬死。如气缸套与活塞环、曲轴与轴瓦、轮齿啮合表面等,皆可能出现不同程度的黏着磨损。涂抹、擦伤、撕脱又称胶合,往往发生于高速、重载的场合。合理地选择配对材料(如选择异种金属),采用表面处理(如表面热处理、喷镀、化学处理等),限制摩擦表面的温度,控制压强及采用含有油性极压添加剂的润滑剂等,都可减轻黏着磨损。

(3)疲劳磨损。两摩擦表面为点或线接触时,因局部的弹性变形而形成了小的接触区。这些小的接触区形成的摩擦副如果受变化接触应力的作用,那么在其反复作用下,表层将产生裂纹。随着裂纹的扩展与相互连接,表层金属脱落,形成许多月牙形的浅坑,这种现象称为疲劳磨损,也称为点蚀。合理地选择材料及材料的硬度(硬度高则抗疲劳磨损能力强),选择黏度高的润滑油(加入油性极压添加剂),以及减小摩擦面的粗糙度值等,可以提高材料抗疲劳磨损的能力。

(4)腐蚀磨损。在摩擦过程中,摩擦面与周围介质发生化学或电化学反应而产生物质损失的现象,称为腐蚀磨损。腐蚀磨损可分为氧化磨损、特殊介质腐蚀磨损、气蚀磨损等。腐蚀也可以在没有摩擦的条件下形成,这种情况常发生于钢铁类零件,如化工管道、泵类零件、柴油机缸套等。

## 1.7 润滑与密封

### 1.7.1 润滑

润滑是减少摩擦和磨损的有效措施之一。所谓润滑,是指向承载的两个摩擦表面之间注入润滑剂,以改善摩擦、减少磨损;同时,润滑剂还能起减振、防锈等作用,液体润滑剂还能带走摩擦热、污物等。

润滑可分为流体润滑和非流体润滑两大类。若摩擦副的两个外表面被具有一定厚度的黏性流体膜完全隔开,并由流体的压力来平衡外载荷,则称为流体润滑;否则,就称为非流体润滑。流体润滑又可根据流体润滑膜压力产生的方式不同,分为流体动压润滑和流体静压润滑。非流体润滑包括混合润滑和边界润滑。

#### 1. 润滑剂

润滑剂可分为液体、半固体、固体和气体四种基本类型。

(1)液体润滑剂。液体润滑剂中应用最广泛的是润滑油,包括机油、矿物油、化学合成油和各种乳化液等。机油通常是动、植物油,使用量不大;矿物油主要是石油产品,来源广泛,价格低廉,应用最广泛;化学合成油是通过化学方法制成的润滑油,可满足各种工作条件,但成本高,一般应用于有特殊要求的场合。

(2)半固体润滑剂。半固体润滑剂指的是各类润滑脂,通常是在润滑油中加入各种决定润滑脂性能的稠化剂制成的膏状混合物。它除具有润滑的作用以外,还可起密封的作用。

(3)固体润滑剂。固体润滑剂是指任何形式的可形成固体膜的减少摩擦阻力的物质,一般用于在恶劣的工作条件下不便采用润滑油和润滑脂的场合。应用最广泛的固体润滑剂有

石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯粉末等。固体润滑剂的使用方法有直接涂刷、混于易挥发的溶剂中、浸渍于金属表面,以及作为添加剂加于润滑油或润滑脂中。

(4)气体润滑剂。气体润滑剂可以是各种气体,应用最广泛的是空气,主要用于气体轴承。

## 2. 润滑方法

根据是否连续提供润滑剂,将润滑方法分为不连续润滑和连续润滑两大类。

### 1) 不连续润滑

不连续润滑指用手工注油或涂抹润滑脂,只用于小型、低速或间歇运动的零件。

### 2) 连续润滑

连续润滑包括滴油润滑、浸油润滑、甩油润滑、飞溅润滑、油雾润滑和压力喷油润滑等方式。

(1)滴油润滑。滴油润滑是利用油杯按一定的速度连续供油的方式,一般用于低速场合。

(2)浸油润滑。浸油润滑是把零件的一部分浸在油中达到润滑效果的方式。这种方法不适于高速场合,因为在工作过程中会产生搅油损耗,造成很大的能量损耗,降低效率,所以一般只用于低速场合。

(3)甩油润滑。甩油润滑是把油杯或甩油盘浸在油中,当轴转动时带动油杯或甩油盘转动,通过离心力的作用甩出油液对其他零件进行润滑的方式。

(4)飞溅润滑。飞溅润滑是将转动零件或曲轴的曲柄的一部分浸在油池内,依靠它们的旋转运动将油池中的油溅散,使油面上部的零件得到润滑的方式。

(5)油雾润滑。油雾润滑是将润滑油在油雾发生器中变成油雾,油雾随压缩空气一起送到润滑表面的润滑方式。其温度比液体润滑油的温度低,可起到很好的冷却作用,一般用于线速度很高的轴承润滑。

(6)压力喷油润滑。压力喷油润滑是用油泵进行压力供油,把润滑油送到各润滑部位后又回流到油箱再循环使用,以保证供油充分,并带走摩擦产生的热量的方式。压力喷油润滑一般用于高速、重载、要求润滑可靠的零件上,如轴承、齿轮等。

润滑时,应根据工况等条件正确选择润滑剂和润滑方式。

## 1.7.2 密封

密封技术被广泛应用于机械设备和管道连接中。其目的是在不同压力、温度、工作介质等条件下使各个空间隔开,防止外来介质入侵和工作介质流出。目前,机器密封性能的优劣已成为衡量设备质量的重要指标之一。

### 1. 密封种类

密封分为静密封和动密封两大类。静密封是指相对静止的结合面间的密封,动密封是指相对运动的结合面间的密封。动密封按其形式与结构又分为接触式密封和非接触式密封。接触式密封是指两密封结合面相互接触,并做相对运动或填料与结合面间做相对运动;非接触式密封是指两密封结合面间有一定间隙,并做相对运动。

### 2. 密封材料

#### 1) 纤维

纤维材料具有低的弹性模量,在较低的密封力作用下,既能获得一定的弹性变形,又能对泄漏间隙产生较强的密封作用。这类材料适用于制成各种形式的填片、软填料、成型填料等,若与金属配制将会大大提高其抗压抗磨能力。植物纤维材料有软木、麻、纸、棉等,动物

纤维材料有毛、皮革、毡等,矿物纤维材料有石棉等,人造纤维材料有有机合成纤维、玻璃纤维、石墨纤维、碳石墨纤维、陶瓷纤维等。

### 2) 高分子材料

高分子材料以橡胶与树脂为主要材料,具有较高弹性,其耐磨性能高于一般纤维材料,变形量大,能耐较高压力。其耐温性能较低,使用寿命不长,适用于制成各种形式的成型垫料、油封、填片及全密封件。高分子材料按化学组成分为树脂型,包括热塑性树脂、热固性树脂;橡胶,包括天然橡胶、合成橡胶;塑料,包括尼龙、氟塑料、聚苯等合成制品;复合型,包括高分子与高分子组合、高分子与非高分子组合。

### 3) 无机材料

无机材料的最大优点是耐高温、耐磨。如石墨制品,它除了耐高温外,还有良好的自润滑性能,既能起到良好的密封作用,又不容易损坏摩擦副,但缺点是价格较贵。如陶瓷,其优点是较硬、耐高温,缺点是较脆,主要用于机械密封、硬填料和泵等动力设备上。无机密封材料石墨类有碳石墨、天然石墨、碳石墨纤维、电化石墨,工程陶瓷有氧化物瓷、氯化物瓷和硼化物瓷。

### 4) 金属

金属作为密封材料的最大优点是耐高温、高强度,这是其他材料所不能及的,硬度可根据需要任意选择。高真空密封可选用贵金属,但其最大缺点是弹性差,则振动较大部位的密封可靠性就差。这类密封材料主要用于机械密封、填片、活塞环,高温、低温、高真空动力的设备和化工容器上。金属密封材料有有色金属,如铜、铝、铅、锌、锡及其合金钢等;黑色金属,如碳钢、铸铁、不锈钢、合金钢等;硬质合金,如钨钴类硬质合金、钨钴钛类硬质合金等;重金属,如金、银等。

## 3. 密封装置与应用

在机械结构中应用最广泛的密封形式有毛毡密封、密封圈密封、油沟密封和迷宫密封等。这些密封形式的工作原理、使用范围、密封效果及品种、规格、型号等均可查看相关的机械零件手册。

### 1) 毛毡密封

毛毡密封如图 1-4(a)所示,在轴承端盖上的梯形断面槽内装入毛毡圈,使其与轴在接触处径向压紧达到密封,适用于密封处轴颈的速度  $v < 4 \sim 5 \text{ m/s}$  时。

### 2) 密封圈密封

密封圈密封如图 1-4(b)所示,密封圈由耐油橡胶式皮革制成,安装时密封唇应朝向密封部位,密封效果比毛毡圈好,适用于密封处轴颈的速度  $v < 5 \sim 6 \text{ m/s}$  时。接触式密封要求轴颈接触部分表面粗糙度  $Ra < 1.6 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 。

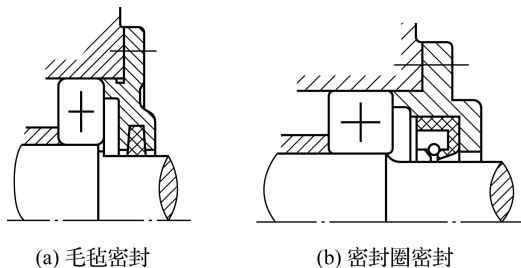


图 1-4 接触式密封

### 3) 油沟密封

油沟密封属于非接触式密封,如图 1-5 所示,在油沟内填充润滑脂,端盖与轴颈的间隙为  $0.1\sim 0.3\text{ mm}$ 。油沟密封结构简单,适用于轴颈转速  $v < 5\sim 6\text{ m/s}$  时。

### 4) 迷宫密封

迷宫密封的结构是在泄漏的通道上依次排列环形密封齿,在齿与转子间形成一系列节流间隙与膨胀空腔,隙缝宽度为  $0.2\sim 0.5\text{ mm}$ ,产生节流效应,从而起到密封作用,如图 1-6 所示。在压力差的作用下,工作介质气流经间隙高速进入环形腔室,突然膨胀而产生强烈的旋涡,使气流的绝大部分动能转化为热能,被腔室中的气流所吸收。而只有一小部分动能仍以余速进入下一个间隙,一级一级地重复上述过程,产生节流效应,增加泄漏流动的阻力,使造成泄漏的压差急骤地损失,从而起到密封作用。

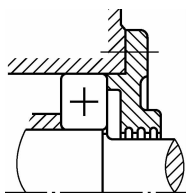


图 1-5 油沟密封



图 1-6 迷宫密封

## 习 题

### 一、填空题

1. 机器或机构的( )之间具有确定的相对运动。
2. 从运动的角度看,机构的主要功用在于( )运动或( )运动的形式。
3. 构件是机器的( )单元,零件是机器的( )单元。
4. 构件之间具有( )的相对运动,并能完成( )的机械功或实现能量转换的构件组合,称为机器。
5. 机械零件在工作过程中的主要失效形式有( )、( )、( )和非正常工作条件的失效四种。
6. 在机械零件设计中,标准化工作包括( )、( )和通用化三个方面的内容。
7. 工作中有相互摩擦的零件,其摩擦状态可分为( )、( )、( )和混合摩擦四类。
8. 按照磨损机理及零件表面磨损状态的不同,在一般工况下把磨损分为( )磨损、黏着磨损、疲劳磨损和( )磨损四类。
9. 按存在状态,润滑剂可分为( )、( )、固体和气体四种基本类型。

### 二、判断题

1. 构件都是可动的。 ( )
2. 相互之间能做相对运动的物件是构件。 ( )
3. 只从运动方面讲,机构是具有确定相对运动构件的组合。 ( )
4. 机构的作用只是传递或转换运动的形式。 ( )

5. 某两金属摩擦表面间的摩擦因数  $f=0.01\sim 0.001$ , 说明其处于边界润滑状态。 ( )
6. 机器零件之间在工作中有相互摩擦时, 都要求其摩擦副间的摩擦阻力尽量小。 ( )
7. 两零件表面之间如果有摩擦, 一定产生磨损。 ( )
8. 在机械零件的磨损过程中, 磨损速度最快的阶段是稳定磨损阶段。 ( )
9. 钢铁是一种铁碳合金, 其中碳的质量分数小于等于 2.11% 的称为铸铁, 大于 2.11% 的则称为钢。 ( )

### 三、单项选择题

1. 由多个构件组成, 且各构件间具有确定的相对运动关系的系统, 称为( )。
- A. 机械                      B. 机构                      C. 机器                      D. 都不是
2. 机械设计必须以人为本, 关系到人身安全或重大设备的零部件故障的应考虑( ) 基本要求。
- A. 良好的使用性能    B. 可靠、耐用              C. 安全                      D. 经济
3. 机械零件在工作过程中可能因断裂、塑性变形和表面失效而失效的, 应主要按照( ) 准则进行设计。
- A. 强度                      B. 刚度                      C. 耐磨性                      D. 可靠性
4. 在机械的正常运转中, 磨损最剧烈的是( ) 磨损阶段。
- A. 跑合                      B. 稳定                      C. 急剧                      D. 以上都不是
5. 流体静压润滑轴承处于液体摩擦时, 其摩擦因数近似值为( )。
- A.  $0.1\sim 1.0$               B.  $0.01\sim 0.10$               C.  $0.001\sim 0.01$               D.  $0.0001\sim 0.001$

### 四、综合题

1. 机械设计的内容和过程是什么?
2. 何谓磨损? 并举出三种不同机理的磨损。
3. 标准化、系列化及通用化的含义和重要意义各是什么?
4. 润滑油的润滑方法有哪些?
5. 接触式密封和非接触式密封各是如何实现密封的?

## 第 2 章

# 平面机构的自由度和速度分析

### 【学习要求】

掌握各种平面运动副的一般表示方法,能看懂平面机构的运动简图;能识别平面机构运动简图中的复合铰链、局部自由度和常见虚约束,并能计算其自由度和判断其运动的确定性;掌握简单平面机构速度瞬心的求法。

## 2.1 自由度与运动副

组成机构的所有构件都在某一平面或相互平行的平面内运动的机构称为平面机构,否则称为空间机构。本章主要讨论平面机构。

### 2.1.1 自由度与约束

#### 1. 自由度

当构件未与其他任何构件接触时,其运动是自由的,这类构件称为自由构件。一个做平面运动的自由构件有三个独立运动的可能性。如图 2-1 所示,在  $xOy$  坐标系中,构件  $n$  可随其上任一点  $A$  沿  $x$  轴、 $y$  轴方向独立移动和绕  $A$  点独立转动。构件所具有的这种独立运动的数目称为构件的自由度。一个做平面运动的自由构件有三个自由度。

#### 2. 约束

构件间以一定方式联接起来成为机构时,各个构件不再是自由构件。两相互接触的构件间只能做一定的相对运动,自由度减少。这种对构件独立运动所施加的限制称为约束。

### 2.1.2 运动副及其分类

两构件直接接触而保留一定相对运动的联接称为运动副。运动副中两构件上直接参与接触的部分称为运动副元素。运动副元素为点、线和面,如图 2-2 所示。

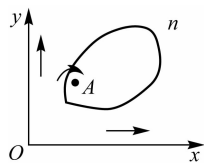


图 2-1 平面自由构件的自由度

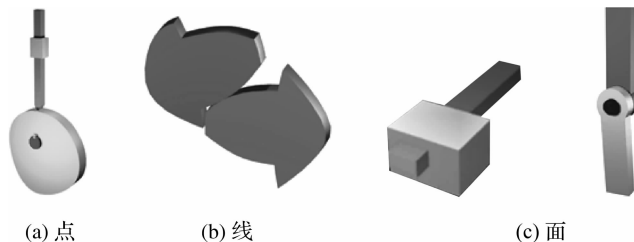


图 2-2 运动副元素

### 1. 低副

两构件通过面接触组成的运动副称为低副。因是面接触，故构件之间的接触应力低，磨损小。低副包括转动副和移动副。

#### 1) 转动副

两构件以圆柱面形式接触，只能产生相对转动的运动副称为转动副，又称为铰链，如图 2-3 所示。组成转动副的两构件中有一个构件固定不动时，称为固定铰链，否则称为活动铰链。

#### 2) 移动副

若组成运动副的两构件只能沿某一轴线相对移动，这种运动副称为移动副，如图 2-4 所示。

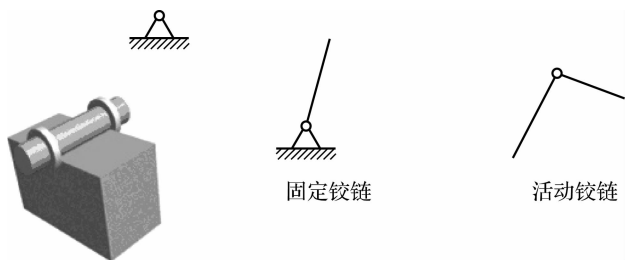


图 2-3 转动副

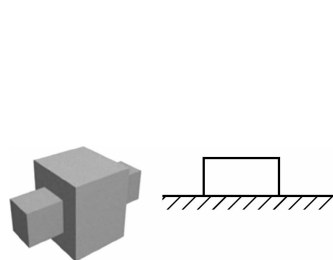


图 2-4 移动副

### 2. 高副

两构件通过点或线接触组成的运动副称为高副。高副接触应力大，磨损大，可分为滚动副、凸轮副和齿轮副(图 2-5)。

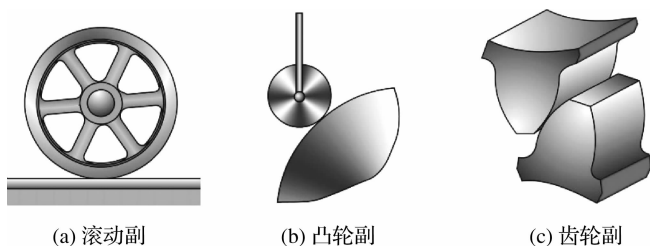


图 2-5 高副

除上述平面运动副以外，机械中还经常见到图 2-6 所示的螺旋副和球面副，这两种运动副属于空间运动副，不在本章讨论范围内。

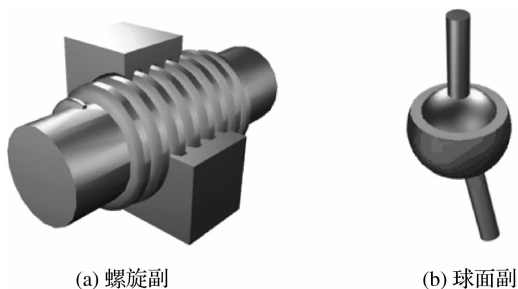


图 2-6 空间运动副



## 2.2 平面机构运动简图

### 2.2.1 机构运动简图及绘制目的

机构运动简图即按一定的比例尺,用规定的运动副及构件符号表示机构各运动副及构件之间的位置关系、各构件间的相对运动关系的简化图形。从定义可以看出,绘制机构运动简图的关键是正确表示各运动副和构件之间的位置关系与运动关系。

机构运动简图与真实机构具有完全相同的运动特性,主要用于简明地表达机构的传动原理。机构运动简图主要用于设计初期的方案对比,对机构上有关点的位移、速度和加速度分析求解,以对所要设计的机构有清晰的认识,做到心中有数。

### 2.2.2 运动副的符号和构件的表示方法、分类

#### 1. 运动副的符号

##### 1) 转动副

图 2-7 所示为两个构件组成的转动副的简化画法。正面用圆圈表示转动副,其圆心代表相对转动轴线,如图 2-7(a)所示,侧面画法如图 2-7(b)所示。若其中一个为机架,则在代表机架的构件上加阴影线。

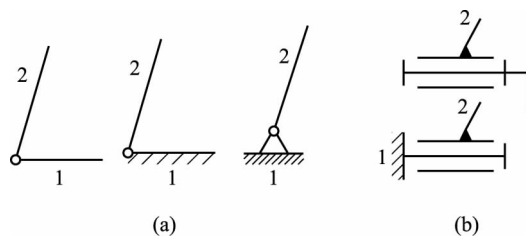


图 2-7 转动副的简化画法

##### 2) 移动副

两构件组成的移动副的简化画法如图 2-8 所示。移动副的导路必须与相对移动方向一致。同上所述,图中画阴影线的构件表示机架。

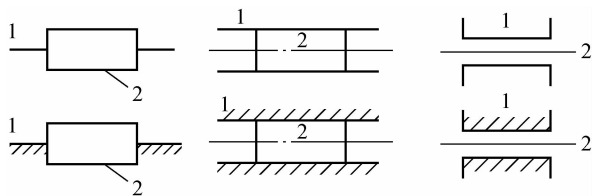


图 2-8 移动副的简化画法

##### 3) 齿轮副和凸轮副

两构件组成高副时,在简图中应当画出两构件接触处的曲线轮廓,如图 2-9 所示。图 2-9(a)所示为齿轮副的侧面和正面画法,图 2-9(b)所示为凸轮副的简化画法。

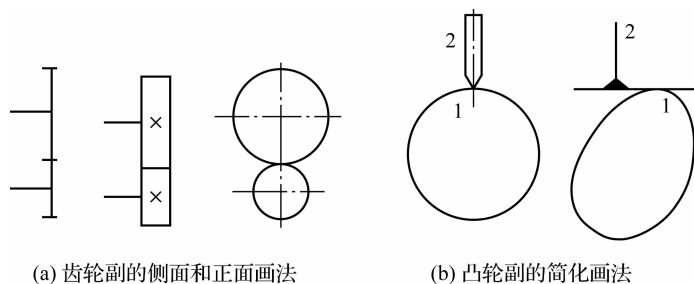


图 2-9 高副的简化画法

4) 运动副表示的注意事项

- (1) 移动副的导路必须与相对移动方向一致。
- (2) 表示机架的构件需画上阴影线。
- (3) 用简图表示高副时, 应将两构件接触处的几何形状绘出。

2. 构件的表示方法

构件的表示方法如图 2-10 所示。

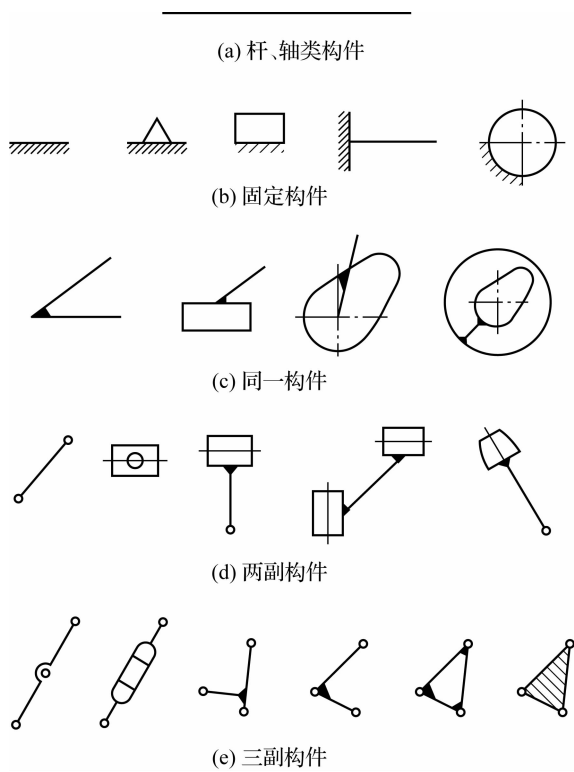


图 2-10 构件的表示方法

3. 构件的分类

- (1) 机架(固定构件): 用来支承活动构件的构件。
- (2) 原动件: 运动规律已知的活动构件, 它的运动是由外界输入的, 故又称为输入构件。
- (3) 从动件: 机构中随着原动件的运动而运动的其余活动构件, 相对于机架有确定的相

对运动。

### 2.2.3 绘制机构运动简图的方法及步骤

- (1)分析机构,观察相对运动,确定原动件、从动件与机架。
- (2)确定所有运动副的类型和位置。
- (3)选定投影面,投影面要易于表达机构各运动副和构件之间的位置关系。
- (4)选择适当的比例尺,根据机构结构,用规定的符号绘制构件和运动副。
- (5)各构件用阿拉伯数字编号,各运动副用大写字母标出,原动件画出表示运动方向的箭头,机架添加阴影线。

**【例 2-1】** 试绘制内燃机[图 2-11(a)]的机构运动简图。

分析:内燃机由活塞 1、连杆 2、曲轴 3 和机架 4 组成曲柄滑块机构,活塞 1 为原动件,活塞 1 和机架 4 形成移动副 A,活塞 1 和连杆 2 以转动副 B 连接,连杆 2 和曲轴 3 以转动副 C 连接,曲轴 3 和机架 4 以转动副 D 连接。

解:选择适当的比例尺,按照内燃机中各构件的相对位置用构件和运动副的规定符号绘出机构运动简图,最后将图中各构件用阿拉伯数字编号,各运动副用大写字母标出,机架画上阴影线,并在原动件 1 上标注表示运动方向的箭头,如图 2-11(b)所示。

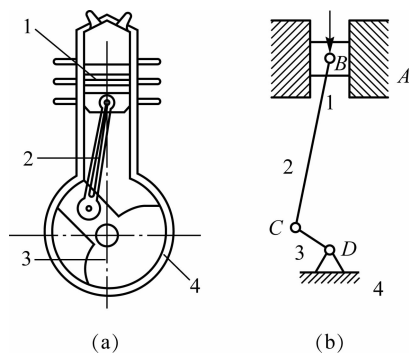


图 2-11 内燃机

1—活塞; 2—连杆; 3—曲轴; 4—机架

**【例 2-2】** 绘制游梁抽油机[图 2-12(a)]的机构运动简图。

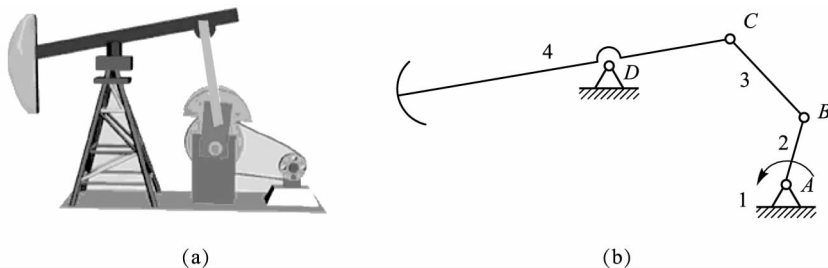


图 2-12 游梁抽油机

1—机架; 2—曲柄; 3—连杆; 4—游梁

分析:游梁抽油机由机架 1、曲柄 2、连杆 3 和游梁 4 组成曲柄连杆机构。工作时,电动机的转动经皮带和减速器传动减速输出给曲柄,因此曲柄是曲柄连杆机构的动力输入构件,即原动件,其余为从动件。游梁 4 上的驴头在曲柄连杆机构的驱动下做上下运动,带动井下深井泵的柱塞做上下运动,从而不断地把井中的原油抽出井筒。

解:曲柄 2 和机架 1 形成转动副 A,曲柄 2 和连杆 3 形成转动副 B,连杆 3 和游梁 4 形成转动副 C,游梁 4 和机架 1 形成转动副 D。选择适当的比例尺,按照游梁抽油机中各构件的相对位置,用构件和运动副的规定符号绘出机构运动简图,将图中各构件用阿拉伯数字编号,各运动副用大写字母标出,机架画上阴影线,并在原动件 2 上标注表示运动方向的箭头,

如图 2-12(b)所示。

## 2.3 平面机构的自由度计算

平面机构的自由度即机构相对机架具有的独立运动数目。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。通常每个原动件具有一个独立运动,如电动机转子具有一个独立运动,内燃机活塞具有一个独立运动。

### 2.3.1 平面机构自由度计算相关知识及公式

#### 1. 运动副的作用

运动副可约束构件间的某些运动,而保留另外一些运动。一个运动副至少引入一个约束,也至少保留一个自由度。

##### 1) 转动副

转动副沿轴向和垂直于轴向的移动受到约束,只能绕轴线转动,所以平面运动的一个转动副引入两个约束,保留一个自由度(图 2-13)。

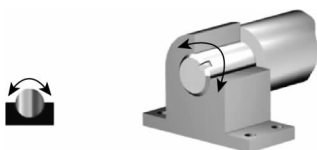


图 2-13 转动副的自由度

##### 2) 移动副

移动副限制了构件的一个移动和绕平面的轴转动,保留了沿移动副方向的相对移动,所以平面运动的一个移动副也引入两个约束,保留一个自由度,如图 2-14 和图 2-15 所示。

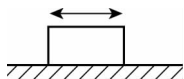


图 2-14 与机架组成的移动副的自由度

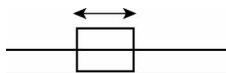


图 2-15 两活动构件组成的移动副的自由度

##### 3) 高副

高副限制了沿接触点公法线方向的运动,保留了绕接触点的转动和沿公切线方向的移动,所以平面高副引入一个约束,保留两个自由度(图 2-16)。

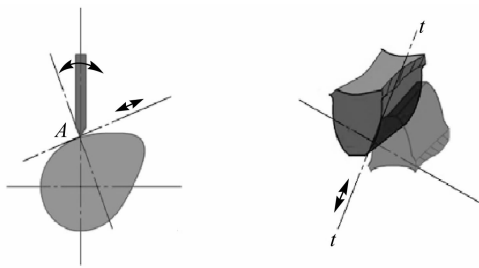


图 2-16 凸轮副和齿轮副的自由度

## 4) 平面运动副约束的综合概述

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。

## 2. 平面机构自由度计算公式

在平面机构中,若共有  $K$  个构件,除机架外,其活动构件数为  $n=K-1$ 。显然,这些活动构件在未组成运动副之前,其自由度的总数为  $3n$ ,在它们用  $P_L$  个低副和  $P_H$  个高副连接组成机构后,因为每个低副引入两个约束,每个高副引入一个约束,所以总共引入  $2P_L+P_H$  个约束。故整个机构的自由度应为活动构件的自由度总数与全部运动副引入的约束总数之差,并用  $F$  表示,即

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

由上式可知,机构自由度  $F$  取决于活动构件的个数与运动副的性质和个数。

**【例 2-3】** 绘制图 2-17(a)所示凸轮机构的运动简图,并计算自由度。

分析:这是一对心尖顶凸轮机构,推杆和机架形成移动副,凸轮和机架形成转动副,推杆的尖顶和凸轮轮廓接触形成高副。

解:凸轮机构的运动简图如图 2-17(b)所示。活动构件  $n=2$ ,低副  $P_L=2$ ,高副  $P_H=1$ ,由式(2-1)计算其自由度为

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

**【例 2-4】** 计算图 2-18 所示的五杆机构的自由度。

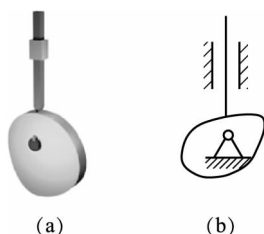


图 2-17 凸轮机构

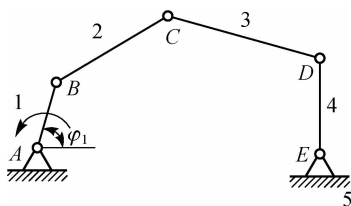


图 2-18 五杆机构

分析:图 2-18 所示为五杆机构,杆件和杆件、杆件和机架之间形成的都是转动副,没有高副。

解:活动构件  $n=4$ ,低副  $P_L=5$ ,高副  $P_H=0$ ,由式(2-1)计算其自由度为

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 4-2\times 5-0=2$$

## 2.3.2 机构具有确定运动的条件

当  $F\geq 2$  时,如图 2-18 所示的五杆机构,其原动件数等于 1,机构自由度  $F=2$ ,原动件数小于机构自由度。若给定一个原动件(构件 1)的角位移规律为  $\varphi_1=\varphi_1(t)$ ,此时构件 2、3、4 的位置不能确定,机构不具有确定的相对运动。只有给出两个原动件,使构件 1、4 都处于给定位置,才能使从动件获得确定运动。

当  $F=1$  时,如图 2-19 所示的四杆机构, $F=3n-2P_L-P_H=3\times 3-2\times 4-0=1$ 。若在该机构中同时给定构件 1 和构件 3 作为原动件,这时构件 2 既要满足原动件 1 的运动规律,又要随构件 3 的独立运动规律而运动,显然是不可能的。当原动件数多于机构的自由度时,

机构的运动关系将发生矛盾,其最薄弱构件将会损坏。

当  $F \leq 0$  时,如图 2-20(a)所示的静定桁架,  $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 2 - 2 \times 3 - 0 = 0$ ,如图 2-20(b)所示的超静定桁架,  $F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 5 - 0 = -1$ ,它们的各个构件之间不可能产生相对运动。在一般情况下,桁架在机构分析中作为一个构件(结构体)来对待。

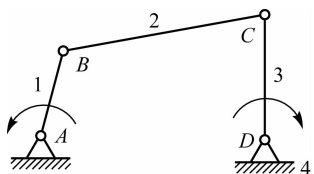


图 2-19 四杆机构

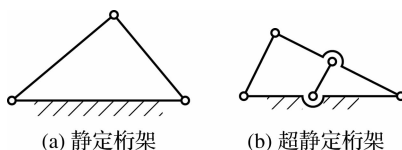


图 2-20 桁架

不难看出机构具有确定运动的条件与机构的自由度和原动件的数目有关。机构具有确定运动的条件如下:

**1. 当  $F \leq 0$  时**

构件间无相对运动,不成为机构。

**2. 当  $F > 0$  时**

- (1)原动件数 =  $F$ ,运动确定。
- (2)原动件数  $< F$ ,运动不确定。
- (3)原动件数  $> F$ ,机构破坏。

综上所述可知,机构具有确定运动的条件是机构的自由度  $F > 0$  且  $F$  等于原动件数。

**2.3.3 计算平面机构自由度时应注意的事项**

**1. 复合铰链**

两个以上构件在同一处用转动副相连接,构成复合铰链。如图 2-21 所示,构件 1 与构件 2、3 组成一个复合铰链,而由侧视图可见这三个构件组成了两个转动副。依此类推, $K$  个构件交会而成的复合铰链具有  $K - 1$  个转动副。在计算机构自由度时应注意识别复合铰链,以免数错转动副的个数。

**【例 2-5】** 计算图 2-22 所示连杆机构的自由度。

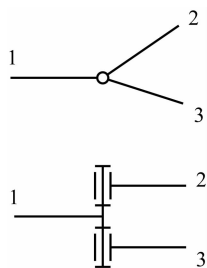


图 2-21 复合铰链

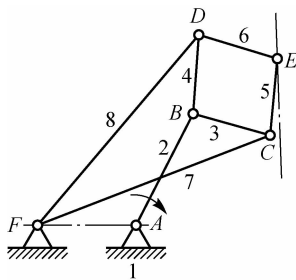


图 2-22 连杆机构

分析:该连杆机构有七个活动构件,运动副全部是转动副,有四处复合铰链, $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $F$ 四处都是三个构件交会的复合铰链,各有两个转动副。

解: $n=7, P_L=10, P_H=0$ ,由式(2-1)计算其自由度为

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 7-2\times 10-0=1$$

## 2. 局部自由度

机构中与输出构件的运动无关的自由度,或是某些构件具有不影响其他构件运动的自由度,在计算自由度时应减去。一般在高副接触处若存在滚子,则滚子绕自身轴线转动的自由度为局部自由度。如图 2-23(a)所示,杆件 3 下方的滚子能绕着点  $D$  做独立转动,但不论该滚子转与不转,都不影响杆件 3 的运动,故滚子绕  $D$  点的转动自由度属于局部自由度。在计算机构自由度时,可设想将滚子与杆件 3 固接在一起,如图 2-25(b)所示。

## 3. 虚约束

在机构中,有时为了增加构件的刚性或使构件受力均衡,要引入一些对构件运动起重复作用的约束,这种约束称为虚约束。计算自由度时应去掉构成虚约束的构件及运动副。虚约束经常出现在以下情况:

(1)两构件构成多个导路平行或重合的移动副,如图 2-24 所示。

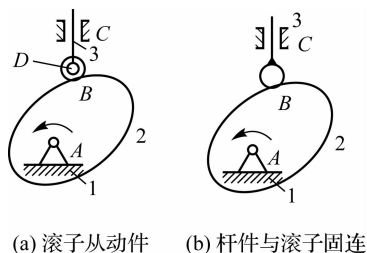


图 2-23 局部自由度

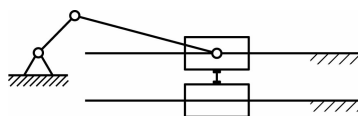


图 2-24 导路平行的移动副

(2)轨迹重合。在机构中,若被联接到机构上的构件,在联接点处的运动轨迹与机构上该点的运动轨迹重合,该联接引入的是虚约束,如图 2-25 所示的中间杆件 5 上的  $E$  点。

(3)两构件组成多个轴线重合的转动副,只有一个转动副起作用,其余都是虚约束,如图 2-26 所示,去掉右侧虚线框内的约束不影响机构的运动。例如,两个轴承支承一根轴只能看作一个转动副。

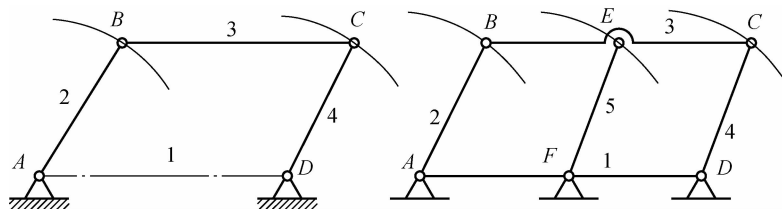


图 2-25 轨迹重合的虚约束

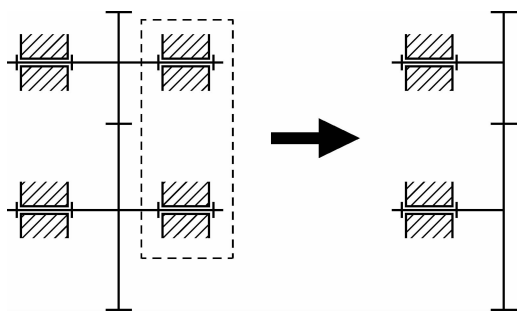


图 2-26 轴线重合的转动副

(4) 机构中对传递运动不起独立作用的对称部分引入虚约束。在图 2-27 所示的轮系中, 太阳轮 1 经过三个对称布置的小齿轮 2、2' 和 2'' 驱动内啮合齿轮, 其中只有一个小齿轮对传递运动起独立作用, 其余两个小齿轮为虚约束。

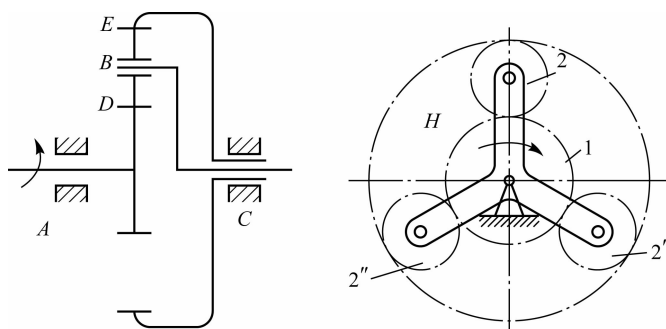


图 2-27 不起独立作用的对称部分的虚约束

1—太阳轮; 2、2'、2''—小齿轮

#### 4. 虚约束的产生及作用

机构中的虚约束是在某些特定几何条件下产生的, 如不满足这些几何条件, 虚约束将变成实际的有效约束, 从而使机构自由度减少。从保证机构的运动和便于加工装配等方面考虑, 应尽量减少机构中的虚约束。为了改善受力情况、增加机构刚度或保证机械运动的顺利进行, 虚约束往往又是不可缺少的。

自由度计算口诀为标出复局虚, 注意要加减, 数清可动件, 弄清高低副, 列出计算式。

**【例 2-6】** 计算图 2-28 所示大筛机构的自由度, 并判断该机构是否具有确定的运动。

分析: 该机构较为复杂, C 处为复合铰链, 滚子自转的转动副为局部自由度, 移动副 E 和 E' 组成两个导路平行的移动副, 其中之一是虚约束, 需要去掉。要判断该机构是否具有确定运动, 需要计算出机构自由度并数出原动件的数目, 看自由度数与原动件数是否符合机构具有确定运动的条件。



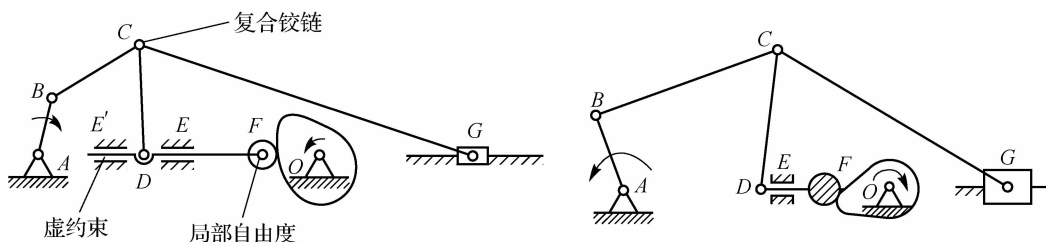


图 2-28 大筛机构

解:  $n=7, P_L=9, P_H=1$ , 且有两个原动件, 由式(2-1)计算其自由度为

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

由此可知,  $F=2>0$ , 原动件数等于 2, 故  $F$  等于原动件数, 该机构具有确定的运动。

## 2.4 用速度瞬心法进行机构的速度分析

### 2.4.1 速度瞬心及其求法

#### 1. 速度瞬心的概念

如图 2-29 所示, 刚体 2 相对于刚体 1 做平面运动, 在任一瞬时, 其相对运动可看作绕某一重合点的转动, 该重合点称为速度瞬心或瞬时回转中心, 简称瞬心。

(1) 实际上瞬心是这两个刚体瞬时相对速度为零的重合点, 即绝对速度相等的重合点。

(2) 如果两构件都是运动的, 其瞬心称为相对瞬心; 如果两构件中有一个是静止的, 其瞬心称为绝对瞬心。因静止构件的绝对速度为零, 故绝对瞬心是运动刚体上瞬时绝对速度等于零的点。

#### 2. 机构瞬心的数目

做相对运动的任意两个构件都有一个瞬心, 若一个机构中含  $K$  个构件, 则其瞬心数目  $N$  为

$$N=K(K-1)/2 \quad (2-2)$$

#### 3. 瞬心的求法

(1) 当两构件组成转动副时, 转动中心就是它们的瞬心, 如图 2-30(a) 所示。

(2) 当两个构件组成移动副时, 所有重合点的相对速度方向都平行于移动方向, 故其瞬心位于导路垂线的无穷远处, 如图 2-30(b) 所示。

(3) 如图 2-31(a) 所示, 当两个构件组成纯滚动高副时, 接触点相对速度为零, 所以接触点即为瞬心。

(4) 如图 2-31(b) 所示, 当两个构件组成滚动兼滑动高副时, 由于接触点的相对速度沿切线方向, 因而其瞬心位于接触点的公法线上, 具体位置还需别的条件确定。

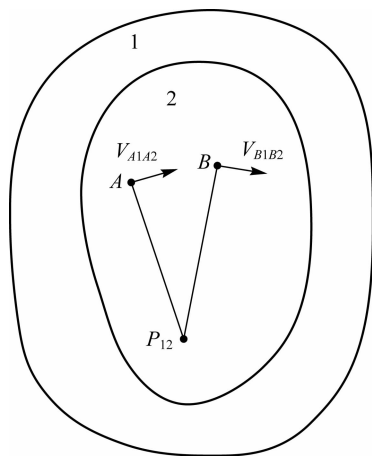
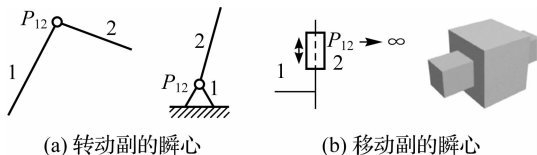
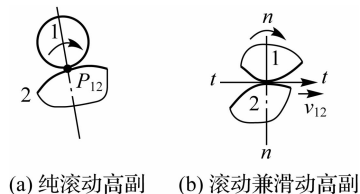


图 2-29 速度瞬心



(a) 转动副的瞬心 (b) 移动副的瞬心

图 2-30 转动副和移动副瞬心位置的确定



(a) 纯滚动高副 (b) 滚动兼滑动高副

图 2-31 高副瞬心位置的确定

#### 4. 三心定理 (不直接接触构件速度瞬心的求法)

做平面相对运动的三个构件共有三个瞬心,这三个瞬心必位于同一直线上(图 2-32)。

证明:假设构件 1 固定不动,则  $P_{12}$  和  $P_{13}$  分别为构件 1、2 和构件 1、3 之间的绝对瞬心。现假定不在直线  $P_{12}P_{13}$  上的任一点  $C$  为构件 2、3 的相对瞬心  $P_{23}$ ,重合点  $C_2$  和  $C_3$  的绝对速度  $v_{C2}$  和  $v_{C3}$  各垂直于  $CP_{12}$  与  $CP_{13}$ ,显然此时  $v_{C2}$  的方向和  $v_{C3}$  的方向不一致。瞬心应是绝对速度相同(方向相同,大小相等)的重合点,而  $v_{C2}$  的方向和  $v_{C3}$  的方向不同,故  $C$  点不可能是瞬心。只有位于直线  $P_{12}P_{13}$  上的重合点速度方向才可能一致,所以瞬心  $P_{23}$  必在  $P_{12}$  和  $P_{13}$  的连线上。

**【例 2-7】** 求图 2-33 所示铰链四杆机构的瞬心数及其瞬心。

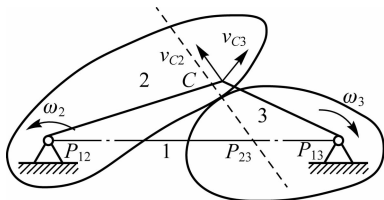


图 2-32 三心定理

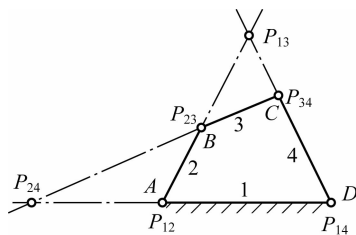


图 2-33 铰链四杆机构

分析:求该铰链四杆机构的瞬心关键在于利用三心定理求不直接接触的构件 1、3 和构件 2、4 之间的瞬心  $P_{13}$  和  $P_{24}$  的位置。

解:机构具有 4 个构件,则  $N=4 \times (4-1)/2=6$ 。转动副中心  $A、B、C、D$  各为瞬心  $P_{12}、P_{23}、P_{34}、P_{14}$ 。由三心定理可知, $P_{12}、P_{23}、P_{13}$  三个瞬心位于同一直线上, $P_{13}、P_{34}、P_{14}$  瞬心也应位于同一直线上,因此  $P_{12}P_{23}$  和  $P_{14}P_{34}$  两直线的交点就是瞬心  $P_{13}$ 。同理,直线  $P_{34}P_{23}$  和  $P_{14}P_{12}$  直线的交点就是瞬心  $P_{24}$ 。

#### 2.4.2 瞬心在速度分析上的应用

利用瞬心进行速度分析,可求出两构件的角速度之比、构件的角速度及构件上某点的线速度。

##### 1. 铰链四杆机构

如图 2-33 所示, $P_{24}$  为构件 4、2 的等速重合点,而构件 4、2 分别绕绝对瞬心  $P_{14}$  和  $P_{12}$  转动,因此有

$$v_{P_{24}} = \omega_4 l_{P_{24}P_{14}} = \omega_2 l_{P_{24}P_{12}}$$

故得

$$\frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{l_{P_{24}P_{14}}}{l_{P_{24}P_{12}}} = \frac{P_{24}P_{14}}{P_{24}P_{12}} \quad (2-3)$$

铰链四杆机构计算式的意义如下：

(1) 在已知做平面相对运动的两构件绝对瞬心的情况下，只要定出相对瞬心位置，就可求出二者的角速度比，即角速度比等于二构件的相对瞬心至其绝对瞬心的距离的反比。

(2) 若  $P_{24}$  在  $P_{14}$  和  $P_{12}$  的同一侧，则  $\omega_2$  方向和  $\omega_4$  方向相同。

(3) 若  $P_{24}$  在  $P_{14}$  和  $P_{12}$  之间，则  $\omega_2$  方向和  $\omega_4$  方向相反。

(4) 若再知一构件的角速度，可求出另一构件的角速度大小和方向。

## 2. 齿轮从动件凸轮机构

图 2-34 所示齿轮 2 和齿轮 3 的绝对瞬心为  $P_{12}$  和  $P_{13}$ ，其相对瞬心  $P_{23}$  应在过接触点  $K$  的公法线  $nm$  上，又应位于  $P_{12}$  和  $P_{13}$  的连线上，故交点即为  $P_{23}$ 。因  $P_{23}$  为该瞬时两轮的同速点，即

$$v_{P_{23}} = \omega_2 l_{P_{23}P_{12}} = \omega_3 l_{P_{23}P_{13}} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{l_{P_{23}P_{13}}}{l_{P_{23}P_{12}}} = \frac{P_{23}P_{13}}{P_{23}P_{12}} \quad (2-4)$$

式(2-4)表明：组成高副的两构件，其角速度比与连心线被接触点处公法线所分成的两段长度成反比。若  $P_{23}$  为内分点，则两构件转向相反；若  $P_{23}$  为外分点，则两构件转向相同。

## 3. 直动从动件凸轮机构

如图 2-35 所示， $P_{13}$  位于凸轮回转中心， $P_{23}$  在垂直于从动件导路的无穷远处。过  $P_{13}$  作导路的垂线，代表  $P_{13}$  和  $P_{23}$  之间的连线，与法线  $nm$  的交点为  $P_{12}$ 。

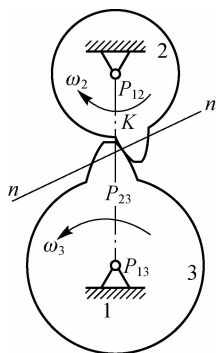


图 2-34 齿轮从动件凸轮机构

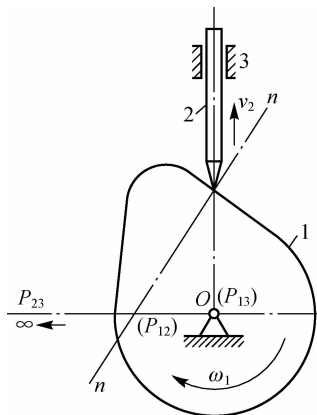


图 2-35 直动从动件凸轮机构

$P_{12}$  为构件 1 和构件 2 的同速点，由构件 1 可得

$$v_{P_{12}} = \omega_1 l_{P_{13}P_{12}}$$

构件 2 为平动构件，各点速度相同，即

$$v_2 = v_{P_{12}}$$

由以上两式得

$$\frac{v_2}{\omega_1} = l_{P_{13}P_{12}}$$

## 习 题

### 一、填空题

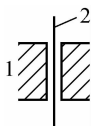
1. 运动副是指能使两构件之间既保持( )接触,又能产生一定形式相对运动的( )。
2. 由于组成运动副中两构件之间的( )形式不同,运动副分为高副和低副。
3. 运动副两构件之间的接触形式有( )接触、( )接触和面接触三种。
4. 两构件之间做( )接触的运动副,称为低副。
5. 两构件之间做( )或( )接触的运动副,称为高副。
6. 回转副的两构件之间,在接触处只允许( )孔的轴心线做相对转动;移动副的两构件之间,在接触处只允许按( )方向做相对移动。
7. 房门的开关运动是( )副在接触处所允许的相对转动,抽屉的拉出或推进运动是( )副在接触处所允许的相对移动,火车车轮在铁轨上的滚动属于( )副。

### 二、判断题

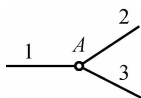
1. 机构的自由度数应等于原动件数,否则机构不能成立。 ( )
2. 凡两构件直接接触,且相互联接的都称为运动副。 ( )
3. 运动副是联接,联接也是运动副。 ( )
4. 运动副的作用是限制或约束构件的自由运动。 ( )
5. 螺栓联接是螺旋副。 ( )
6. 两构件通过内表面和外表面直接接触而组成的低副,都是回转副。 ( )
7. 组成移动副的两构件之间的接触形式只有平面接触。 ( )
8. 两构件通过内、外表面接触,可以组成回转副,也可以组成移动副。 ( )
9. 在运动副中,两构件联接形式有点、线和面三种。 ( )
10. 由于两构件间的联接形式不同,运动副分为低副和高副。 ( )
11. 点接触或线接触的运动副称为低副,而面接触的运动副称为高副。 ( )
12. 任何构件的组合均可构成机构。 ( )
13. 若机构的自由度数为 2,则该机构共需 2 个原动件。 ( )
14. 机构的自由度数应小于原动件数,否则机构不能成立。 ( )

### 三、选择题

1. 两个构件直接接触而形成的( ),称为运动副。  
A. 可动联接    B. 联接    C. 接触    D. 固定联接
2. 机构具有确定运动的条件是( )。  
A. 自由度数 $>$ 原动件数目    B. 自由度数 $<$ 原动件数目  
C. 自由度数 $=$ 原动件数目    D. 无确定关系
3. 题图 2-1 所示两构件构成的运动副为( )。  
A. 高副    B. 低副    C. 转动副    D. 移动副
4. 如题图 2-2 所示,图中 A 点处形成的转动副数为( )个。  
A. 1    B. 2    C. 3    D. 4



题图 2-1



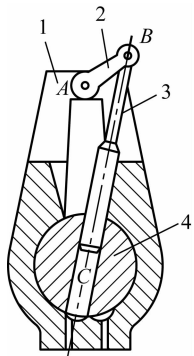
题图 2-2

5. 火车车轮在轨道上转动, 车轮与轨道之间构成( )。
  - A. 转动副
  - B. 移动副
  - C. 高副
  - D. 球面副
6. 用简单线条及规定符号表示构件和运动副的图形称为( )。
  - A. 机构运动简图
  - B. 机构示意图
  - C. 机构装配图
  - D. 机构展示图
7. 机构的自由度通常指( )数目, 它等于( )数目。
  - A. 机构具有的独立运动、机构中的原动件
  - B. 组成机构的构件、机构中的移动副
  - C. 机构具有的独立运动、机构中的转动副
  - D. 机构中的可动构件, 机构中的高副
8. 当机构的自由度小于原动件的数目时, 则( )。
  - A. 机构中的运动副破坏
  - B. 机构中的构件破坏
  - C. 机构运动不确定
  - D. 机构的运动副和强度低的构件被破坏
9. 在计算机构的自由度时, 若计入虚约束, 则计算结果与实际自由度相比( )。
  - A. 增多
  - B. 减少
  - C. 不变
  - D. 增多或减少
10. 若一个机构由 4 个构件组成, 则该机构具有( )个速度瞬心。
  - A. 3
  - B. 4
  - C. 5
  - D. 6

#### 四、综合题

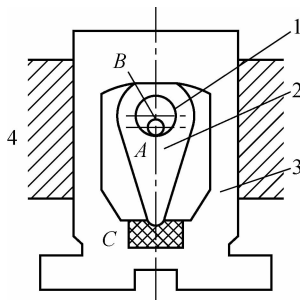
1. 在题图 2-3 所示油泵机构中, 1 为泵体, 2 为曲柄, 3 为活塞杆, 4 为转块。试绘制该机构的机构运动简图, 并计算其自由度。

2. 题图 2-4 所示为冲床刀架机构, 当偏心轮 1 绕固定中心 A 转动时, 构件 2 绕活动中心 C 摆动, 同时带动刀架 3 上下移动, B 点为偏心轮的几何中心, 构件 4 为机架。试绘制该机构的机构运动简图, 并计算其自由度。



题图 2-3

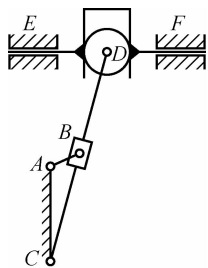
1—泵体; 2—曲柄; 3—活塞杆; 4—转块



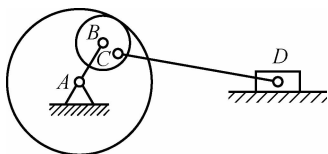
题图 2-4

1—偏心轮; 2、4—构件; 3—刀架

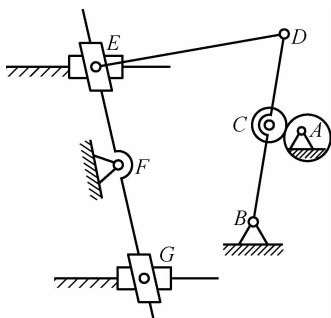
3. 计算题图 2-5 至题图 2-8 所示机构的自由度(若有复合铰链,应明确指出局部自由度或虚约束)。



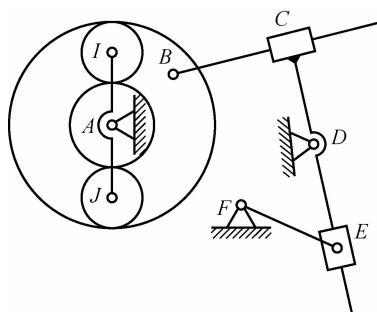
题图 2-5



题图 2-6

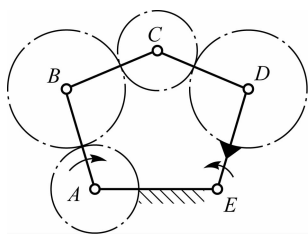


题图 2-7

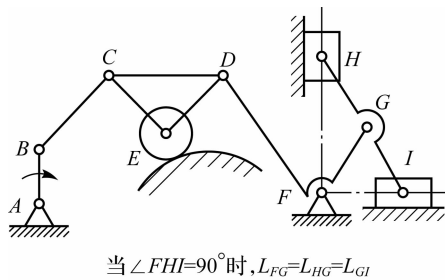


题图 2-8

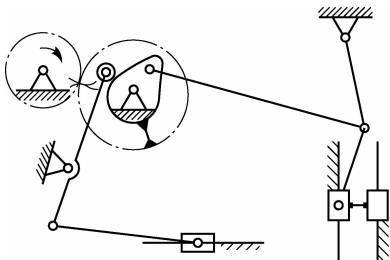
4. 计算题图 2-9 至题图 2-11 所示机构的自由度(若有复合铰链,应明确指出局部自由度或虚约束),并判断机构的运动是否确定。图中画有箭头的构件为原动件。



题图 2-9



题图 2-10



题图 2-11

## 第 3 章

# 平面连杆机构

### 【学习要求】

掌握铰链四杆机构的基本形式及存在整转副的条件,平面连杆机构的传力特性(传动角、压力角、死点)及运动特性(急回特性、行程速度变化系数)。

平面连杆机构是由若干构件用低副(转动副、移动副)连接组成的平面机构,又称平面低副机构。平面连杆机构中构件的运动形式多样,可以实现给定运动规律或运动轨迹;低副以圆柱面或平面相接触,承载能力高,耐磨损,制造简便,易于获得较高的制造精度。因此,平面连杆机构在各种机械、仪器中获得了广泛应用。平面连杆机构的缺点是不易精确实现复杂的运动规律,且设计较为复杂;当构件数和运动副数较多时,效率较低。

最简单的平面连杆机构由四个构件组成,称为平面四杆机构。它的应用十分广泛,而且是组成多杆机构的基础。因此,本章着重介绍平面四杆机构的基本类型、特性及其常用的设计方法。

### 3.1 平面四杆机构的类型与应用

按照所含移动副数目不同,平面四杆机构可分为铰链四杆机构、含一个移动副的四杆机构、含两个移动副的四杆机构和偏心轮机构。

#### 3.1.1 铰链四杆机构

全部由转动副相连的平面四杆机构称为平面铰链四杆机构,简称铰链四杆机构,它是平面四杆机构最基本的形态。

如图 3-1 所示,机构的固定构件 4 称为机架,与机架用转动副相连接的构件 1 和 3 称为连架杆,不与机架直接连接的构件 2 称为连杆。若组成转动副的两构件能做整周相对转动,则称该转动副为整转副,否则称为摆动副。与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。根据两连架杆是曲柄或摇杆的不同,铰链四杆机构可分为三种基本形式,即曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

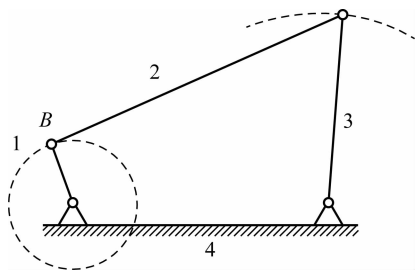


图 3-1 铰链四杆机构

1、3—连架杆; 2—连杆; 4—机架

### 3.1.2 铰链四杆机构的三种基本形式

#### 1. 曲柄摇杆机构

在图 3-2(a)所示的铰链四杆机构中,若  $A$  为整转副, $D$  为摆动副,连架杆 1 为曲柄,连架杆 3 为摇杆,则此铰链四杆机构称为曲柄摇杆机构(其余 2 为连杆,4 为机架)。在曲柄摇杆机构的应用中,通常曲柄为原动件,并做匀速转动;摇杆为从动件,做变速往复摆动。图 3-3 所示为调整雷达天线俯仰角的曲柄摇杆机构。曲柄 1 缓慢匀速转动,通过连杆 2 使摇杆 3 在一定角度范围内摆动,从而调整雷达天线俯仰角的大小。

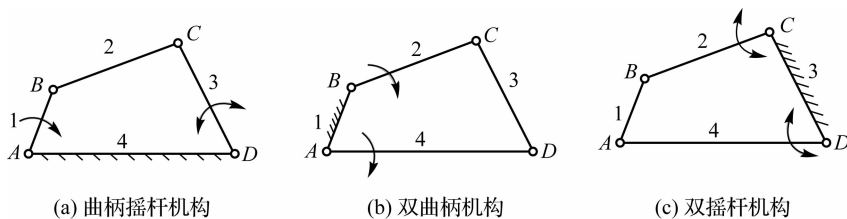


图 3-2 铰链四杆机构的基本形式

#### 2. 双曲柄机构

在图 3-2(b)所示的铰链四杆机构中,若  $A$ 、 $B$  为整转副,因 1 为机架,两连架杆 2、4 均为曲柄,故此铰链四杆机构称为双曲柄机构(3 为连杆)。通常原动件曲柄做匀速转动,从动曲柄做变速转动,如图 3-4 所示的惯性筛。

图 3-5 所示为旋转式水泵。它由相位依次相差  $90^\circ$  的 4 个双曲柄机构组成,当原动曲柄 1 等角速顺时针转动时,连杆 2 带动从动曲柄 3 做周期性变速转动,因此相邻两从动曲柄(隔板)间的夹角也周期性地变化。当连杆转到右边时,相邻两隔板间的夹角及容积增大,形成真空,于是从进水口吸水;当连杆转到左边时,相邻两隔板的夹角及容积变小,压力升高,从出水口排水,从而起到泵水的作用。

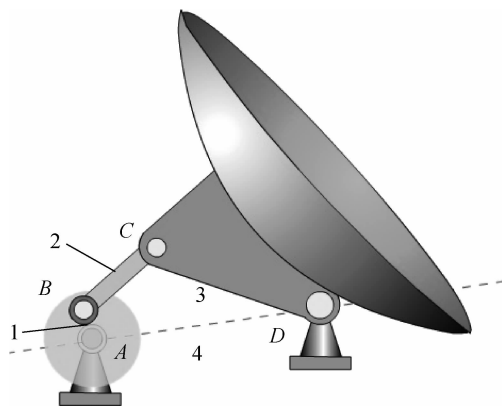


图 3-3 调整雷达天线俯仰角的曲柄摇杆机构

1—曲柄; 2—连杆; 3—摇杆; 4—机架

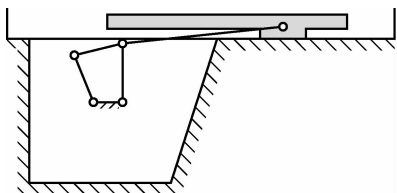


图 3-4 惯性筛

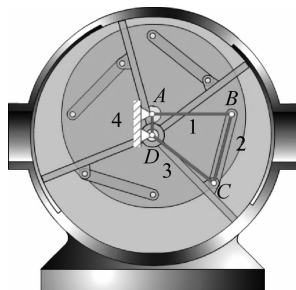


图 3-5 旋转式水泵

1—原动曲柄; 2—连杆; 3—从动曲柄; 4—机架



若双曲柄机构的相对两杆相互平行,则成为平行双曲柄机构(或平行四边形机构),如图 3-6 所示。平行双曲柄机构的两曲柄长度相等,转向相同,连杆做平动,图 3-7 所示的摄影平台为其应用实例。

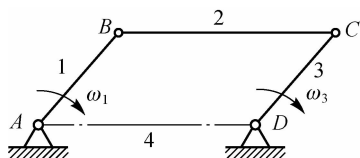


图 3-6 平行双曲柄机构

1、3—曲柄；2—连杆；4—机架

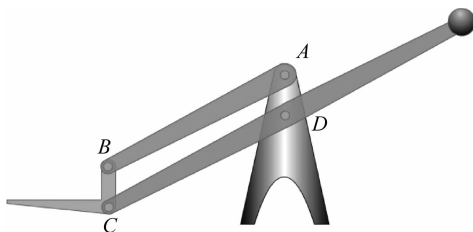


图 3-7 摄影平台

平行双曲柄机构在运行过程中,当连杆与曲柄两次共线时,从动曲柄的回转方向可能与主动曲柄的转动方向相同,也可能相反,运动处于不确定状态,如图 3-8 所示。为消除这种不确定状态,可以多组机构错开布置,利用虚约束或利用附加飞轮的惯性(如内燃机曲轴上的飞轮)来避免发生这种情况。

当两曲柄转向相反时,平行双曲柄机构变成反向双曲柄机构,如图 3-9 所示。客车车门启闭机构即采用了反向双曲柄机构,如图 3-10 所示。

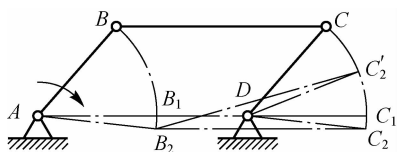


图 3-8 运动不确定状态

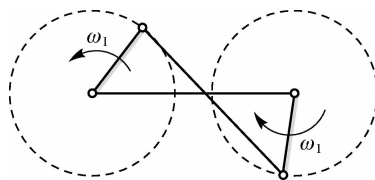


图 3-9 反向双曲柄机构

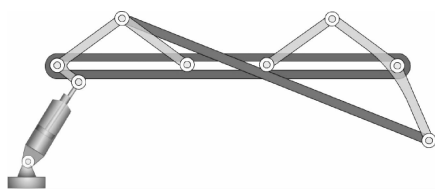


图 3-10 客车车门启闭机构

### 3. 双摇杆机构

两连架杆均为摇杆的铰链四杆机构称为双摇杆机构,如图 3-2(c)所示,其中 1 为连杆,2、4 为摇杆,3 为机架。图 3-11(a)所示为港口常用的鹤式起重机,两连架杆 AB、CD 均为摇杆,是一个双摇杆机构。当摇杆 CD 摆动时,连杆 BC 上的悬挂物 E 点做近似水平直线运动,从而避免重物平移时因不必要的升降而发生事故。图 3-11(b)所示的飞机起落架也是典型的双摇杆机构应用实例。若两摇杆长度相等,则称为等腰梯形机构,如图 3-12 所示的汽车前轮转向机构。

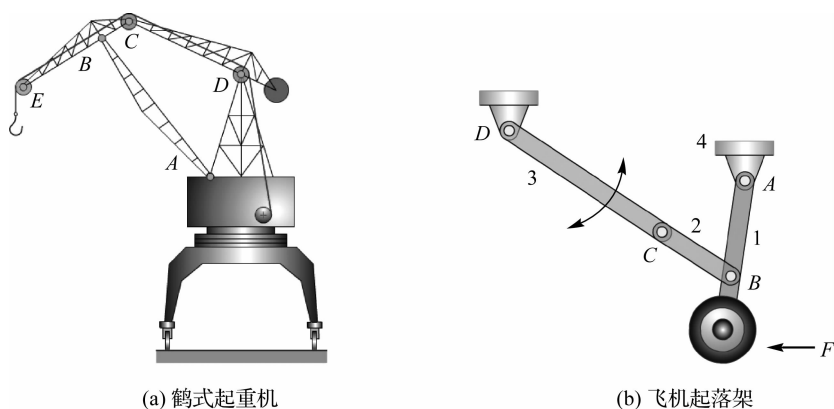


图 3-11 双摇杆机构应用

### 3.1.3 含一个移动副的四杆机构

#### 1. 曲柄滑块机构

在图 3-13 所示机构中, 构件 1 为曲柄, 滑块 3 相对于机架 4 做往复移动, 该机构称为曲柄滑块机构。若 C 点运动轨迹通过曲柄转动中心 A, 则称为对心曲柄滑块机构, 如图 3-13(a) 所示; 若 C 点运动轨迹  $n-n$  的延长线与曲柄转动中心 A 之间存在偏距  $e$ , 则称为偏置曲柄滑块机构, 如图 3-13(b) 所示。

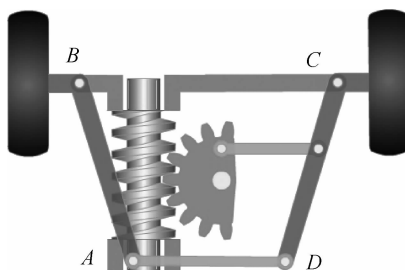


图 3-12 汽车前轮转向机构

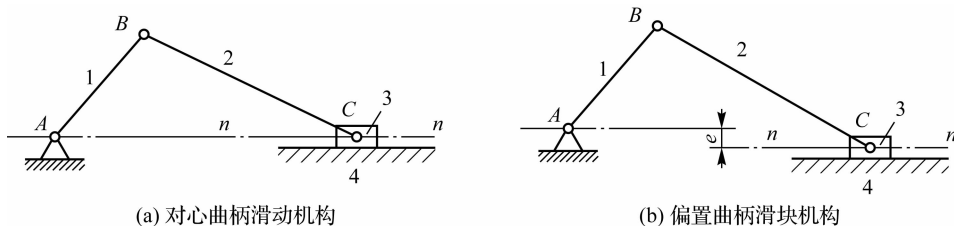


图 3-13 曲柄滑块机构

1—曲柄; 2—连杆; 3—滑块; 4—机架

#### 2. 导杆机构

导杆机构可看成改变曲柄滑块机构中的固定构件演化而得, 当将曲柄改为机架时, 就演化成导杆机构。在图 3-14(a) 所示的曲柄滑块机构中, 若取杆 1 为固定构件, 即得图 3-14(b) 所示的导杆机构。图 3-14(b) 中杆 4 称为导杆, 滑块 3 相对导杆滑动并一起绕 A 点转动, 通常取杆 2 为原动件。当  $l_1 < l_2$  时, 两连架杆 2 和 4 均可相对于机架 1 整周回转, 称为曲柄转动导杆机构或转动导杆机构; 当  $l_1 > l_2$  时, 连架杆 4 只能往复摆动, 称为曲柄摆动导杆机构或摆动导杆机构, 如图 3-15 所示。导杆机构常用于牛头刨床、插床和回转式油泵等机械中。

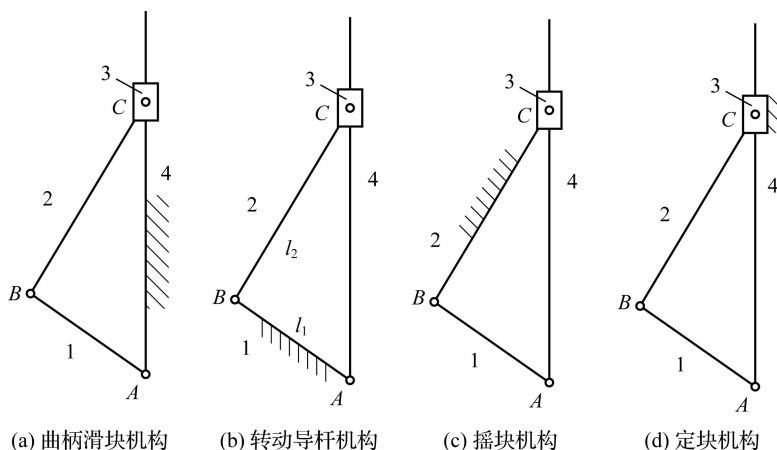


图 3-14 曲柄滑块机构的演化

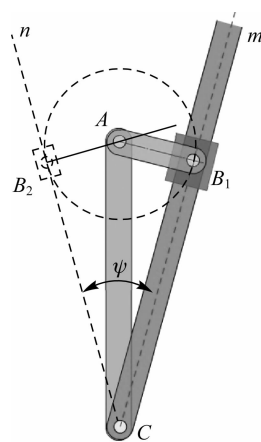


图 3-15 摆动导杆机构

### 3. 摇块机构

在图 3-14(a)所示的曲柄滑块机构中,若取杆 2 为机架,即可得图 3-14(c)所示的摆动滑块机构,或称摇块机构。这种机构广泛应用于摆缸式内燃机和液压驱动装置中。例如,在图 3-16 所示的卡车车厢自动翻转卸料机构中,当油缸 3 中的压力油推动活塞杆 4 运动时,车厢 1 便绕回转副中心 B 倾斜,在达到一定角度时,物料即可自动卸下。

### 4. 定块机构

在图 3-14(a)所示的曲柄滑块机构中,如果取滑块 3 为机架,就演化成定块机构,如图 3-14(d)所示。这种机构常用于抽水唧筒(图 3-17)和抽油泵中。

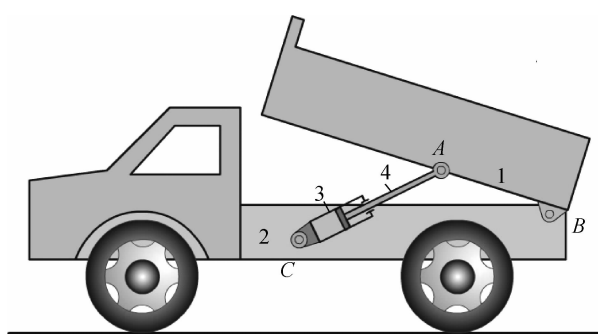


图 3-16 卡车车厢自动翻转卸料机构

1—车厢; 2—车身; 3—油缸; 4—活塞杆

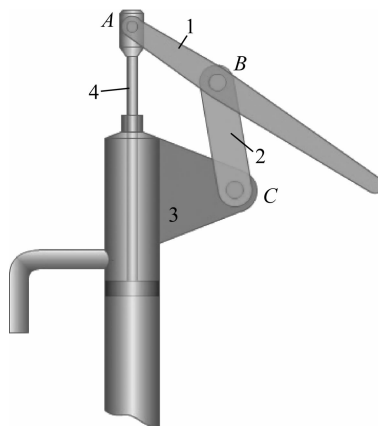


图 3-17 抽水唧筒

1—手柄; 2—摇杆; 3—筒身; 4—活塞杆

### 3.1.4 含两个移动副的四杆机构

双滑块机构是具有两个移动副的四杆机构,可以认为是由铰链四杆机构中的两杆长度趋于无穷大而演化成的。按照两个移动副所处位置的不同,双滑块机构可分为四种形式。

(1)两个移动副不相邻,如图 3-18(a)所示,从动件 3 的位移与原动件转角  $\varphi$  的正切值成正比,故称为正切机构。

(2)两个移动副相邻,且其中一个移动副与机架相关联,如图 3-18(b)所示,从动件 3 的位移与原动件转角  $\varphi$  的正弦值成正比,故称为正弦机构。

(3)两个移动副相邻,且均不与机架相关联,如图 3-19(a)所示的双转块机构,这种机构的原动件(转块)1 与从动件(转块)3 具有相等的角速度。图 3-19(b)所示的滑块联轴器就是这种机构的应用实例,它可用来连接中心线平行但不重合的两根轴。

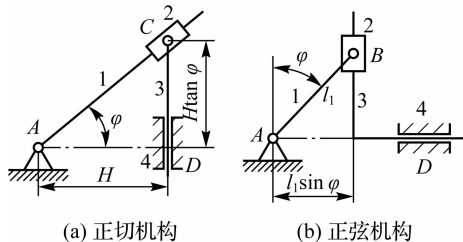


图 3-18 含两个移动副的四杆机构



图 3-19 双转块机构及其应用

1、3—转块; 2—连杆; 4—机架

(4)两个移动副都与机架相关联,如图 3-20 所示的椭圆仪就用到这种机构,当滑块 1 和滑块 3 沿机架的十字槽滑动时,连杆 2 上的各点便描绘出长、短径不同的椭圆。

### 3.1.5 偏心轮机构

如图 3-21(a)所示机构,杆 1 为圆盘,其几何中心为 B。因运动时圆盘绕偏心 A 转动,故称为偏心轮。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 3-21(b)所示。由图可知,偏心轮是转动副 B 结构设计的一种构造形式,偏心距  $e$  即曲柄的长度。

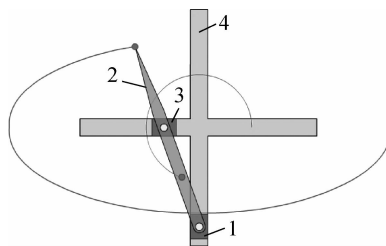


图 3-20 椭圆仪

1、3—滑块; 2—连杆; 4—机架

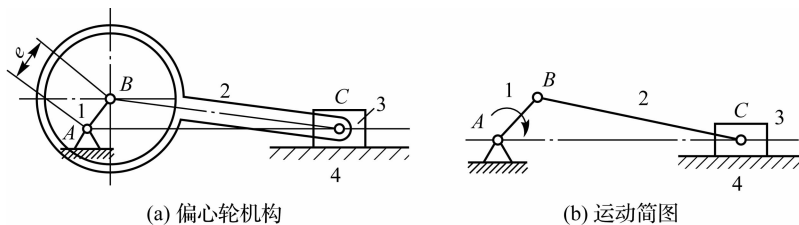


图 3-21 偏心轮机构及其运动简图

当曲柄长度很小时,通常都把曲柄做成偏心轮,由此可增大轴颈的尺寸,提高偏心轴的强度和刚度。而当曲柄需安装在直轴的两支承之间时,采用偏心轮结构的曲柄,可避免连杆与曲柄之间的运动干涉。因此,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。

### 3.1.6 平面连杆机构的优、缺点

#### 1. 优点

- (1) 面接触低副, 压强小, 便于润滑, 磨损轻, 寿命长, 传递动力大。
- (2) 低副易于加工, 可获得较高精度, 成本低。
- (3) 杆可较长, 可用于实现远距离的操纵控制。
- (4) 可利用连杆实现较复杂的运动规律和运动轨迹。

#### 2. 缺点

- (1) 低副中存在间隙, 精度低。
- (2) 不容易实现精确而复杂的运动规律。

## 3.2 平面四杆机构的运动特性与传力特性

平面四杆机构的基本特性包括运动特性和传力特性两个方面, 不仅反映了机构传递运动、变换力的性能, 而且是四杆机构类型选择和运动设计的主要依据。

### 3.2.1 铰链四杆机构存在整转副的条件

铰链四杆机构三种基本形式的主要区别在于机构中是否存在曲柄, 而机构中是否有曲柄又与各构件相对长度、机架的选择有关。在图 3-22 所示的曲柄摇杆机构中, 杆 1 为曲柄, 杆 2 为连杆, 杆 3 为摇杆, 杆 4 为机架, 各杆长度分别用  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ 、 $l_4$  表示。在曲柄  $AB$  绕转动副  $A$  做整周转动时, 摇杆  $CD$  上的  $C$  点离固定铰链  $A$  最近和最远的位置分别为  $C_1$ 、 $C_2$  点, 此时曲柄  $AB$  与连杆  $BC$  共线。为了实现曲柄 1 整周回转,  $AB$  杆必须顺利通过与连杆共线的两个位置  $AB_1$  和  $AB_2$ 。

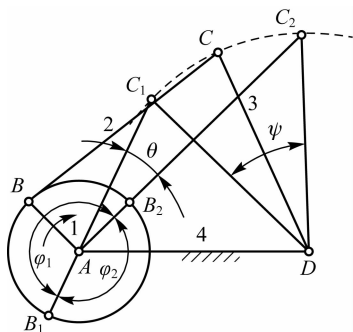


图 3-22 曲柄摇杆机构

1—曲柄; 2—连杆; 3—摇杆; 4—机架

当杆 1 处于  $AB_1$  位置时, 形成  $\triangle AC_1D$ 。根据三角形任意两边之和必大于(极限情况下等于)第三边的定理可得

$$l_4 \leq (l_2 - l_1) + l_3$$

$$l_3 \leq (l_2 - l_1) + l_4$$

即

$$l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3 \quad (3-1)$$

$$l_1 + l_3 \leq l_2 + l_4 \quad (3-2)$$

当杆 1 处于  $AB_2$  位置时, 形成  $\triangle AC_2D$ 。可写出以下关系式

$$l_1 + l_2 \leq l_3 + l_4 \quad (3-3)$$

将式(3-1)、式(3-2)、式(3-3)两两相加可得

$$l_1 \leq l_2, l_1 \leq l_3, l_1 \leq l_4$$

它表明杆 1 为最短杆, 在杆 2、杆 3、杆 4 中有一杆为最长杆。

从上述分析可得铰链四杆机构存在整转副的条件为:

(1)最短杆和最长杆长度之和小于等于其余两杆长度之和, 称为杆长条件。

(2)整转副是由最短杆与其相邻杆组成的, 整转副处于机架上才能形成曲柄。

因此, 具有整转副的铰链四杆机构是否存在曲柄, 还应根据选择哪一个杆为机架来判断:

(1)取最短杆为机架时, 机架上两个整转副, 故得双曲柄机构。

(2)取最短杆的邻边为机架时, 机架上只有一个整转副, 故得曲柄摇杆机构。

(3)取最短杆的对边为机架时, 机架上没有整转副, 故得双摇杆机构。

如果铰链四杆机构不满足杆长条件, 即最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和, 那么该机构中不存在整转副, 无论取哪个构件作为机架, 都只能得到双摇杆机构。

**【例 3-1】** 在图 3-23 所示的铰链四杆机构中, 已知  $l_1 = 30 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 40 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 45 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 50 \text{ mm}$ , 构件 1 为原动件。构件 1 能否做整周回转? 为什么?

分析: 已知该铰链四杆机构的各个杆长, 杆 1 为最短杆, 与机架 4 相邻, 可按照铰链四杆机构存在整转副的条件来判断杆 1 能否和机架 4 形成整转副。

解: 因为  $l_1 + l_4 = 30 + 50 < l_2 + l_3 = 40 + 45$ , 满足铰链四杆机构整转副存在的条件, 且构件 1 为最短杆, 转动副 A 为周转副, 故构件 1 能做整周回转。

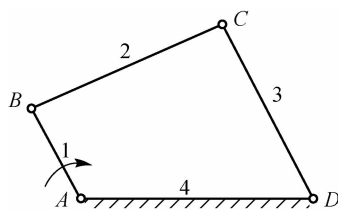


图 3-23 铰链四杆机构

其他平面四杆机构中连架杆能否做整周转动, 也与机构中各构件相对长度、机架的选择有关。图 3-13(a) 所示为对心曲柄滑块机构, 连架杆 AB 做整周转动的条件为  $l_1 \leq l_2$ ; 图 3-13(b) 所示为偏置曲柄滑块机构, 连架杆 AB 做整周转动的条件为  $l_1 + e \leq l_2$ ,  $e$  为偏距。

### 3.2.2 急回特性

如图 3-22 所示, 当曲柄为原动件做等角速度回转时, 从动件摇杆将在两极限位置  $DC_1$ 、 $DC_2$  间做往复摆动。当摇杆处于两极限位置时, 对应的曲柄在两位置间所夹的锐角, 称为极位夹角  $\theta$ 。摇杆在两极限位置时的夹角称为摇杆的摆角  $\psi$ 。

当曲柄顺时针从  $AB_1$  转到  $AB_2$  时, 转角  $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ , 所需时间为  $t_1$ , 此时摇杆由  $C_1D$  运动到  $C_2D$ , 摇杆转过的角度为  $\psi$ , 摇杆平均角速度为  $\omega_1 = \psi/t_1$ ; 当曲柄顺时针从  $AB_2$  转到  $AB_1$ , 转角  $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ , 所需时间为  $t_2$  时, 此时摇杆由  $C_2D$  运动到  $C_1D$ , 摇杆转过的角度为  $\psi$ , 摇杆平均角速度为  $\omega_2 = \psi/t_2$ 。显然, 当曲柄做等角速度转动时, 摇杆上的点 C 由  $C_2$  位置摆回到  $C_1$  位置时的平均速度必然要大于摇杆由  $C_1$  位置摆动到  $C_2$  位置的平均速度, 摇杆的这种运动特性称为急回特性。急回的程度可用行程速度变化系数  $K$  表示, 也就是从动件空

回程的平均速度  $\omega_2$  与工作行程的平均速度  $\omega_1$  的比值,即

$$K = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\psi/t_2}{\psi/t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (3-4)$$

或 
$$\theta = \frac{K-1}{K+1} \times 180^\circ \quad (3-5)$$

由式(3-4)、式(3-5)可知:

(1) 机构存在急回特性的条件是  $\theta \neq 0$  或  $K > 1$ ; 而当  $\theta = 0$  或  $K = 1$  时, 机构无急回特性。

(2)  $K$  值越大, 机构急回特性越明显, 但此时机构的平稳性越差。

除曲柄摇杆机构外, 其他有从动件做往复运动的机构也可能有急回特性, 如偏置曲柄滑块机构和摆动导杆机构。

### 3.2.3 压力角与传动角

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 3-24 所示为曲柄摇杆机构, 如不计各杆重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  $\alpha$  称为压力角。由图可见, 力  $F$  在  $v_C$  方向的有效分力为  $F_1 = F \cos \alpha$ , 即压力角越小, 有效分力越大。也就是说, 压力角可作为评价机构传力性能的指标。在连杆机构设计中, 为了度量方便, 习惯用压力角  $\alpha$  的余角  $\gamma$  (连杆和从动摇杆之间所夹的锐角) 判断传力性能,  $\gamma$  称为传动角。因为  $\gamma = 90^\circ - \alpha$ , 所以  $\alpha$  越小,  $\gamma$  越大, 机构传力性能越好; 反之,  $\alpha$  越大,  $\gamma$  越小, 机构传力性能越差, 传动效率越低。

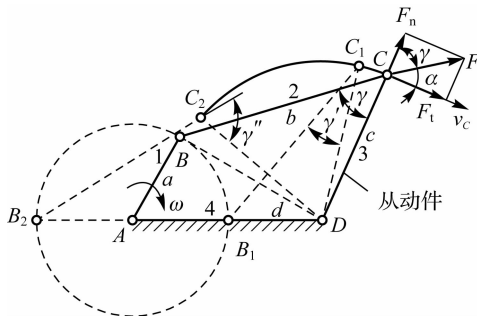


图 3-24 连杆机构的压力角和传动角

机构运转时, 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。对于一般机械, 通常取  $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$ ; 对于颚式破碎机、冲床等大功率机械, 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, 最小传动角可略小于  $40^\circ$ 。

对曲柄摇杆机构出现最小传动角  $\gamma_{\min}$  的位置分析如下:

由图 3-24 中  $\triangle ABD$  和  $\triangle BCD$  可分别写出

$$BD^2 = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi$$

$$BD^2 = l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \angle BCD$$

由此可得

$$\cos \angle BCD = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4 \cos \varphi}{2l_2l_3} \quad (3-6)$$

当  $\varphi=0^\circ$  时, 得  $\angle BCD_{\min}$ ; 当  $\varphi=180^\circ$  时, 得  $\angle BCD_{\max}$ 。传动角是用锐角表示的。若  $\angle BCD$  在锐角范围内变化, 则如图 3-24 所示,  $\gamma=\angle BCD$ , 显然,  $\angle BCD_{\min}$  即为传动角极小值, 它出现在  $\varphi=0^\circ$  的位置。若  $\angle BCD$  在钝角范围内变化, 则如图 3-24 所示,  $\gamma=180^\circ-\angle BCD$ , 显然  $\angle BCD_{\max}$  对应传动角的另一极小值, 它出现在  $\varphi=180^\circ$  的位置。

综上所述可知, 曲柄摇杆机构的最小传动角必出现在曲柄与机架共线 ( $\varphi=0^\circ$  或  $\varphi=180^\circ$ ) 的位置。校核压力角时只需将  $\varphi=0^\circ$  和  $\varphi=180^\circ$  代入式 (3-6) 求出  $\angle BCD_{\min}$  和  $\angle BCD_{\max}$ , 然后按下式

$$\gamma = \begin{cases} \angle BCD & (\angle BCD \text{ 为锐角时}) \\ 180^\circ - \angle BCD & (\angle BCD \text{ 为钝角时}) \end{cases} \quad (3-7)$$

求出较小的  $\gamma$ , 其中较小的  $\gamma$  即为该机构的  $\gamma_{\min}$ 。

### 3.2.4 死点位置

对于图 3-25 所示的曲柄摇杆机构, 如果以摇杆 3 为原动件, 而曲柄 1 为从动件, 那么当摇杆摆到极限位置  $C_1D$  和  $C_2D$  时, 连杆 2 与曲柄 1 共线, 从动件的传动角  $\gamma=0^\circ$  ( $\alpha=90^\circ$ )。若不计各杆的质量, 则这时连杆加给曲柄的力将经过铰链中心  $A$ , 此力对点  $A$  不产生力矩, 因此不能使曲柄转动。机构的这种传动角为零的位置称为死点位置。死点位置会使机构的从动件出现卡死或运动不确定现象。为了消除死点位置的不良影响, 可以对从动曲柄施加外力, 或利用飞轮及构件自身的惯性作用使机构通过死点位置。

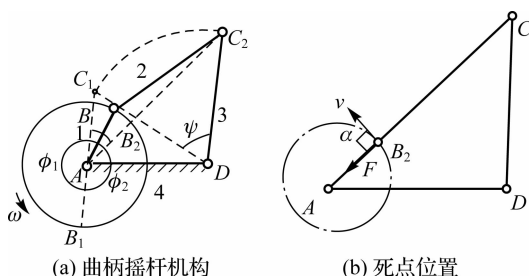


图 3-25 曲柄摇杆机构的死点位置

1—曲柄; 2—连杆; 3—摇杆; 4—机架

图 3-26 所示为缝纫机踏板机构, 左下为其机构运动简图。踏板 1 (原动件) 做往复摆动, 通过连杆 2 驱使曲柄 3 (从动件) 做整周转动, 再经过带传动使机头主轴转动。在实际使用中, 缝纫机有时会出现踏不动或倒车现象, 这就是机构处于死点位置引起的。在正常运转时, 借助安装在机头主轴上的飞轮即上带轮的惯性作用, 可以使缝纫机踏板机构的曲柄冲过死点位置。

死点位置对传动虽然不利, 但是对某些夹紧装置可用于防松。如图 3-27 所示的夹紧机构, 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  $F_n$  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。



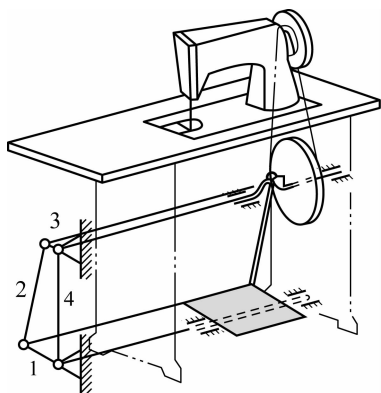


图 3-26 缝纫机踏板机构

1—踏板；2—连杆；3—曲柄；4—机架

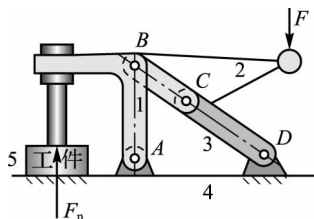


图 3-27 夹紧机构

### 3.3 平面四杆机构的设计

平面四杆机构设计的主要任务是根据给定的运动条件确定机构运动简图的尺寸参数。有时为了使机构设计得可靠、合理,还应考虑几何条件和动力条件(如最小传动角  $\gamma_{\min}$ )等。

生产实践中的要求是多种多样的,给定条件也各不相同,归纳起来,主要有以下两类问题:

- (1)按照给定从动件的运动规律(位置、速度、加速度)设计四杆机构。
- (2)按照给定点的运动轨迹设计四杆机构。

四杆机构设计的方法有解析法和几何作图法。几何作图法直观,解析法精确。

#### 3.3.1 按照给定的行程速度变化系数设计四杆机构

在设计具有急回特性的四杆机构时,通常按实际需要先给定行程速度变化系数  $K$  的数值,然后根据机构在极限位置的几何关系,结合有关辅助条件确定机构运动简图的尺寸参数。

##### 1. 曲柄摇杆机构设计

已知条件:摇杆长度  $l_3$ 、摆角  $\psi$  和行程速度变化系数  $K$ 。

设计的实质是确定铰链中心  $A$  点的位置,定出其他三杆的尺寸  $l_1$ 、 $l_2$  和  $l_4$ 。其设计步骤如下:

- (1)由给定的行程速度变化系数  $K$  按式(3-5)求出极位夹角  $\theta$ 。
- (2)如图 3-28 所示,选取适当比例,任选固定铰链中心  $D$  的位置,由摇杆长度  $l_3$  和摆角  $\psi$  作出摇杆的两个极限位置  $C_1D$  和  $C_2D$ 。
- (3)连接  $C_1$  和  $C_2$ ,并作  $C_1M$  垂直于  $C_1C_2$ 。
- (4)作  $\angle C_1C_2N = 90^\circ - \theta$ ,  $C_2N$  与  $C_1M$  相交于  $P$  点,由图可见  $\angle C_1PC_2 = \theta$ 。
- (5)作  $\triangle PC_1C_2$  的外接圆,在此圆周(弧  $\widehat{C_1C_2}$  和弧  $\widehat{EF}$  除外)上任取一点  $A$  作为曲柄的固定铰链中心。连接  $AC_1$  和  $AC_2$ ,因同一圆弧的圆周角相等,故  $\angle C_1AC_2 = \angle C_1PC_2 = \theta$ 。
- (6)因极限位置处曲柄和连杆共线,故  $AC_1 = l_2 - l_1$ ,  $AC_2 = l_2 + l_1$ ,从而得曲柄长度  $l_1 =$

$(AC_2 - AC_1)/2$ , 连杆长度  $l_2 = (AC_2 + AC_1)/2$ 。由图得  $AD = l_4$ 。

由于 A 点是  $\triangle C_1PC_2$  外接圆上任选的点, 因此若仅按行程速度变化系数  $K$  设计, 可得无穷多的解。A 点位置不同, 机构传动角的大小也不同。若欲获得良好的传动质量, 可按照最小传动角最优或其他辅助条件来确定 A 点的位置。

### 2. 摆动导杆机构设计

已知条件: 机架长度  $l_4$  和行程速度变化系数  $K$ 。

由图 3-29 可知, 摆动导杆机构的极位夹角  $\theta$  等于导杆的摆角  $\psi$ , 所需确定的尺寸是曲柄长度  $l_1$ 。

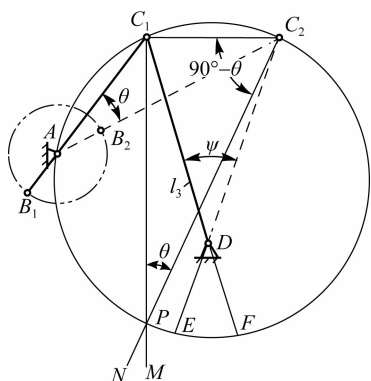


图 3-28 按  $K$  值设计曲柄摇杆机构

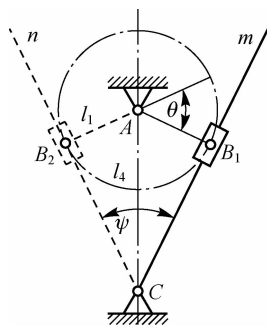


图 3-29 按  $K$  值设计摆动导杆机构

其设计步骤如下:

- (1) 由已知的行程速度变化系数  $K$  按式(3-5)求得极位夹角  $\theta$  (摆角  $\psi$ )。
- (2) 选取适当比例, 任选固定铰链中心  $C$ , 以夹角  $\psi$  作出导杆两极限位置  $Cm$  和  $Cn$ 。
- (3) 作摆角  $\psi$  的平分线, 并在线上取  $AC = l_4$ , 得固定铰链中心  $A$  的位置。
- (4) 过  $A$  点作导杆极限位置的垂线  $AB_1$  (或  $AB_2$ ), 即得曲柄长度  $l_1 = AB_1$ 。

### 3.3.2 按给定连杆位置设计四杆机构

图 3-30 所示为铸工车间翻台振实式造型机的翻转机构。它是用一个铰链四杆机构来实现翻台的两个工作位置的。在图中实线位置 I, 砂箱与翻台固连, 并在振实台上振实造型。当压力油推动活塞 6 移动时, 通过连杆 5 使摇杆 4 摆动, 从而将翻台与砂箱转到虚线位置 II。然后托台上升接触砂箱, 解除砂箱与翻台间的紧固连接并起模。

给定与翻台固连的连杆 3 的长度  $l_3 = BC$  及其两个位置  $B_1C_1$  和  $B_2C_2$ , 要求确定由连架杆与机架组成的固定铰链中心  $A$  和  $D$  的位置, 并求出其余三杆的长度  $l_1$ 、 $l_2$  和  $l_4$ 。因为连杆 3 上  $B$ 、 $C$  两点的轨迹分别为以  $A$ 、 $D$  为圆心的圆弧, 所以  $A$ 、 $D$  必分别位于  $B_1B_2$  和  $C_1C_2$  的垂直平分线上。故可得设计步骤如下:

- (1) 选取适当比例, 根据给定条件, 绘出连杆 3 的两个位置  $B_1C_1$  和  $B_2C_2$ 。
- (2) 分别连接  $B_1$  和  $B_2$ 、 $C_1$  和  $C_2$ , 并作  $B_1B_2$ 、 $C_1C_2$  的垂直平分线  $b_{12}$ 、 $c_{12}$ 。
- (3) 由于  $A$  和  $D$  两点可分别在  $b_{12}$  和  $c_{12}$  两直线上任意选取, 因此有无穷多解。在实际设计时还可以考虑其他辅助条件, 如最小传动角、各杆尺寸所允许的范围或其他结构上的要求等。本机构要求  $A$ 、 $D$  两点在同一水平线上, 且  $AD = BC$ 。根据这一附加条件, 即可唯一确

定  $A$ 、 $D$  的位置,并作出位于位置 I 的所求四杆机构  $AB_1C_1D$ 。

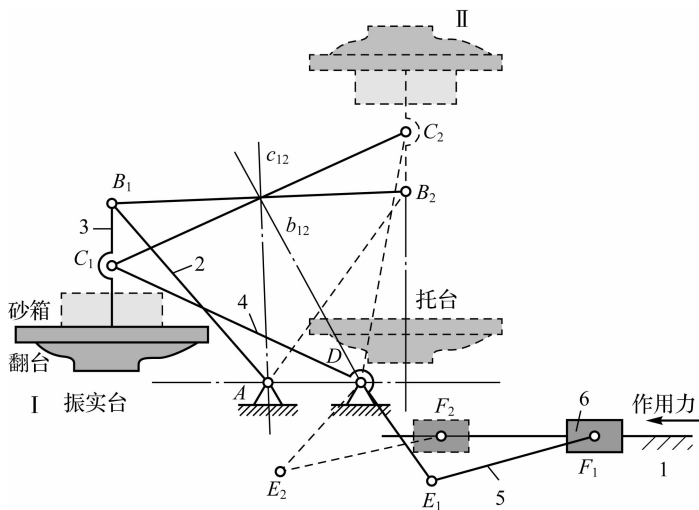


图 3-30 铸工车间翻台振实式造型机的翻转机构

若给定连杆三个位置,要求设计四杆机构,其设计过程与上述基本相同。如图 3-31 所示,由于  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$  三点位于以  $A$  为圆心的同一圆弧上,因此运用已知三点求圆心的方法作  $B_1B_2$  和  $B_2B_3$  的垂直平分线,其交点就是固定铰链中心  $A$ 。用同样方法作  $C_1C_2$  和  $C_2C_3$  的垂直平分线,其交点便是另一固定铰链中心  $D$ 。 $AB_1C_1D$  即为所求的四杆机构。

### 3.3.3 按照给定两连架杆对应位置设计四杆机构

在图 3-32 所示的铰链四杆机构中,已知连架杆  $AB$  和  $CD$  的三对对应位置  $\varphi_1$ 、 $\psi_1$ 、 $\varphi_2$ 、 $\psi_2$  和  $\varphi_3$ 、 $\psi_3$ ,要求确定各杆的长度  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$  和  $l_4$ 。

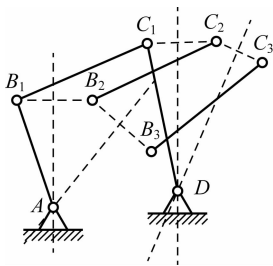


图 3-31 给定连杆三个位置的四杆机构设计

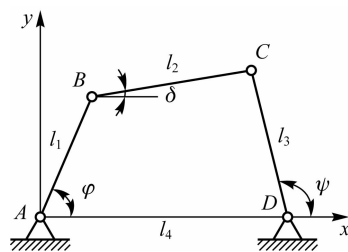


图 3-32 铰链四杆机构(封闭多边形)

现以解析法求解。此机构各杆长度按同一比例增减时,各杆转角间的关系不变,故只需确定各杆的相对长度。取  $l_1=1$ ,则该机构的待求参数只有三个。

该机构的四个杆组成封闭多边形。取各杆在坐标轴  $x$  和  $y$  上的投影,可得关系式

$$\left. \begin{aligned} \cos \varphi + l_2 \cos \delta &= l_4 + l_3 \cos \psi \\ \sin \varphi + l_2 \sin \delta &= l_3 \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (3-8)$$

将  $\cos \varphi$  和  $\sin \varphi$  移到等式右边,再把两等式两边平方相加,即可消去  $\delta$ ,整理后得

$$\cos \varphi = \frac{l_4^2 + l_3^2 + 1 - l_2^2}{2l_4} + l_3 \cos \psi - \frac{l_3}{l_4} \cos(\psi - \varphi)$$

为简化上式,令

$$P_0=l_3, P_1=-\frac{l_3}{l_4}, P_2=\frac{l_4^2+l_3^2+1-l_2^2}{2l_4} \quad (3-9)$$

则有 
$$\cos \varphi=P_0 \cos \psi+P_1 \cos (\psi-\varphi)+P_2 \quad (3-10)$$

上式即为两连架杆转角之间的关系式。将已知的三对对应转角  $\varphi_1, \psi_1, \varphi_2, \psi_2$  和  $\varphi_3, \psi_3$  分别代入式(3-10)可得到方程组

$$\left. \begin{aligned} \cos \varphi_1 &= P_0 \cos \psi_1 + P_1 \cos (\psi_1 - \varphi_1) + P_2 \\ \cos \varphi_2 &= P_0 \cos \psi_2 + P_1 \cos (\psi_2 - \varphi_2) + P_2 \\ \cos \varphi_3 &= P_0 \cos \psi_3 + P_1 \cos (\psi_3 - \varphi_3) + P_2 \end{aligned} \right\} \quad (3-11)$$

由方程组可以解出三个未知数  $P_0, P_1$  和  $P_2$ 。将它们代入式(3-9),即可求得  $l_2, l_3$  和  $l_4$ 。以上求出的杆长  $l_1, l_2, l_3$  和  $l_4$  可同时乘以大于零的任意比例常数,所得机构都能实现对应的转角关系。

若仅给定两连架杆两对位置,则由式(3-10)只能得到两个方程,  $P_0, P_1, P_2$  三个参数中的一个可以任意给定,所以有无穷解。

若给定两连架杆的位置超过三对,则不可能有精确解,只能用优化或试凑的方法求其近似解。

### 3.3.4 按照给定点的运动轨迹设计四杆机构

#### 1. 连杆曲线

四杆机构运动时,其连杆做平面运动,连杆上任一点的轨迹称为连杆曲线。连杆曲线的形状随连杆上点的位置及各杆相对尺寸的不同而变化。由于连杆曲线具有多样性,常将它应用于工程上的某些机械,以完成一定的生产要求和动作,或实现预定的运动轨迹。图 3-33 所示为电影放映机拉片机构,就是利用了连杆 2 上 E 点的轨迹近似于 D 形轨迹,从而达到使胶片获得间歇移动的目的。此机构运动时,拉片爪首先插入电影胶片 4 两侧的齿孔中,直线向下拉动胶片一段距离,然后拉片爪退出齿孔,此时胶片不动,以待放映,直至拉片爪按弧线轨迹再行插入胶片两侧的齿孔中,即完成一个运动循环。又如,鹤式起重机、搅拌机等机器中所要求的运动轨迹皆是用连杆曲线实现的。

#### 2. 用图谱设计四杆机构

由于连杆曲线是一条高次方的代数曲线,因而其设计是十分复杂的。因此,一般都用图谱法设计四杆机构。为便于设计,常利用已编好的四杆机构分析图谱,从图谱中找出所需运动轨迹,从而直接查出所设计四杆机构的各尺寸参数,这种方法称为图谱法。

四杆机构分析图谱的连杆曲线如图 3-34 所示,详情可参阅相关资料。值得注意的是,这是以曲柄 AB 的长度作为一个单位长度,依次改变其余三个构件的相对长度,从而得到各种形状的连杆曲线的。例如,图 3-34 所示的各连杆曲线是在  $a=1, b=2, c=2.5, d=2$  的情况下获得的。每条曲线包含 72 根短线,每根短线均为曲柄转  $5^\circ$  的位移。因此,曲线上短线的长短可说明连杆上该点运动的快慢程度。利用图谱还可得到该点的平均速度、加速度等。另外还应注意,当图谱中所列连杆曲线与给定的轨迹相似,而大小不同时,则可定出该曲线与给定轨迹间的倍数,然后按图谱上的相对长度乘以这个倍数,即可得出所需机构各杆的实际尺寸。

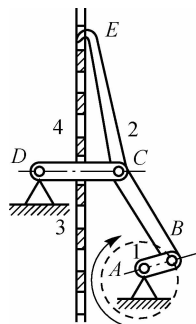


图 3-33 电影放映机拉片机构

1—曲柄；2—连杆；3—机架；4—电影胶片

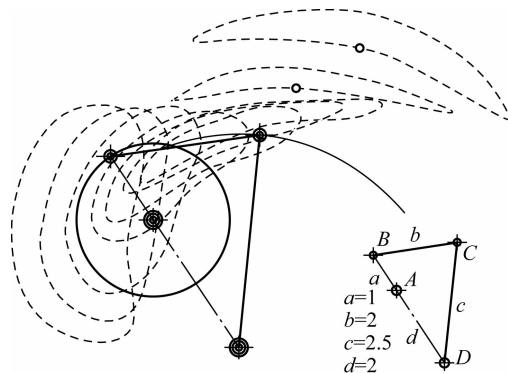


图 3-34 四杆机构分析图谱的连杆曲线

图谱法可在计算机上模拟得到。

## 习 题

### 一、填空题

1. 平面连杆机构由一些刚性构件用( )副或( )副相互连接而组成,它能实现一些较复杂的( )运动。
2. 在铰链四杆机构中,能绕机架上的铰链做整周( )的( )称为曲柄;能绕机架上的铰链做( )的( )称为摇杆。
3. 平面四杆机构的两个连架杆可以有一个是( ),另一个是( );也可以两个都是( )或都是( )。
4. 平面铰链四杆机构有三种基本形式,即( )机构、( )机构和双摇杆机构。
5. 组成曲柄摇杆机构的条件是:最短杆与最长杆的长度之和( )其他两杆的长度之和;最短杆的相邻构件为( ),则最短杆为( )。
6. 在曲柄摇杆机构中,如果将( )杆作为机架,则与机架相连的两杆都可以做整周回转运动,即得到双曲柄机构;如果将( )杆对面的杆作为机架,则与此相连的两杆均为摇杆,即是双摇杆机构。
7. 曲柄摇杆机构产生死点位置的条件是:摇杆为( )件,曲柄为( )件或者把往复摆动转换成( )运动。
8. 曲柄摇杆机构出现急回特性的条件是:摇杆为( )件,曲柄为( )件或者把旋转运动转换成( )。
9. 曲柄摇杆机构的( )不等于  $0^\circ$ ,则行程速度变化系数就( ),机构就具有急回特性。
10. 当以曲柄滑块机构的滑块为主动件时,( )在运动过程中有死点位置。
11. 连杆机构的死点位置将使机构在传动中出现( )或发生运动方向不确定等

现象。

12. 机构从动件所受力方向与该力作用点速度方向所夹的锐角,称为( )角,用它来衡量机构的( )性能。

## 二、判断题

1. 当机构的极位夹角  $\theta=0^\circ$  时,机构无急回特性。 ( )
2. 机构是否存在死点位置与机构取哪个构件为原动件无关。 ( )
3. 在摆动导杆机构中,当导杆为主动件时,机构有死点位置。 ( )
4. 对曲柄摇杆机构,当取摇杆为主动件时,机构有死点位置。 ( )
5. 压力角就是主动件所受驱动力的方向线与该点速度的方向线之间的夹角。 ( )
6. 机构的极位夹角是衡量机构急回特性的重要指标,极位夹角越大,则机构的急回特性越明显。 ( )
7. 压力角是衡量机构传力性能的重要指标。 ( )
8. 压力角越大,则机构传力性能越差。 ( )
9. 平面连杆机构的基本形式是铰链四杆机构。 ( )
10. 在曲柄摇杆机构中,曲柄和连杆共线就是死点位置。 ( )
11. 铰链四杆机构都有摇杆这个构件。 ( )
12. 在平面连杆机构中,只要以最短杆做固定机架,就能得到双曲柄机构。 ( )
13. 只有以曲柄摇杆机构的最短杆做固定机架,才能得到双曲柄机构。 ( )
14. 在平面四杆机构中,只要两个连架杆都能绕机架上的铰链做整周转动,必然是双曲柄机构。 ( )
15. 曲柄滑块机构和摆动导杆机构产生急回运动的条件是相同的。 ( )
16. 导杆机构与曲柄滑块机构在结构原理上的区别就在于选择不同构件做固定机架。 ( )
17. 在曲柄滑块机构中,滑块做往复运动时不会出现急回运动。 ( )
18. 导杆机构中导杆的往复运动有急回特性。 ( )
19. 在平面四杆机构中,凡是能把转动运动转换成往复运动的机构,都会有急回特性。 ( )
20. 曲柄摇杆机构的摇杆在两极限位置之间的夹角  $\psi$ ,称为摇杆的摆角。 ( )
21. 在有曲柄的平面连杆机构中,曲柄的极位夹角  $\theta$  可以等于  $0^\circ$ ,也可以大于  $0^\circ$ 。 ( )
22. 在平面连杆机构中,连杆和曲柄是同时存在的,即有曲柄就有连杆。 ( )
23. 有曲柄的四杆机构就存在着出现死点位置的基本条件。 ( )
24. 极位夹角  $\theta$  的大小是根据行程速度变化系数  $K$  值,通过公式求得的,而  $K$  值是设计时事先确定的。 ( )
25. 曲柄滑块机构能把主动件的等速旋转运动转变成从动件的直线往复运动。 ( )
26. 通过选择铰链四杆机构的不同构件作为机构的固定机架,能使机构的形式发生演变。 ( )
27. 铰链四杆机构形式的改变只能通过选择不同构件做机构的机架来实现。 ( )
28. 铰链四杆机构形式的演变都是通过改变某些构件之间相对长度而达到的。 ( )

29. 在实际生产中,机构的死点位置对工作都不利,处处都要考虑克服。 ( )
30. 曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构都具有产生死点位置与急回特性的可能。 ( )

### 三、选择题

- 在曲柄摇杆机构中,只有当( )为主动件时,( )在运动中才会出现死点位置。  
A. 连杆                      B. 机架                      C. 曲柄  
D. 摇杆                      E. 连架杆
- 能产生急回运动的平面连杆机构有( )。  
A. 双摇杆机构              B. 曲柄摇杆机构              C. 双曲柄机构  
D. 曲柄滑块机构              E. 摆动导杆机构
- 能出现死点位置的平面连杆机构有( )。  
A. 导杆机构                      B. 平行双曲柄机构  
C. 曲柄滑块机构              D. 不等长双曲柄机构
- 曲柄摇杆机构的传动角是( )。  
A. 连杆与从动摇杆之间所夹的余角  
B. 连杆与从动摇杆之间所夹的锐角  
C. 机构极位夹角的余角  
D. 连杆与曲柄之间所夹的锐角
- 当行程速度变化系数为( )时,曲柄摇杆机构才有急回运动。  
A.  $K < 1$                       B.  $K = 1$                       C.  $K > 1$                       D.  $K = 0.5$
- 当曲柄的极位夹角为( )时,曲柄摇杆机构才有急回运动。  
A.  $\theta < 0^\circ$                       B.  $\theta = 0^\circ$                       C.  $\theta \neq 0^\circ$                       D. 无法确定
- 当曲柄摇杆机构的摇杆带动曲柄运动时,曲柄在死点位置的瞬时运动方向是( )。  
A. 按原运动方向              B. 反方向                      C. 不定的                      D. 顺时针
- 曲柄滑块机构是由( )演化而来的。  
A. 曲柄摇杆机构              B. 双曲柄机构                      C. 双摇杆机构                      D. 双滑块机构
- 在平面铰链四杆机构中,如果最短杆与最长杆的长度之和小于或等于其余两杆的长度之和,最短杆为机架,这个机构称为( )。  
A. 曲柄摇杆机构              B. 双曲柄机构                      C. 双摇杆机构                      D. 都有可能
- 在平面铰链四杆机构中,如果最短杆与最长杆的长度之和大于其余两杆的长度之和,最短杆为机架,这个机构称为( )。  
A. 曲柄摇杆机构              B. 双曲柄机构                      C. 双摇杆机构                      D. 曲柄滑块机构
- ( )等能把转动运动转变成往复摆动运动。  
A. 曲柄摇杆机构                      B. 双曲柄机构  
C. 双摇杆机构                      D. 曲柄滑块机构
- ( )能把转动运动转换成往复直线运动,也可以把往复直线运动转换成转动运动。  
A. 曲柄摇杆机构                      B. 双曲柄机构  
C. 双摇杆机构                      D. 曲柄滑块机构

13. ( )等能把等速转动转变成旋转方向相同的变速转动。  
 A. 曲柄摇杆机构                      B. 不等长双曲柄机构  
 C. 双摇杆机构                         D. 曲柄滑块机构
14. 在铰链四杆机构中,不与机架直接连接,且做平面运动的杆件称为( )。  
 A. 摇杆                    B. 曲柄                    C. 连架杆                    D. 连杆
15. 雷达天线的俯仰调整机构采用的( )机构。  
 A. 曲柄摇杆                    B. 双曲柄                    C. 双摇杆                    D. 曲柄滑块
16. 港口用起重机主要采用了( )机构。  
 A. 曲柄摇杆                    B. 双曲柄                    C. 双摇杆                    D. 曲柄滑块
17. 汽车雨刮器采用的是( )机构。  
 A. 曲柄摇杆                    B. 双曲柄                    C. 双摇杆                    D. 曲柄滑块
18. 在铰链四杆机构中,若最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆之和,则该机构中一定存在( )。  
 A. 曲柄                    B. 摇杆                    C. 连杆                    D. 滑块
19. 在曲柄摇杆机构中,曲柄的长度( )。  
 A. 最短                    B. 最长                    C. 处于中间                    D. 均有可能
20. 行程速度变化系数  $K$  与极位夹角  $\theta$  的关系为  $K=( )$ 。  
 A.  $\frac{180^\circ+\theta}{180^\circ-\theta}$                     B.  $\frac{180^\circ-\theta}{180^\circ+\theta}$                     C.  $\frac{180^\circ+2\theta}{180^\circ-\theta}$                     D.  $\frac{\theta-180^\circ}{180^\circ-\theta}$
21. 在平面四杆机构中,压力角与传动角的关系为( )。  
 A. 压力角增大则传动角减小                    B. 压力角增大则传动角增大  
 C. 压力角减小则传动角减小                    D. 压力角与传动角始终相等
22. 在曲柄摇杆机构中,为提高机构的传力性能,会( )。  
 A. 增大传动角                    B. 减小传动角  
 C. 增大压力角                    D. 减小压力角
23. 在曲柄滑块机构中,若机构存在死点位置,则主动件为( )。  
 A. 连杆                    B. 机架                    C. 滑块                    D. 曲柄
24. 在曲柄滑块机构中,往往用一个偏心轮代替( )。  
 A. 滑块                    B. 曲柄                    C. 连杆                    D. 机架

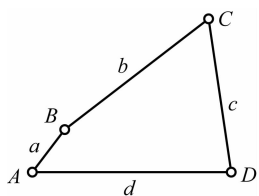
#### 四、综合题

1. 在题图 3-1 所示的四杆机构中,各杆长度为  $a=25 \text{ mm}$ ,  $b=90 \text{ mm}$ ,  $c=75 \text{ mm}$ ,  $d=100 \text{ mm}$ ,试求:

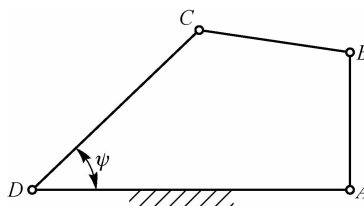
- (1)若杆  $AB$  是机构的主动件, $AD$  为机架,机构是什么类型的机构?
- (2)若杆  $BC$  是机构的主动件, $AB$  为机架,机构是什么类型的机构?
- (3)若杆  $BC$  是机构的主动件, $CD$  为机架,机构是什么类型的机构?

2. 在题图 3-2 所示的铰链机构中,摇杆长  $l_{CD}=75 \text{ mm}$ ,行程速度变化系数  $K=1.5$ ,机架长  $l_{AD}=100 \text{ mm}$ ,摇杆  $CD$  的一个极限位置与机架间的夹角  $\psi=45^\circ$ ,试求曲柄长  $l_{AB}$  及连杆长  $l_{BC}$ 。





题图 3-1



题图 3-2

3. 某四杆机构各构件的长度分别为  $l_{AB} = 240 \text{ mm}$ ,  $l_{BC} = 600 \text{ mm}$ ,  $l_{CD} = 400 \text{ mm}$ ,  $l_{AD} = 500 \text{ mm}$ , 试确定:

(1) 该机构是否存在曲柄?

(2) 如何使该机构成为曲柄摇杆机构、双曲柄机构或双摇杆机构?

4. 设计一曲柄摇杆机构。已知摇杆长  $l_{CD} = 80 \text{ mm}$ , 摆角  $\psi = 40^\circ$ , 摇杆的行程速度变化系数  $K = 1$ , 且要求摇杆  $CD$  的一个极限位置与机架的夹角  $\angle CDA = 90^\circ$ , 试用图解法确定其余三杆的长度。

## 第 4 章

# 凸轮机构

### 【学习要求】

掌握等速运动、等加速等减速运动、简谐运动位移线图的绘制方法,能判定它们何时出现刚性或柔性冲击;掌握按给定位移线图绘制滚子从动件盘形凸轮的反转法;定性了解选择滚子半径的原则、压力角与自锁的关系及基圆半径对压力角的影响。

### 4.1 凸轮机构概述

凸轮机构广泛应用于机械、仪器、操纵控制装置和自动生产线中,是实现机械化和自动化的一种主要驱动与控制机构。

#### 4.1.1 凸轮机构的组成及其分类

凸轮机构是由凸轮、从动件和机架三个主要构件组成的高副机构。其常用分类方法有以下几种:

##### 1. 按凸轮的形状分

##### 1) 盘形凸轮

盘形凸轮是凸轮的最基本形式。这种凸轮是一个绕固定轴线转动并且具有变化半径的盘形零件,如图 4-1 所示。

##### 2) 移动凸轮

当盘形凸轮的回转中心趋于无穷远时,凸轮相对机架做直线运动,这种凸轮称为移动凸轮,如图 4-2 所示。

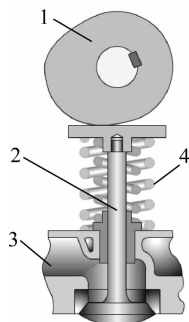


图 4-1 盘形凸轮机构

1—凸轮; 2—挺杆; 3—机架; 4—弹簧

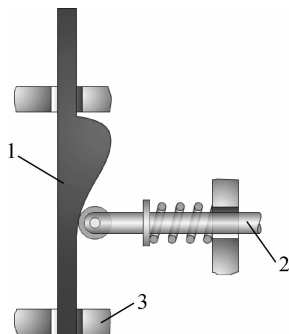


图 4-2 移动凸轮机构

1—凸轮; 2—从动件; 3—机架

### 3) 圆柱凸轮

将移动凸轮卷成圆柱凸轮,如图 4-3 所示。

#### 2. 按从动件上高副元素的几何形状分

##### 1) 尖顶从动件

如图 4-4(a)所示,尖顶能与复杂的凸轮轮廓保持接触,因而能实现任意预期的运动规律。但尖顶与凸轮是点接触,磨损快,只宜用于受力不大的低速凸轮机构,如仪表。

##### 2) 滚子从动件

如图 4-4(b)所示,为了克服尖顶从动件的缺点,在从动件的尖顶处安装一个滚子,即成为滚子从动件。滚子和凸轮轮廓之间为滚动摩擦,耐磨损,可承受较大载荷,所以是从动件中最常用的一种形式。

##### 3) 平底从动件

如图 4-4(c)所示,这种从动件与凸轮轮廓表面接触的端面为一平面。显然,它不能与凹陷的凸轮轮廓相接触。这种从动件的优点是当不考虑摩擦时,凸轮与从动件之间的作用力始终与从动件的平底相垂直,传动效率较高,且接触面间易形成油膜,利于润滑,故常用于高速凸轮机构。

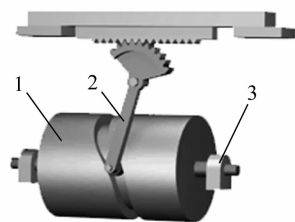


图 4-3 圆柱凸轮机构

1—凸轮; 2—从动件; 3—机架

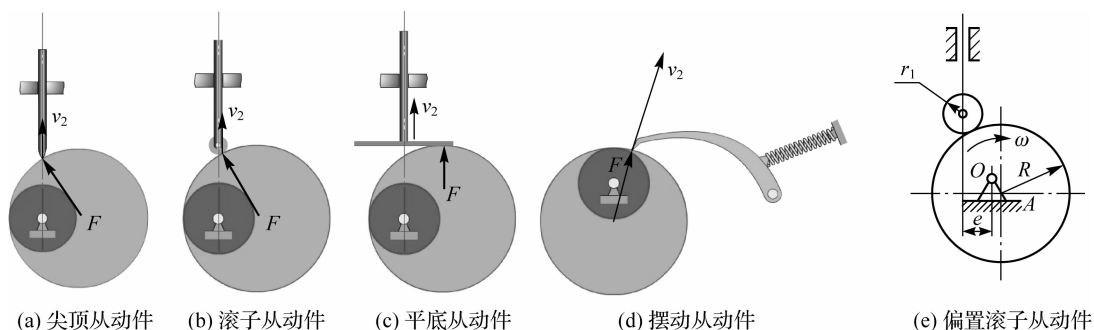


图 4-4 从动件形状不同、运动形式不同的凸轮机构

#### 3. 按从动件的运动形式分

从动件按运动形式可分为直动从动件[图 4-4(a)]和摆动从动件[图 4-4(d)]。在直动从动件中,若尖顶或滚子中心的轨迹通过凸轮的转动中心,称为对心直动从动件,如图 4-4(a)、图 4-4(b)所示;否则称为偏置直动从动件,图 4-4(e)中  $e$  为偏距。

#### 4. 按凸轮与从动件的锁合方式分

按凸轮与从动件的锁合方式分,凸轮机构可分为力锁合凸轮和形锁合凸轮。

##### 1) 力锁合凸轮

力锁合凸轮利用弹簧力或从动件重力使从动件与凸轮保持接触,如图 4-1 所示。

##### 2) 形锁合凸轮

形锁合凸轮利用凸轮或从动件的特殊形状使从动件与凸轮始终保持接触,如沟槽凸轮、等径凸轮、等宽凸轮、共轭凸轮等,如图 4-5 所示。

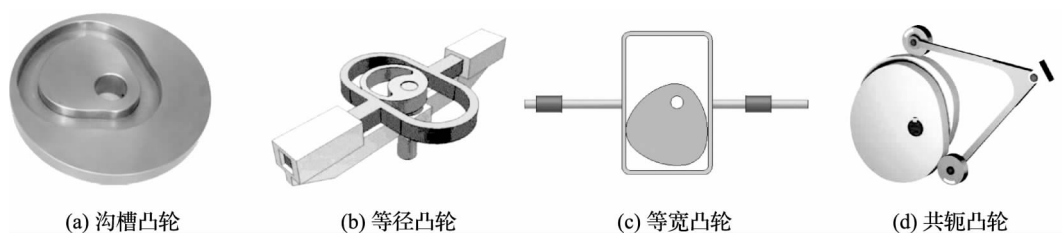


图 4-5 形锁合凸轮机构

### 4.1.2 凸轮机构的应用举例

#### 1. 内燃机气门配气机构

如图 4-6 所示,凸轮 1 以等角速度回转,它的轮廓驱动从动件(挺杆)2 按预期的运动规律启闭阀门。

#### 2. 自动送刀机构

如图 4-7 所示,当带有凹槽的凸轮转动时,槽中的滚子驱使推杆做往复移动。凸轮每转一周,刀架即从刀库取出一个刀具并送到装刀位置。

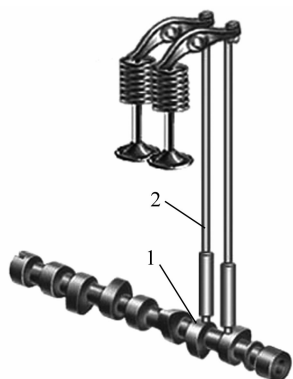


图 4-6 配气机构

1—凸轮; 2—挺杆

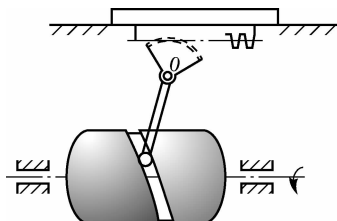


图 4-7 自动送刀机构

#### 3. 绕线机构

图 4-8 所示为绕线机构,当绕线轴 3 快速转动时,蜗杆带动蜗轮及与之固连的凸轮 1 缓慢转动。凸轮轮廓与从动件尖顶间的作用驱使从动件 2 往复摆动,从而使线均匀地缠绕在绕线轴上。

#### 4. 自动送料机构

图 4-9 所示为自动送料机构,当带有凹槽的圆柱凸轮 1 匀速转动时,槽中的滚子驱使从动件 2 做往复移动。凸轮每回转一周,从动件即从储料器中推出一个毛坯,送到加工位置。

### 4.1.3 凸轮机构的优、缺点

#### 1. 优点

只需设计适当的凸轮轮廓,便可使从动件得到所需的运动规律,并且结构简单、紧凑,设计方便。

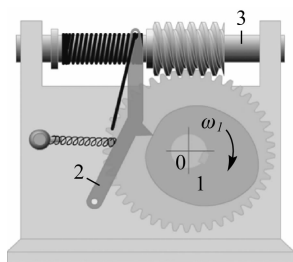


图 4-8 绕线机构

1—凸轮；2—从动件；3—绕线轴

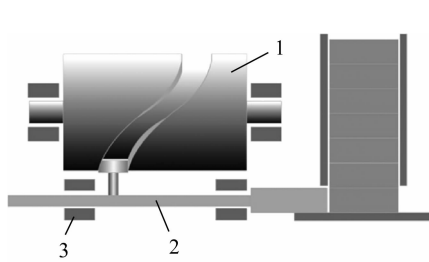


图 4-9 自动送料机构

1—凸轮；2—从动件；3—机架

## 2. 缺点

凸轮轮廓与从动件之间是点接触或线接触，易于磨损，因此通常用于传递动力不大的控制机构。

## 4.2 从动件的常用运动规律

所谓从动件的运动规律，实际上就是从动件在运动时，其位移  $s$ 、速度  $v$  和加速度  $a$  随时间  $t$  或凸轮转角  $\phi$  而变化的规律。凸轮的工作轮廓则完全取决于工作要求所确定的从动件的运动规律。

### 4.2.1 基本名词术语

以尖顶移动从动件盘形凸轮机构为例说明从动件运动规律与凸轮轮廓线之间的相互关系及凸轮机构的基本名词术语。如图 4-10 所示，以凸轮的转动中心  $O$  为圆心，以凸轮轮廓最小向径  $r_0$  为半径所作的圆称为凸轮基圆，用  $r_0$  表示基圆半径。以直角坐标系横坐标表示凸轮转角  $\phi$  (时间  $t$ )，纵坐标代表从动件的位移  $s$ ，则可画出从动件的位移与凸轮转角之间的对应关系。当凸轮以等角速度  $\omega$  逆时针转动时，从动件在凸轮轮廓线  $AB$  段推动下由最低位置被推到最高位置，这一过程称为从动件的推程，它所上升的距离  $h$  称为行程，对应的凸轮转角  $\phi$  称为推程运动角。当从动件与凸轮圆弧轮廓线  $BC$  段接触时，从动件处于高位静止不动，这一过程称为远休止，对应的凸轮转角  $\phi_s$  称为远休止角。当凸轮继续转动，使从动件与凸轮轮廓线  $CD$  段接触时，从动件由距凸轮转动中心最远位置回到距凸轮转动中心最近位置，这一过程称为从动件的回程，对应的凸轮转角  $\phi'$  称为回程运动角。凸轮又继续转动，从动件与凸轮轮廓线上最小向径的圆弧段  $DA$  接触，从动件又静止不动，这一过程称为从动件的近休止，对应的凸轮转角  $\phi'_s$  称为近休止角。图 4-10 所示的凸轮转角  $\phi$  与从动件位移  $s$  之间的对应关系曲线称为从动件位移曲线。从动件位移曲线直观地反映了从动件的位移随

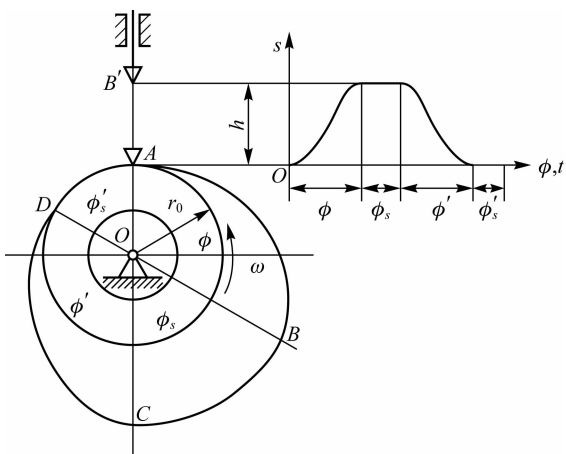


图 4-10 凸轮轮廓与从动件位移线图

凸轮转角的变化规律,是设计凸轮轮廓的依据。

凸轮的相关基本名词如下:

(1)基圆:以凸轮轮廓最小向径  $r_0$  为半径所作的圆,  $r_0$  称为基圆半径。

(2)推程及推程运动角  $\phi$ :从动件从离回转中心最近点到离回转中心最远点的运动过程及此过程中凸轮对应的转角。

(3)远休止角  $\phi_s$  与近休止角  $\phi_s'$ :从动件在最远位置与最近位置停留不动时,凸轮对应的转角。

(4)回程及回程运动角  $\phi'$ :从动件从离回转中心最远点到离回转中心最近点的运动过程及此过程中凸轮对应的转角。

(5)行程  $h$ :凸轮从动件由最低位置被推到最高位置所上升的距离。

在设计凸轮机构时,首先必须了解从动件所要求的运动规律,然后根据这一运动规律绘制凸轮轮廓曲线,使其实现所需的运动规律。从动件的运动规律很多,下面介绍几种常用的从动件运动规律。

### 4.2.2 运动规律

当凸轮以等角速度转动时,从动件在推程或回程时,其位移  $s$ 、速度  $v$  及加速度  $a$  随时间或凸轮转角变化的规律取决于凸轮轮廓线的形状。

#### 1. 等速运动规律

当凸轮以等角速度  $\omega$  转动,从动件在推程或回程中的速度  $v$  为常数时的运动规律,称为等速运动规律。图 4-11 所示为等速运动规律推程运动线图,包括从动件做等速运动时推程的位移线图、速度线图和加速度线图。由加速度线图可看出,在从动件推程的始、末两点处,从动件理论上的加速度值由零突变为无穷大,致使从动件受的惯性力也由零变为无穷大。实际上材料有弹性,加速度和推力不致无穷大,但仍将造成巨大的冲击,这种冲击称为刚性冲击,会对机构造成严重危害。因此,等速运动规律适用于低速、轻载、从动件质量较小的场合。

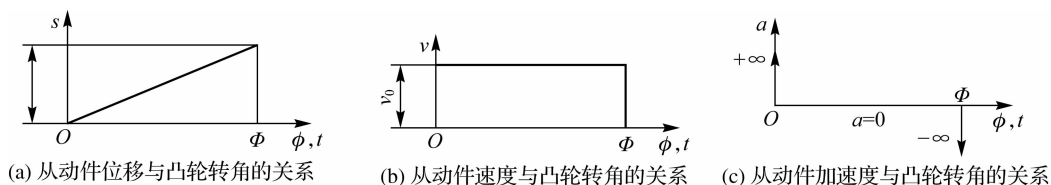


图 4-11 等速运动规律推程运动线图

#### 2. 等加速等减速运动规律

等加速等减速运动规律就是当凸轮以等角速度转动时,从动件在一个行程的前半阶段做等加速运动,在后半阶段做等减速运动的运动规律,且通常加速和减速时加速度的绝对值相等。

图 4-12 所示为等加速等减速运动规律推程运动线图,包括从动件按等加速等减速运动规律运动时的推程位移线图、速度线图和加速度线图。由加速度线图可知,在  $O$ 、 $B$ 、 $C$  点处的加速度发生有限值突变,使从动件与凸轮轮廓的接触处产生有限惯性力的冲击,这种冲击称为柔性冲击,因此等加速等减速运动规律适用于中速、轻载的场合。

### 3. 简谐运动规律(余弦加速度运动规律)

一点在圆周上匀速运动时,它在该圆的直径上的投影点的运动即为简谐运动。从动件做简谐运动时,其加速度按余弦规律变化,故这种运动规律也称为余弦加速度运动规律。图 4-13 所示为简谐运动规律推程运动线图,包括从动件按简谐运动规律运动时的位移线图、速度线图和加速度线图。由加速度线图可以看出,这种运动规律的从动件在推程的始、末两点存在加速度有限值的突变,由此产生的惯性力及其冲击作用也是有限的,故称为柔性冲击。这种冲击在高速状态下会产生不良的影响。因此,简谐运动规律只适用于中、低速凸轮机构。

### 4. 正弦加速度运动规律

如图 4-14 所示,这种运动规律的加速度线图为一正弦曲线,其位移为摆线在纵轴上的投影,故又称摆线运动规律。由运动线图可见,这种运动规律既无速度突变,又没有加速度突变,不产生刚性或柔性冲击,故可用于高速凸轮机构。它的缺点是加速度最大值较大,惯性力较大,要求较高的加工精度。

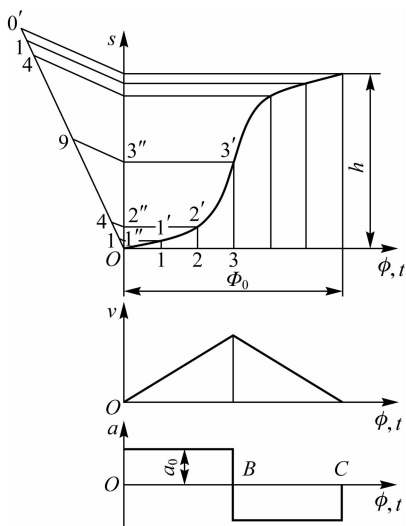


图 4-12 等加速等减速运动规律推程运动线图

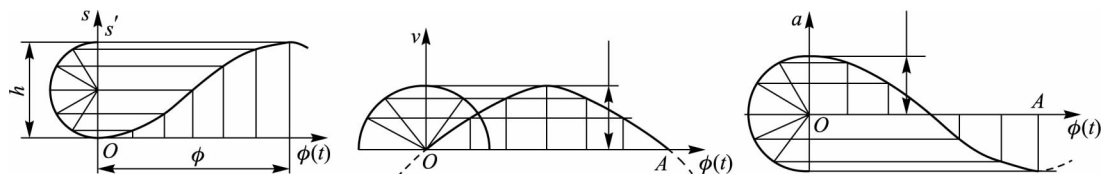


图 4-13 简谐运动规律推程运动线图

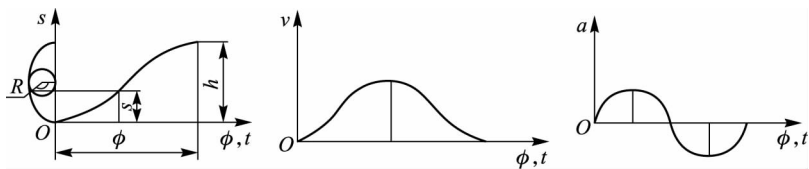


图 4-14 正弦加速度运动规律推程运动线图

上述从动件常用运动规律的运动特性及适用场合见表 4-1。

表 4-1 从动件常用运动规律的运动特性及适用场合

运动规律	运动特性	适用场合
等速运动规律	刚性冲击	低速、轻载
等加速等减速运动规律	柔性冲击	中速、轻载
简谐运动规律	柔性冲击	中速、轻载
正弦加速度运动规律	无冲击	中高速、轻载

### 4.3 凸轮机构的压力角

如前章所述,作用在从动件上的驱动力与该力作用点绝对速度之间所夹的锐角称为压力角。在不计摩擦时,高副构件间的力是沿法线方向作用的,因此对于高副机构,压力角就是接触轮廓法线与从动件速度方向所夹的锐角。

在设计凸轮机构时,除了要求从动件能实现预期运动规律之外,还希望机构有较好的受力情况和较小的尺寸,为此需要讨论压力角对机构的受力情况及尺寸的影响。

#### 4.3.1 压力角与作用力的关系

图 4-15(a)所示为对心直动尖顶从动件凸轮机构。当不计凸轮与从动件之间的摩擦时,凸轮给予从动件的力  $F$  是沿法线方向的,从动件运动方向与力  $F$  方向之间的锐角  $\alpha$  即为压力角。力  $F$  可分解为沿从动件运动方向的有效分力  $F_2$  和使从动件紧压导路的有害分力  $F_1$ ,且  $F_1 = F_2 \tan \alpha$ 。上式表明:当驱动从动件的有效分力  $F_2$  一定时,压力角  $\alpha$  越大,则有害分力  $F_1$  越大,机构的效率越低。当  $\alpha$  增大到一定程度,以致  $F_1$  在导路中所引起的摩擦阻力大于有效分力  $F_2$  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。为了保证凸轮机构正常工作并具有一定的传动效率,必须对压力角加以限制。凸轮轮廓曲线上各点的压力角一般是变化的,在设计时应使最大压力角不超过许用值。通常对于直动从动件凸轮机构,建议取许用压力角  $[\alpha] = 30^\circ$ ;对于摆动从动件凸轮机构,建议取许用压力角  $[\alpha] = 45^\circ$ 。常见的依靠外力使从动件与凸轮维持接触的凸轮机构,其从动件是在弹簧或重力作用下返回的,回程不会出现自锁,因此对于这类凸轮机构,通常只需校核推程压力角。

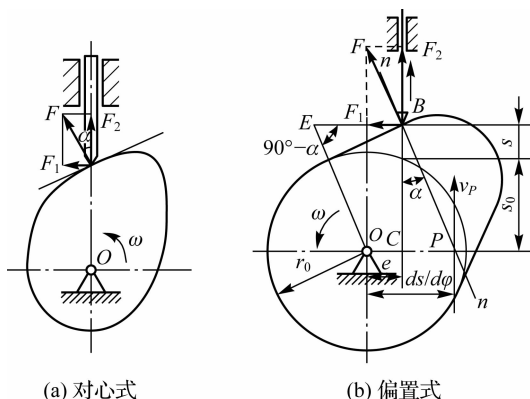


图 4-15 直动尖顶从动件凸轮机构

#### 4.3.2 压力角与凸轮机构尺寸的关系

由图 4-15(b)可以看出,在其他条件都不变的情况下,若把基圆增大,则凸轮的尺寸也将随之增大。因此,欲使机构紧凑就应当采用较小的基圆半径。但是,基圆半径的减小会引起压力角增大,这可以从下面的压力角计算公式得到证明。

图 4-15(b)所示为偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构推程的一个任意位置。过凸轮与从动件的接触点  $B$  作法线  $nm$ ,它与过凸轮轴心  $O$  且垂直于从动件导路的直线相交于点



$P$ , 点  $P$  就是凸轮和从动件的相对速度瞬心。凸轮机构的压力角  $\alpha$  与基圆半径  $r_0$  和偏心距  $e$  的关系为

$$\tan \alpha = \frac{|OP \pm e|}{s + \sqrt{r_0^2 - e^2}} = \frac{\left| \frac{ds}{d\varphi} \pm e \right|}{s + \sqrt{r_0^2 - e^2}} \quad (4-1)$$

式中,  $s$  为对应凸轮转角  $\varphi$  的从动件位移。

由式(4-1)说明, 在其他条件不变的情况下, 基圆半径  $r_0$  越小, 压力角  $\alpha$  越大。基圆半径过小, 压力角就会超过许用值。因此, 实际设计中应在保证凸轮轮廓的最大压力角不超过许用值的前提下, 选取尽可能小的基圆半径, 以缩小凸轮的尺寸。

在式(4-1)中,  $e$  为从动件导路偏离凸轮回转中心的距离, 称为偏心距。当导路和相对速度瞬心  $P$  在凸轮轴心  $O$  的同侧时, 式中取“ $-$ ”号, 可使推程压力角减小; 相反, 当导路和相对速度瞬心  $P$  在凸轮轴心  $O$  的异侧时, 式中取“ $+$ ”号, 推程压力角将增大。因此, 为了减小推程压力角, 应将从动件导路向推程相对速度瞬心的同侧偏置。但需注意, 用导路偏置法虽可使推程压力角减小, 但同时使回程压力角增大, 所以偏心距  $e$  不宜过大。

从机构结构考虑:  $\alpha$  越大,  $r_0$  越小, 机构紧凑;  $\alpha$  越小,  $r_0$  越大, 机构传力性能越好, 但不紧凑。

## 4.4 凸轮轮廓曲线设计

根据工作要求合理地选择从动件的运动规律之后, 可以按照结构所允许的空间和具体要求初步确定凸轮的基圆半径  $r_0$ , 然后绘制凸轮的轮廓。

### 4.4.1 凸轮轮廓线设计的基本原理

反转法原理的基本思想: 由于凸轮机构工作时, 凸轮是运动的, 用图解法绘制凸轮时需要凸轮与纸面相对静止, 为此将应用反转法来绘制凸轮轮廓, 如图 4-16 所示。所谓反转法, 是指假想给整个机构加上一个绕凸轮转动中心  $O$  且与凸轮角速度等值而反向的公共角速度“ $-\omega$ ”, 根据相对运动原理, 此时凸轮与从动件间的相对运动保持不变, 但凸轮相对静止, 而推杆一方面随机架和导轨一起以“ $-\omega$ ”绕凸轮轴心转动, 另一方面又沿导轨做预期的往复直线移动。因为尖顶始终与凸轮轮廓曲线相接触, 所以反转后推杆尖顶的运动轨迹即为凸轮轮廓曲线。

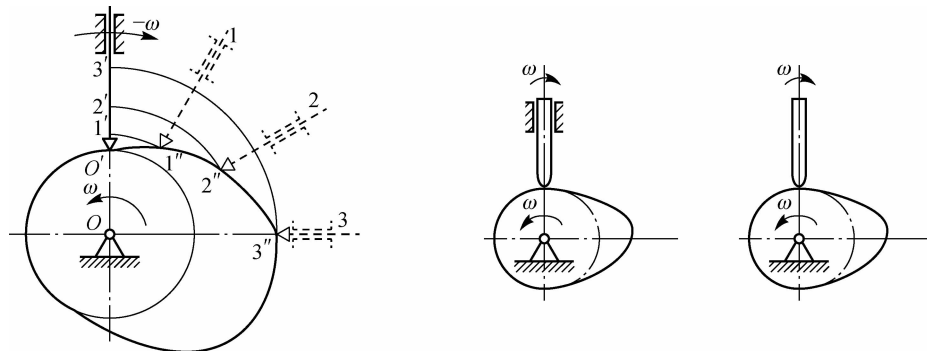


图 4-16 反转法原理

### 4.4.2 直动从动件盘形凸轮轮廓的绘制

#### 1. 对心直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

已知从动件位移曲线图[图 4-17(b)]、凸轮的基圆半径  $r_0$  及凸轮以等角速度  $\omega$  顺时针方向回转,要求绘出此凸轮的轮廓。

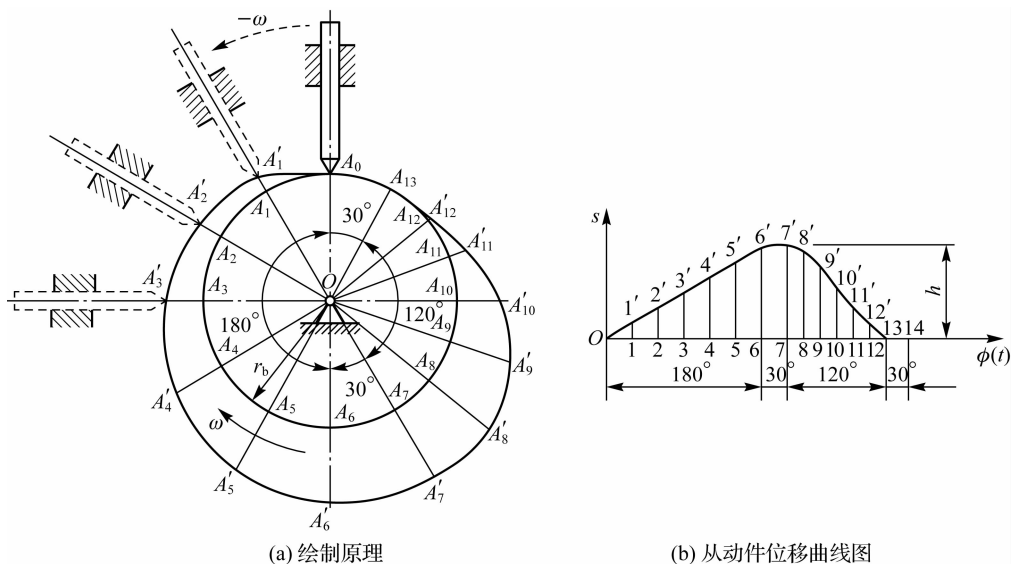


图 4-17 对心直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

绘制步骤如下:

(1) 选取与位移曲线纵坐标相同的比例尺,作凸轮的基圆,并把基圆与从动件导路的交点  $A_0$  作为从动件尖顶的起始位置。

(2) 将位移图线的推程运动角和回程运动角分为若干等份,得从动件在各等分点的位移值  $11', 22', \dots, 1212'$ ,如图 4-17(b)所示。

(3) 如图 4-17(a)所示,在基圆上从  $A_0$  开始,沿  $-\omega$  方向量取推程运动角 ( $180^\circ$ )、远休止角 ( $30^\circ$ )、回程运动角 ( $120^\circ$ ) 和近休止角 ( $30^\circ$ ),并将推程运动角和回程运动角等分为与位移曲线图相对应的若干等份,得点  $A_1, A_2, \dots, A_{12}, A_{13}$ ,过基圆圆心  $O$  和基圆上的上述等分点作射线  $OA_1, OA_2, \dots, OA_{12}, OA_{13}$ ,这些射线即为反转后从动件导路所占据的各个位置。

(4) 在各射线  $OA_1, OA_2, \dots, OA_{12}$  上从基圆开始向外分别量取位移量  $A_1 A'_1 = 11', A_2 A'_2 = 22', \dots, A_{12} A'_{12} = 1212'$ ,得反转后尖顶所占据的一系列位置  $A'_1, A'_2, \dots, A'_{12}$ 。

(5) 将  $A'_1, A'_2, \dots, A'_6$  连成光滑曲线,便得到推程所要求的凸轮轮廓曲线;在  $A'_6$  和  $A'_7$  之间以  $O$  为圆心,以  $OA'_6$  为半径画圆弧,便得到远休止所要求的凸轮轮廓曲线;将  $A'_7, A'_8, \dots, A'_{13}$  连成光滑曲线,便得到回程所要求的凸轮轮廓曲线;在  $A'_{13}$  与  $A_0$  之间以  $O$  为圆心,以  $OA'_{13}$  为半径画圆弧,便得到近休止所要求的凸轮轮廓曲线。

#### 2. 对心直动滚子从动件盘形凸轮轮廓的绘制

如图 4-18 所示,对心直动滚子从动件盘形凸轮轮廓设计方法为:把滚子中心看作尖顶从动件的尖顶,按上述方法求出一条理论轮廓线,再以理论轮廓线上的各点为圆心,以滚子半径为半径,作一系列圆,并作这一系列圆的包络线(图中为内包络线),就得到滚子从动件凸轮的

实际轮廓线。

必须指出,由上述可知,凸轮的实际轮廓是由一系列滚子圆的包络线形成的,对于由内包络线形成的凸轮轮廓,滚子半径的大小对凸轮实际轮廓有很大影响。如图 4-18 所示,对于外凸的凸轮轮廓曲线,设理论轮廓的最小曲率半径用  $\rho_{\min}$  表示,滚子半径用  $r_T$  表示,则相应位置实际轮廓曲率半径  $\rho' = \rho_{\min} - r_T$ 。

当  $\rho_{\min} > r_T$  时[图 4-19(a)],  $\rho' > 0$ , 实际轮廓曲线为一光滑曲线。

当  $\rho_{\min} = r_T$  时[图 4-19(b)],  $\rho' = 0$ , 在凸轮实际轮廓上产生了一尖点, 极易磨损, 磨损后将改变从动件的原有运动规律。

当  $\rho_{\min} < r_T$  时[图 4-19(c)],  $\rho' < 0$ , 实际轮廓曲线将相交, 交点以上的轮廓曲线在加工时将被切去, 使该部分运动规律无法实现, 这种现象称为运动失真。

为了使凸轮轮廓在任何位置都既不变尖, 又不发生运动失真, 滚子半径必须小于理论轮廓外凸部分的最小曲率半径, 一般推荐  $r_T = 0.8\rho_{\min}$ 。若最小曲率半径过小, 按上述条件确定的滚子半径太小而不能满足安装和强度要求, 应当把凸轮基圆半径增大, 重新设计凸轮轮廓。

对于由外包络线形成的凸轮轮廓, 滚子半径的大小对形成光滑的实际轮廓没有影响。

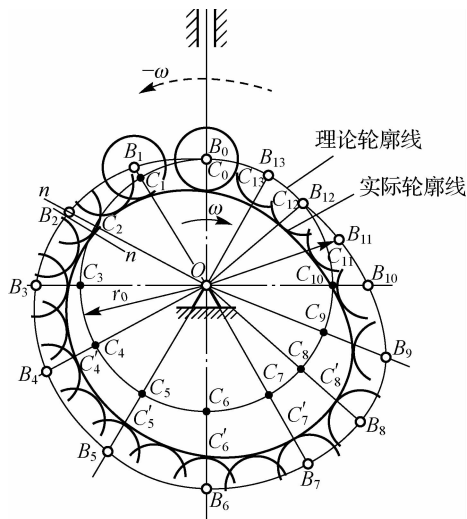


图 4-18 对心直动滚子从动件盘形凸轮轮廓的绘制

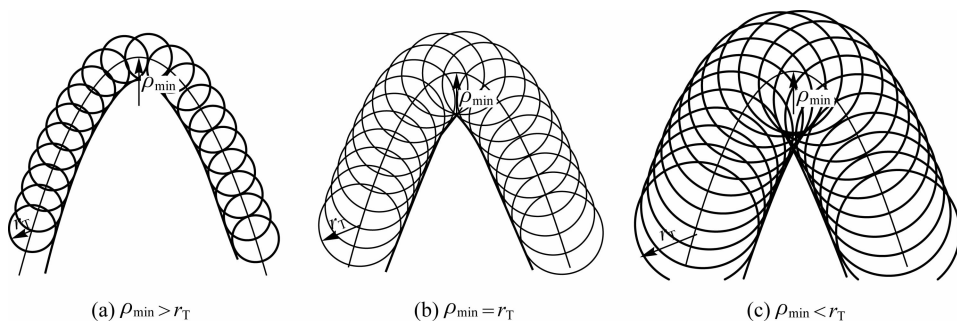


图 4-19 滚子半径的选择

### 3. 对心直动平底从动件盘形凸轮轮廓的绘制

当从动件的端部是平底时, 凸轮实际轮廓曲线的求法与上述相仿。如图 4-20 所示, 首

先取平底与导路的交点  $B_0$  作为对心直动从动件的尖顶,按照尖顶从动件凸轮轮廓的绘制方法求出尖顶反转后的一系列位置  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$ 、 $\dots$ ;其次,过这些点画出一系列平底;作这些平底的包络线,便得到凸轮的实际轮廓曲线。由于平底与实际轮廓曲线相切的点是变化的,为了保证在所有位置平底都能与轮廓曲线相切,平底左、右两侧的宽度必须分别大于导路至左、右最远切点的距离  $m$  和  $n$ 。此外还必须指出,基圆太小会使平底从动件运动失真。

#### 4. 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

已知从动件位移线图[图 4-21(a)]、偏心距  $e$ 、凸轮的基圆半径  $r_0$  及凸轮以等角速度逆时针方向回转,要求绘出此凸轮的轮廓。

分析:偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构反转后,从动件的导路中心线始终与以  $O$  点为圆心,以  $e$  为半径的偏距圆相切,如图 4-21(b)所示。

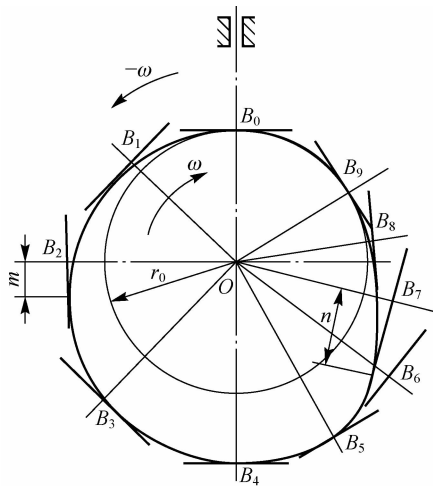


图 4-20 对心直动平底从动件盘形凸轮轮廓的绘制

(1)如图 4-21 所示,选取与位移曲线纵坐标相同的比例尺,以  $O$  点为圆心,分别以  $e$ 、 $r_0$  为半径作同心的偏距圆和基圆,过偏距圆上  $k$  点作偏距圆的切线,即为从动件的导路方向,该切线与基圆的交点  $A_0$  为从动件尖顶的初始位置。

(2)将位移图线的推程运动角和回程运动角分为若干等份(图中,推程运动角为四等份,回程运动角为三等份),求得从动件在各等分点的位移值  $11'$ 、 $22'$ 、 $\dots$ 、 $99'$ ,如图 4-21(a)所示。

(3)从偏距圆上  $A_0$  开始,沿  $-\omega$  方向量取推程运动角、远休止角、回程运动角和近休止角,并将推程运动角和回程运动角等分为与位移曲线图相对应的等份数,得点  $1$ 、 $2$ 、 $\dots$ 、 $9$ ,过点  $1$ 、 $2$ 、 $\dots$ 、 $9$  作偏距圆的切线  $1A_1'$ 、 $2A_2'$ 、 $\dots$ 、 $9A_9'$ ,与基圆分别交于  $A_1'$ 、 $A_2'$ 、 $\dots$ 、 $A_9'$  点,这些切线即为反转后从动件导路所占据的各个位置,如图 4-21(b)所示。

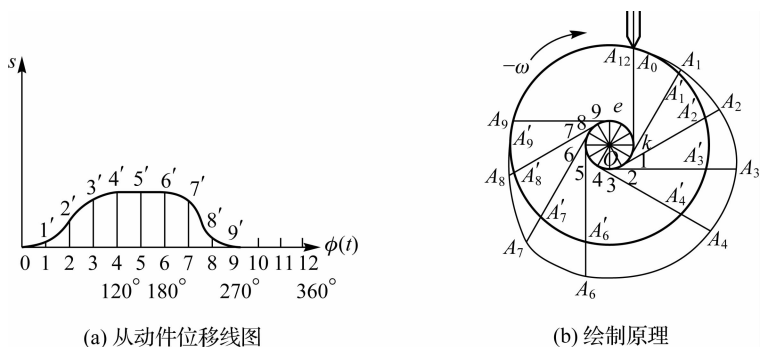


图 4-21 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓的绘制

(4)在切线  $1A_1'$ 、 $2A_2'$ 、 $\dots$ 、 $9A_9'$  上,从基圆开始向外量取位移量  $A_1'A_1 = 11'$ 、 $A_2'A_2 = 22'$ 、 $\dots$ 、 $A_9'A_9 = 99'$ ,得反转后尖顶所占据的一系列位置  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $\dots$ 、 $A_9$ 。

(5)将点  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $\dots$ 、 $A_4$  连成平滑曲线,便得到推程所要求的凸轮轮廓曲线;将点  $A_6$ 、 $A_7$ 、 $A_8$ 、 $A_9$  连成平滑曲线,便得到回程所要求的凸轮轮廓曲线。

**注意:**从动件在反转过程中导路所占据的各个位置不再是过凸轮回转中心的径向线,而是始终切于偏距圆的切线,从动件的位移是沿这些切线从基圆上向外量取的。

### 4.4.3 尖顶摆动从动件盘形凸轮轮廓的绘制

已知从动件的角位移线图、凸轮与摆动从动件中心距  $l_{OA}$ 、摆杆长度  $l_{AB}$ 、凸轮基圆半径  $r_0$ , 凸轮以  $\omega$  逆时针转动, 要求绘出此凸轮的轮廓。

用反转法求凸轮轮廓。令整个凸轮机构以角速度  $-\omega$  绕  $O$  点回转, 结果是凸轮不动而摆动从动件一方面随机架以等角速度  $-\omega$  绕  $O$  点回转, 另一方面又绕  $A$  点摆动。因此, 尖顶摆动从动件盘形凸轮轮廓曲线可按以下步骤绘制:

(1) 将  $\psi-\varphi$  线图的推程运动角和回程运动角进行若干等分(图中各为四等分)。

(2) 由  $l_{OA}$  定出点  $O$  与点  $A_0$ , 以点  $O$  为圆心、 $r_0$  为半径作基圆, 再以点  $A_0$  为圆心、 $l_{AB}$  为半径画圆弧交基圆于点  $B_0$ , 该点即为从动件尖顶的起始位置。  $\psi_0$  称为从动件的初位角。

(3) 以点  $O$  为圆心、 $OA_0$  为半径画圆, 并沿  $-\omega$  方向取角  $175^\circ$ 、 $150^\circ$ 、 $35^\circ$ , 分别进行与图 4-22(a) 相应的等分, 得点  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $\dots$ 、 $A_8$ , 这些点即为反转后从动件回转轴心的一系列位置。

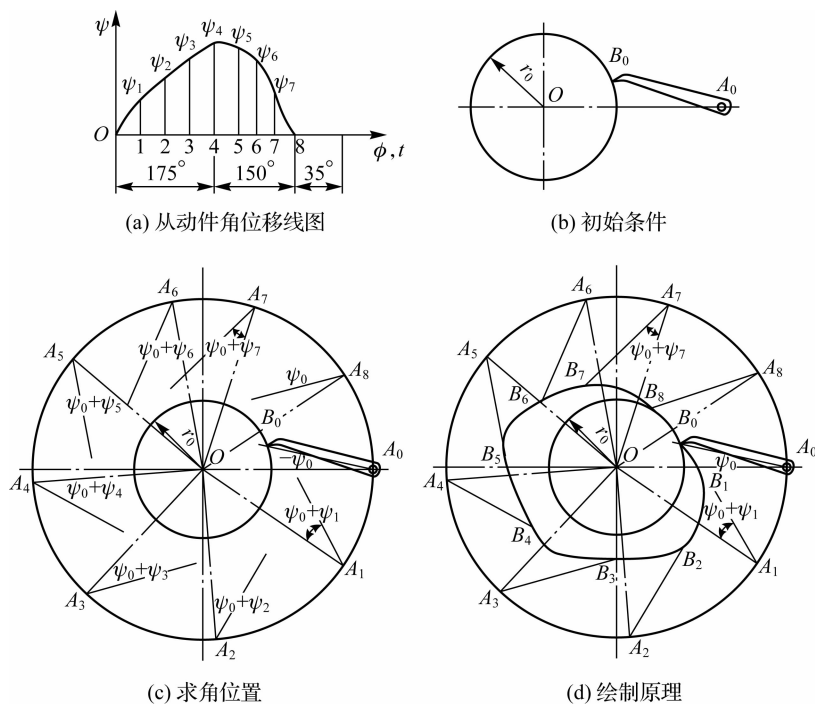


图 4-22 尖顶摆动从动件盘形凸轮轮廓的绘制

(4) 由图 4-22(a) 求出从动件摆角  $\psi$  在不同位置的数值。据此画出摆动从动件相对于机架的一系列位置  $A_1B_1$ 、 $A_2B_2$ 、 $A_3B_3$ 、 $\dots$ , 即  $\angle OA_1B_1 = \psi_1 + \psi_0$ 、 $\dots$ 、 $\angle OA_7B_7 = \psi_7 + \psi_0$ 、 $\angle OA_8B_8 = \psi_0$ 。

(5) 以点  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $\dots$  为圆心,  $l_{AB}$  为半径画圆弧截  $A_1B_1$  于点  $B_1$ , 截  $A_2B_2$  于点  $B_2$ ,  $\dots$ , 最后将点  $B_0$ 、 $B_1$ 、 $B_2$ 、 $\dots$  连成光滑曲线, 即得尖顶摆动从动件盘形凸轮的轮廓。

## 习 题

### 一、选择题

- 与连杆机构相比,凸轮机构最大的缺点是( )。
  - 惯性力难以平衡
  - 点、线接触,易磨损
  - 设计较为复杂
  - 不能实现间歇运动
- 与其他机构相比,凸轮机构最大的优点是( )。
  - 可实现各种预期的运动规律
  - 便于润滑
  - 制造方便,易获得较高的精度
  - 从动件的行程可较大
- ( )盘形凸轮机构的压力角恒等于常数。
  - 摆动尖顶推杆
  - 直动滚子推杆
  - 摆动平底推杆
  - 摆动滚子推杆
- 对于直动推杆盘形凸轮机构来讲,在其他条件相同的情况下,偏置直动推杆与对心直动推杆相比,两者在推程段最大压力角的关系为( )。
  - 偏置比对心大
  - 对心比偏置大
  - 一样大
  - 不一定
- 在下述几种运动规律中,( )既不会产生柔性冲击又不会产生刚性冲击,可用于高速场合。
  - 等速运动
  - 正弦加速度运动
  - 等加速等减速运动
  - 简谐运动
- 对心直动尖顶推杆盘形凸轮机构的推程压力角超过许用值时,可采用( )措施来解决。
  - 增大基圆半径
  - 改用滚子推杆
  - 改变凸轮转向
  - 改为偏置直动尖顶推杆
- ( )从动件的行程不能太大。
  - 盘形凸轮机构
  - 移动凸轮机构
  - 圆柱凸轮机构
  - 摆动凸轮机构
- ( )对于较复杂的凸轮轮廓曲线也能准确地获得所需要的运动规律。
  - 尖顶从动件
  - 滚子从动件
  - 平底从动件
  - 都可以
- ( )可使从动件得到较大的行程。
  - 盘形凸轮机构
  - 移动凸轮机构
  - 圆柱凸轮机构
  - 都不可以
- ( )的摩擦阻力较小,传力能力大。
  - 尖顶从动件
  - 滚子从动件
  - 平底从动件
  - 都可以
- 计算凸轮机构从动件行程的基础是( )。
  - 基圆
  - 转角
  - 轮廓曲线
  - 推程
- 凸轮压力角的大小与基圆半径的关系是( )。
  - 基圆半径越小,压力角越小
  - 基圆半径越大,压力角越小
  - 基圆大小对压力角无影响
  - 均有可能
- 压力角增大时,对( )。
  - 凸轮机构的工作不利
  - 凸轮机构的工作有利

- C. 凸轮机构的工作无影响                      D. 均有可能
14. 使用( )的凸轮机构,凸轮的理论轮廓曲线与实际轮廓曲线是不相等的。  
A. 尖顶从动件                                      B. 滚子从动件  
C. 平底从动件                                      D. 不确定
15. 压力角是指凸轮轮廓曲线上某点的( )。  
A. 切线与从动件速度方向间的夹角  
B. 速度方向与从动件速度方向间的夹角  
C. 法线与从动件速度方向间的夹角  
D. 径向与从动件速度方向间的夹角
16. 为保证滚子从动件凸轮机构从动件的运动规律不失真,滚子半径应( )。  
A. 小于凸轮理论轮廓曲线外凸部分的最小曲率半径  
B. 小于凸轮实际轮廓曲线外凸部分的最小曲率半径  
C. 大于凸轮理论轮廓曲线外凸部分的最小曲率半径  
D. 大于凸轮实际轮廓曲线外凸部分的最小曲率半径
17. 在凸轮机构中,主动件通常做( )。  
A. 等速转动或移动    B. 变速转动              C. 变速移动              D. 往复摆动
18. 在要求( )的凸轮机构中,宜使用滚子从动件。  
A. 传力较大                                      B. 传动准确  
C. 转速较高                                      D. 从动件运动规律复杂
19. 若要盘形凸轮机构的从动件在某段时间内停止不动,对应的凸轮轮廓应是( )。  
A. 一段直线              B. 一段抛物线              C. 一段圆弧              D. 一段双曲线
20. 凸轮机构若发生自锁,则其原因是( )。  
A. 驱动力矩不够    B. 压力角过大              C. 压力角过小              D. 传动角过大

## 二、填空题

1. 在凸轮机构几种常用的推杆运动规律中,( )只宜用于低速,( )和匀加速匀减速运动规律不宜用于高速,而( )可在高速下应用。
2. 滚子推杆盘形凸轮的基圆半径是从( )到( )的最短距离。
3. 在平底垂直于导路的直动推杆盘形凸轮机构中,其压力角等于( )。
4. 凸轮机构主要由( )、( )和机架三个基本构件所组成。
5. 凸轮机构从动件的形式有( )从动件、( )从动件和( )从动件。
6. 如果把从动件的( )量与凸轮的( )之间的关系用曲线表示,那么此曲线就称为从动件的位移曲线。
7. 凸轮在工作中作用到从动件上的力可以分解成:与从动件运动速度方向( )的分力,它是推动从动件运动的( )分力;与从动件运动速度方向( )的分力,它会使从动件与支架间的正压力增大,是( )分力。
8. 凸轮的基圆半径越小,则凸轮的压力角( ),有效推力就( ),有害分力( )。

## 三、判断题

1. 一个凸轮只有一种预定的运动规律。 ( )

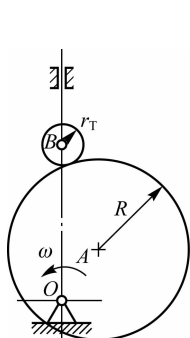
2. 凸轮在机构中经常是主动件。 ( )
3. 盘形凸轮的轮廓曲线形状取决于凸轮半径的变化。 ( )
4. 盘形凸轮机构从动件的运动规律主要取决于凸轮半径的变化规律。 ( )
5. 计算从动件行程量的基础是基圆。 ( )
6. 凸轮曲线轮廓的半径差与从动件移动的距离是对应相等的。 ( )
7. 能使从动件按照工作要求实现复杂运动的机构都是凸轮机构。 ( )
8. 凸轮轮廓曲线是根据实际要求而拟定的。 ( )
9. 盘形凸轮的行程是与基圆半径成正比的,基圆半径越大,行程也越大。 ( )
10. 当基圆半径一定时,盘形凸轮的压力角与行程的大小成正比。 ( )
11. 适合尖顶从动件工作的轮廓曲线,也必然适合滚子从动件工作。 ( )
12. 凸轮轮廓曲线上各点的压力角是不变的。 ( )
13. 选择滚子从动件滚子的半径时,必须使滚子半径小于凸轮实际轮廓曲线外凸部分的最小曲率半径。 ( )
14. 压力角的大小影响从动件的正常工作和凸轮机构的传动效率。 ( )
15. 从动件单一的运动规律可以由不同的运动速度规律来完成。 ( )
16. 适用于尖顶从动件工作的凸轮轮廓曲线,也适用于平底从动件工作。 ( )
17. 滚子从动件凸轮机构,凸轮的实际轮廓曲线和理论轮廓曲线是一条。 ( )
18. 从动件的位移线图是凸轮轮廓设计的依据。 ( )
19. 对凸轮机构而言,减小压力角就要增大基圆半径,因此改善机构受力和减小凸轮尺寸是相互矛盾的。 ( )
20. 为了避免出现尖点和运动失真现象,必须对所设计的凸轮的理论轮廓曲线的最小曲率半径进行校验。 ( )

#### 四、综合题

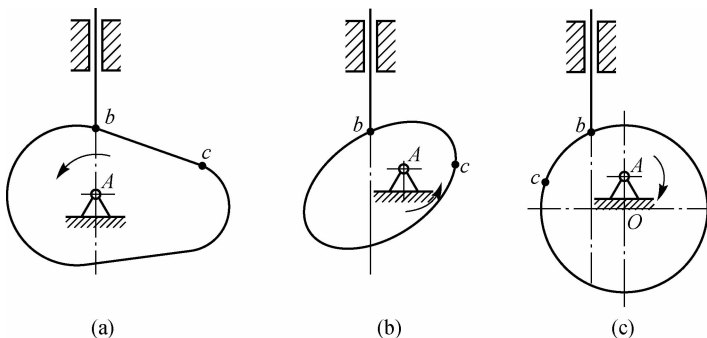
1. 如题图 4-1 所示,已知凸轮的实际轮廓线为一圆, $R=40\text{ mm}$ ,凸轮逆时针转动, $l_{OA}=25\text{ mm}$ ,滚子半径  $r_T=8\text{ mm}$ ,试确定:

- (1) 凸轮的理论轮廓线。
- (2) 凸轮的  $r_0$  和从动件的行程  $h$ 。

2. 分别画出题图 4-2 所示的各凸轮机构中  $b$ 、 $c$  点的压力角。



题图 4-1



题图 4-2



## 第 5 章

# 齿轮机构

### 【学习要求】

掌握圆柱直、斜齿轮及圆锥齿轮的形成,切齿原理及其相关尺寸的计算,正确啮合与连续传动的条件等;掌握齿面接触和齿根弯曲两个强度公式的理论依据;掌握载荷系数的物理意义,熟悉传动参数的选择;掌握强度公式的应用。

## 5.1 齿轮机构的特点和类型

### 5.1.1 齿轮机构的特点

齿轮机构是应用最广的传动机构之一,常用来传递任意两轴间的运动和动力。其主要优点如下:

- (1)使用的功率和圆周速度范围广,功率可达  $10^5$  kW,圆周速度可达 300 m/s。
- (2)传递动力大,效率较高。在常用的机械传动中,齿轮传动效率最高,可达到 99%,特别适用于大功率的传动。
- (3)工作可靠且寿命长,只要使用、保养与维护得当,工作寿命可达一二十年。
- (4)传动比稳定,减少了速度变化所带来的冲击、振动和噪声。
- (5)结构紧凑,可实现空间任意两轴之间的传动。

其缺点如下:

- (1)要求有较高的制造和安装精度,成本较高。
- (2)不适宜用于远距离两轴之间的传动。

### 5.1.2 齿轮机构的类型

按照两轴的相对位置和齿向,齿轮机构可分为以下几类:

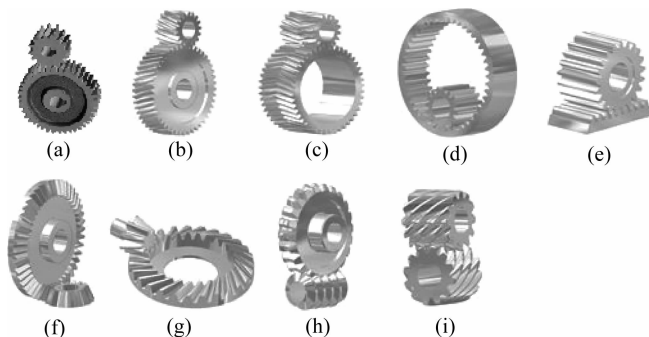
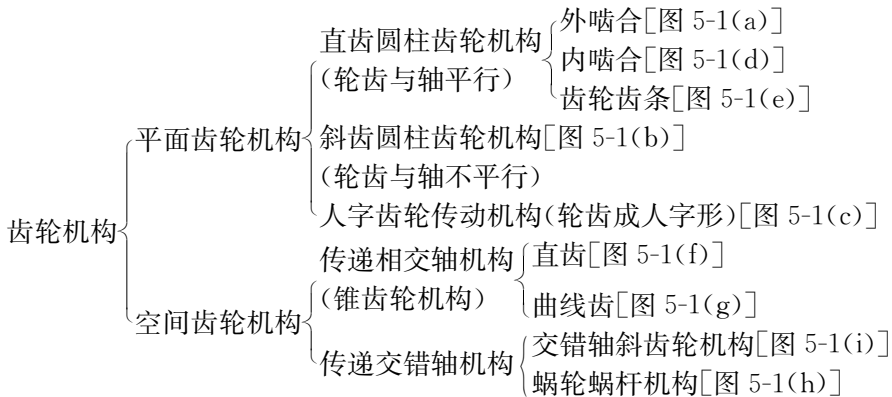


图 5-1 齿轮机构的类型



此外,齿轮机构还可按齿轮传动的工作条件分为闭式传动齿轮机构、开式传动齿轮机构和半开式传动齿轮机构。闭式传动齿轮机构封闭在箱体,润滑和密封良好,常用于重要传动,如汽车、机床、航空发动机等。开式传动齿轮机构没有防尘罩或机壳,齿轮是外露的,灰尘、杂质极易落入,而且润滑不良,齿面容易磨损,只宜用于低速及不重要的场合。半开式传动齿轮机构有防护罩,不封闭的箱体内盛有润滑油,使齿轮部分浸入,润滑条件得到改善,但仍有灰尘、杂质落入,适用于农业、建筑及简单机械设备。

有些齿轮机构还按照齿廓曲线分为渐开线、摆线和圆弧齿轮机构;根据齿面的硬度分为硬齿面(硬度>350 HBW)齿轮机构和软齿面(硬度≤350 HBW)齿轮机构;按照齿轮机构的使用情况分为动力齿轮机构和传动齿轮机构,动力齿轮机构以动力传输为主,一般为高速重载、低速重载传动,传动齿轮机构以运动准确为主,一般为轻载、高精度传动。

## 5.2 齿廓实现定角速比传动的条件

齿轮传动的基本要求之一是瞬时角速度之比必须保持不变,否则当主动轮等角速度回转时,从动轮的角速度为变数,从而产生惯性力。这种惯性力不仅影响齿轮的寿命,而且引起机器的振动和噪声,影响其工作精度。为了阐明一对齿廓实现定角速比传动的条件,有必要先探讨角速比与齿廓间的一般规律。

图 5-2 表示两相互啮合的主动齿廓在 K 点接触。过 K 点作两齿廓的公法线  $nm$ ,它与连心线  $O_1O_2$  的交点 C 称为节点。C 点也是齿轮 1、齿轮 2 的相对速度瞬心,且

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1C} \quad (5-1)$$

上式表明,一对相互啮合传动的齿轮,在任一瞬时的传动比与其连心线  $O_1O_2$  被齿廓接触点处公法线所分成的两段长度成反比。这一规律称为齿廓啮合基本定律。由此规律可知,齿轮的传动比与齿廓曲线的形状有关。

可以推论,欲使两齿轮瞬时角速度恒定不变,必须使 C 点为连心线上的固定点。或者说,欲使齿轮保持定角速比,不论齿廓在任何位置接触,过接触点所作的齿

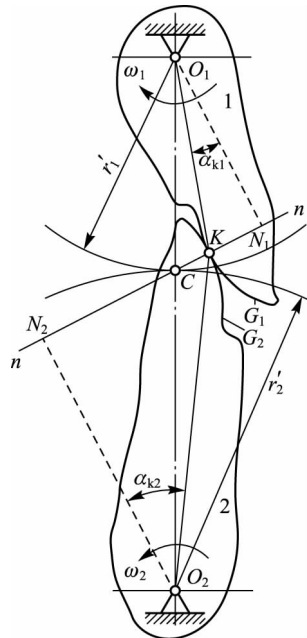


图 5-2 齿廓实现定角速比传动的条件

廓公法线都必须与连心线交于一定点。

传动齿轮的齿廓曲线除要求满足定角速比之外,还必须考虑制造、安装和强度要求。在机械中,常用的齿廓有渐开线齿廓、摆线齿廓和圆弧齿廓,其中以渐开线齿廓应用最广,故本章着重讨论渐开线齿轮。

当节点  $C$  的位置固定时,  $C$  在两齿轮运动平面上的轨迹是两个相切的圆,称为节圆,以  $r_1'$ 、 $r_2'$  表示两个节圆的半径。因为节点的相对速度等于零,所以一对齿轮传动时,它的一对节圆在做纯滚动。又由图 5-2 可知,一对外啮合齿轮的中心距恒等于两节圆半径之和,角速比恒等于两节圆半径的反比。

## 5.3 渐开线齿廓

### 5.3.1 渐开线的形成

如图 5-3 所示,当一直线沿一圆周做纯滚动时,直线上任意点  $K$  的轨迹  $AK$  称为该圆的渐开线,该圆称为渐开线的基圆,基圆半径用  $r_b$  表示,该直线称为渐开线的发生线。

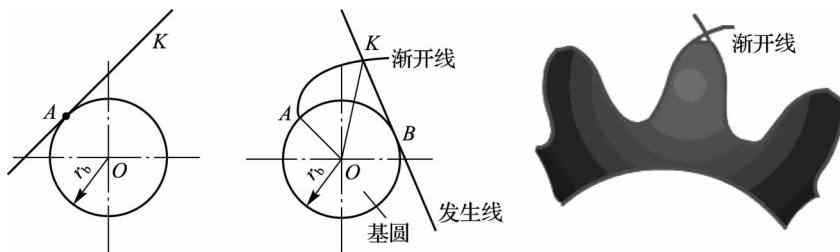


图 5-3 渐开线的形成

由渐开线形成过程可知,渐开线具有下列特性:

(1) 当发生线从  $A$  滚到  $B$  时,因它与基圆之间为纯滚动,没有相对滑动,故在基圆上滚过的长度等于基圆上被滚过的弧长,即  $BK = AK$ 。

(2) 当发生线沿基圆做纯滚动时,  $B$  点是它的速度瞬心,因此直线  $BK$  是渐开线上  $K$  点的法线,且线段  $BK$  为其曲率半径,  $B$  点为其曲率中心。又因发生线始终切于基圆,故渐开线上任一点的法线必与基圆相切。

(3) 渐开线齿廓上某点的法线(压力方向线)与齿廓上该点速度方向线所夹的锐角  $\alpha_k$ ,称为该点的压力角。以  $r_b$  表示基圆半径,由图 5-4 可知

$$\cos \alpha_k = \frac{OB}{OK} = \frac{r_b}{r_k} \quad (5-2)$$

上式表示渐开线齿廓上各点压力角不等,向径  $r_k$  越大( $K$  点离轮心越远),其压力角越大。

(4) 渐开线的形状取决于基圆的大小。大小相等的基圆其渐开线形状相同,大小不等的基圆其渐开线形状不同。如图 5-5 所示,取大小不等的两个基圆,使其渐开线上压力角相等的点在  $K$  点相切。由图可见,渐开线的形状取决于基圆大小,基圆越小,渐开线越弯曲,基圆越大,它的渐开线在  $K$  点的曲率半径越大,越平直。当基圆半径趋于无穷大时,其渐开线将成为垂直于渐开线发生线的斜直线,它就是渐开线齿条的齿廓。

(5) 基圆之内无渐开线。

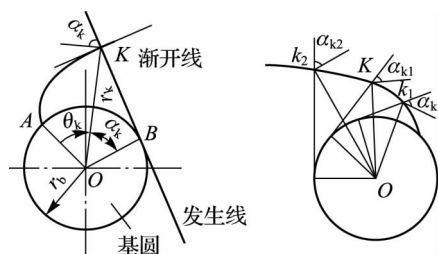


图 5-4 渐开线上不同点的压力角

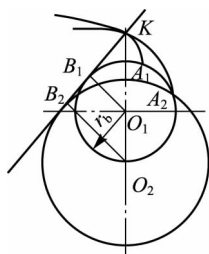


图 5-5 基圆大小对渐开线的影响

### 5.3.2 渐开线齿廓满足定角速比传动的要求

如图 5-6 所示,一对相互啮合的渐开线齿廓在任意点  $K$  接触,过  $K$  点作这对齿廓的公法线  $N_1N_2$ ,  $N_1N_2$  必同时与两齿轮的基圆相切,切点分别为  $N_1$ 、 $N_2$ ,即直线  $N_1N_2$  是两基圆的一条内公切线。又因两齿轮基圆不变,同一方向的内公切线只有一条,它与两齿轮的连心线交于点  $P$ ,在齿廓啮合过程中为一定点。因此,由齿廓啮合基本定律可知,一对用渐开线作为齿廓的齿轮传动,其传动比是常数,即

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_2'}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \text{常数} \quad (5-3)$$

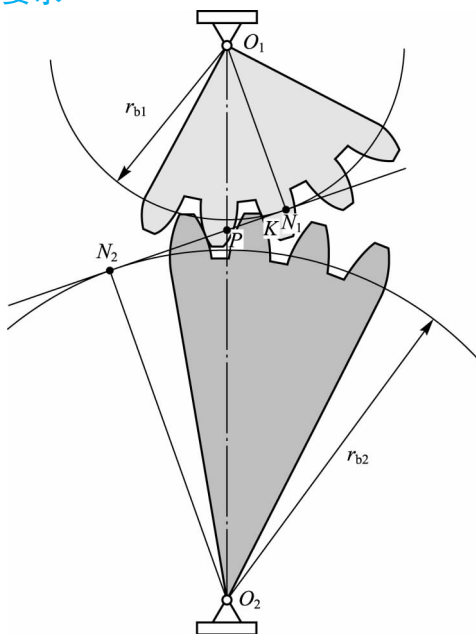


图 5-6 渐开线齿廓的啮合

### 5.3.3 渐开线齿廓传动的特点

#### 1. 渐开线齿廓间的正压力方向不变

一对渐开线齿廓在任意位置啮合时,接触点的公法线都是同一直线  $N_1N_2$ ,也就是说齿轮传动时,齿廓啮合点的轨迹都在这条直线上。因此,直线  $N_1N_2$  又称为啮合线。啮合线与两齿轮节圆的公切线之间的夹角称为啮合角,用  $\alpha$  表示。渐开线齿廓的啮合角在数值上恒等于节圆压力角。在齿轮传动中,齿廓间正压力的方向始终沿啮合线(法线、内公切线)方向,啮合角不变,正压力的方向也不变,这对齿轮传动的平稳性是十分有利的。啮合角不变,齿廓间法向作用力方向不变;若齿轮传递的力矩恒定,则轮齿之间、轴与轴承之间压力的大小和方向均不变,传动平稳(图 5-7)。

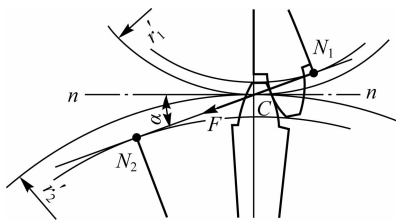


图 5-7 渐开线齿廓间的压力角

#### 2. 渐开线齿轮传动的中心距可分性

在当一对渐开线齿轮制成之后,其基圆半径是不能改变的,由式(5-3)可知,即使两齿轮的中心距稍有改变,其传动比仍保持原值不变,这一特点称为中心距的可分性。这对于渐开线齿轮的制造、安装是十分有

利的,不会由于两轮中心距的微小误差而改变齿轮的传动比。

正是渐开线齿廓的以上特点使得渐开线齿轮在工程中获得广泛应用。

## 5.4 渐开线直齿圆柱齿轮的基本参数及几何尺寸计算

### 5.4.1 齿轮的各部分名称及符号

图 5-8 所示为直齿圆柱齿轮的一部分。齿轮上每个凸起的部分称为轮齿,轮齿的两侧齿廓是完全对称的,以使齿轮能在两个方向转动;相邻两轮齿之间的空间称为齿槽;过所有轮齿顶端所作的圆称为齿顶圆,其直径和半径分别用  $d_a$  和  $r_a$  表示;过所有齿槽底部所作的圆称为齿根圆,其直径和半径分别用  $d_f$  和  $r_f$  表示;在直径  $d_k$  ( $d_f \leq d_k \leq d_a$ ) 的圆周上,轮齿两侧齿廓间的弧长称为该圆上的齿厚,用  $s_k$  表示;齿槽两侧齿廓间的弧长称为该圆上的齿槽宽,用  $e_k$  表示;相邻两轮齿同侧齿廓间的弧长称为该圆上的齿距,用  $p_k$  表示,显然有  $p_k = s_k + e_k$ 。

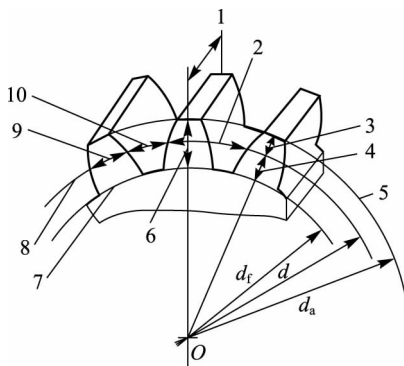


图 5-8 直齿圆柱齿轮的一部分

1—齿宽  $b$ ; 2—齿距  $p$ ; 3—齿顶高  $h_a$ ; 4—齿根高  $h_f$ ; 5—齿顶圆;  
6—全齿高; 7—齿根圆; 8—分度圆; 9—齿厚  $s$ ; 10—齿槽宽  $e$

为便于计算齿轮各部分的尺寸,在齿轮上选择一个圆作为计算基准,此圆就称为齿轮的分度圆,其直径和半径分别用  $d$  和  $r$  表示。分度圆上的齿距、齿厚和齿槽宽分别用  $p$ 、 $s$  和  $e$  表示,且  $p = s + e$ 。在标准齿轮的分度圆上,齿厚  $s$  与齿槽宽  $s$  相等,即  $s = e = p/2$ 。

分度圆把轮齿分为两部分,介于分度圆与齿顶圆之间的部分称为齿顶,其径向高度称为齿顶高,用  $h_a$  表示;介于分度圆与齿根圆之间的部分称为齿根,其径向高度称为齿根高,用  $h_f$  表示;齿顶圆与齿根圆之间的径向高度称为全齿高,用  $h$  表示,显然  $h = h_a + h_f$ 。

### 5.4.2 齿轮的基本参数

齿轮的基本参数决定齿轮各部分尺寸。

#### 1. 齿数 $z$

整个圆周上轮齿的总数即齿数。

#### 2. 模数 $m$

由于齿轮分度圆的周长为  $\pi d = zp$ ,故分度圆的直径为

$$d = \frac{p}{\pi} z \quad (5-4)$$

式中含有无理数  $\pi$ , 给齿轮的设计、制造及检验带来许多不便。为此, 令  $m = p/\pi$ ,  $m$  称为齿轮的模数, 单位为 mm。

模数  $m$  已经标准化, 国家标准《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 模数》(GB/T 1357—2008) 规定了渐开线圆柱齿轮的模数值, 见表 5-1。模数  $m$  是决定齿轮尺寸的一个基本参数, 齿数相同的齿轮, 模数大则齿轮尺寸也相应地大。 $m$  越大, 则  $p$  越大, 轮齿就越大, 轮齿的抗弯能力也越强, 所以模数  $m$  又是轮齿抗弯能力的重要标志。

表 5-1 标准模数系列表 (摘自 GB/T 1357—2008)

单位: mm

第一系列	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
第二系列	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, (6.5), 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

注 1: 本表适用于渐开线圆柱齿轮, 对斜齿轮是指法向模数。

注 2: 优先采用第一系列, 括号内的模数尽可能不用。

### 3. 分度圆压力角

由  $\cos \alpha_k = r_b/r_k$  可知, 齿轮齿廓在不同圆周上的压力角不相同, 通常所说的齿轮压力角是指分度圆上的压力角, 用  $\alpha$  表示。

$$\alpha = \arccos \frac{r_b}{r}$$

且有

$$r_b = r \cos \alpha = \frac{mz}{2} \cos \alpha \quad (5-5)$$

压力角  $\alpha$  的大小对齿形的影响: 由  $\cos \alpha = r_b/r$  可见, 分度圆大小相同的齿廓, 压力角  $\alpha$  不同时, 基圆的大小也不同, 渐开线齿廓的形状也不同。所以, 压力角  $\alpha$  是决定渐开线齿廓形状和齿轮啮合性能的一个基本参数。国标中规定分度圆上的压力角为标准值, 即  $\alpha = 20^\circ$ ; 齿轮上具有标准模数和标准压力角的圆, 即为分度圆。

### 4. 齿顶高系数 $h_a^*$ 和顶隙系数 $c^*$

齿顶高系数用  $h_a^*$  表示, 顶隙系数用  $c^*$  表示。齿顶高系数和顶隙系数也均已标准化, 《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓》(GB/T 1356—2001) 规定, 正常齿制取  $h_a^* = 1, c^* = 0.25$ ; 短齿制取  $h_a^* = 0.8, c^* = 0.3$ 。

以上五个参数, 即齿数  $z$ 、模数  $m$ 、压力角  $\alpha$ 、齿顶高系数  $h_a^*$  和顶隙系数  $c^*$ , 它们决定了标准直齿圆柱齿轮的各部分尺寸及齿廓形状。

## 5.4.3 齿轮的几何尺寸

渐开线标准直齿圆柱齿轮具有标准模数  $m$ 、标准压力角  $\alpha$ 、标准齿顶高系数  $h_a^*$ 、标准顶隙系数  $c^*$ , 且分度圆上齿厚等于齿槽宽, 即

$$s = e = p/2 = \pi m/2 \quad (5-6)$$

按标准规定, 齿顶高和齿根高的计算式分别为

$$h_a = h_a^* m \quad (5-7)$$

$$h_f = h_a^* m + c^* m \quad (5-8)$$

在式(5-8)中,  $c^* m$  称为顶隙, 用  $c$  表示, 它是指一对齿轮啮合时, 一个齿轮的齿顶到另一个齿轮的齿根圆之间的径向距离。顶隙避免了一个齿轮的齿顶与另一齿轮的齿根部位的接

触,并有利于润滑油的储存。

渐开线标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算公式见表 5-2。

表 5-2 渐开线标准直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算公式

名称	符号	计算公式
分度圆直径	$d$	$d=mz$
齿顶高	$h_a$	$h_a=h_a^* m$
齿根高	$h_f$	$h_f=(h_a^* + c^*) m$
全齿高	$h$	$h=h_a + h_f=(2h_a^* + c^*) m$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_a=d+2 h_a=(z+2h_a^*) m$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f=d-2 h_f=(z-2h_a^* - 2c^*) m$
基圆直径	$d_b$	$d_b=d \cos \alpha$
齿距	$p$	$p=\pi m$
齿厚	$s$	$s=\pi m/2$
齿槽宽	$e$	$e=\pi m/2$
顶隙	$c$	$c=c^* m$
标准中心距	$a$	$a=m(z_1+z_2)/2$

## 5.5 渐开线直齿圆柱齿轮的啮合传动

### 5.5.1 正确啮合的条件

虽然单对渐开线齿廓能满足定传动比传动的要求,但并非任意两个渐开线齿轮都可以正确啮合传动,如模数特别大的齿轮与模数特别小的齿轮无法进行正确啮合。齿轮传动时,它的每对齿仅啮合一段时间便要分离,而由后一对齿接替。如图 5-9 所示,当前一对齿在啮合线上  $K$  点啮合时,其后一对齿应在啮合线上的另一点  $K'$  啮合,这样,齿轮传动才能不中断地接替传动。相邻两齿同侧齿廓与啮合线  $N_1N_2$  的交点为  $K_1$  和  $K_2$ ,线段  $K_1K_2$  的长度称为齿轮的法向齿距。为了保证相邻两对齿同时在啮合线上啮合, $KK'$  必须既是轮 1 的法向齿距,又是轮 2 的法向齿距,即两轮的齿距应相等。根据渐开线的性质可得,齿轮的法向齿距与基圆齿距相等,即

$$p_{b1} = p_{b2} \quad (5-9)$$

而

$$p_b = \frac{\pi d_b}{z} = \frac{\pi d \cos \alpha}{z} = \frac{\pi m z \cos \alpha}{z} = \pi m \cos \alpha$$

因此有  $p_{b1} = \pi m_1 \cos \alpha_1$ ,  $p_{b2} = \pi m_2 \cos \alpha_2$ ,代入式(5-9)得

$$\pi m_1 \cos \alpha_1 = \pi m_2 \cos \alpha_2$$

由于  $m$  与  $\alpha$  都已标准化,要使上式成立,必须使

$$m_1 = m_2 = m \quad (5-10)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \quad (5-11)$$

即一对渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件是两轮的模数和压力角必须分别相等。

这样,一对齿轮的传动比可表示为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2'}{d_1'} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5-12)$$

### 5.5.2 标准中心距

一对齿轮啮合传动时,其节圆做纯滚动,一齿轮节圆上的齿槽宽与另一齿轮节圆上的齿厚之差称为齿侧间隙。考虑到轮齿摩擦发热引起的膨胀,并利于在齿廓间形成润滑油膜,必须留有齿侧间隙。但齿侧间隙的存在会使齿轮产生冲击,影响齿轮传动的平稳性。因此,在齿轮传动设计中,按无齿侧间隙的情况进行设计;而轮齿间需要的微小齿侧间隙,则由制造公差来保证。

由于标准齿轮分度圆的齿厚与齿槽宽相等,而正确啮合的一对渐开线齿轮的模数相等,因此  $s_1 = e_1 = s_2 = e_2 = \pi m/2$ 。若安装时使两齿轮的分度圆相切,此时两轮的分度圆分别与各自的节圆重合,则  $s_1' = e_1' = s_2' = e_2' = \pi m/2, e_1' - s_2' = e_2' - s_1' = 0$ ,即齿侧间隙为零,满足了无齿侧间隙的设计要求。如图 5-10 所示,这种齿轮分度圆相切时的安装称为标准安装,其中心距称为标准中心距,以  $a$  表示,且

$$a = r_1' + r_2' = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2 \quad (5-13)$$

两齿轮在标准中心距安装下的顶隙为标准值,即  $c = h_f - h_a = c^* m = 0.25m$ 。

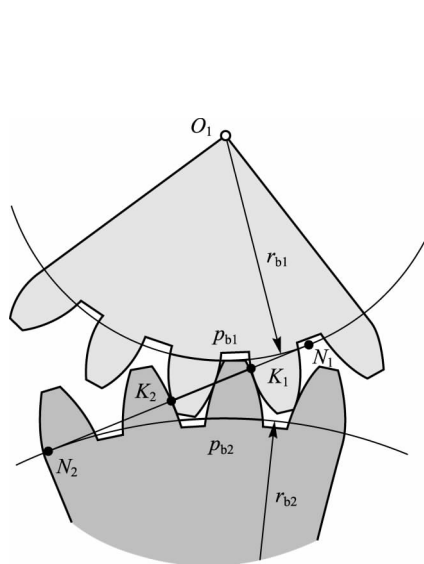


图 5-9 齿轮的正确啮合

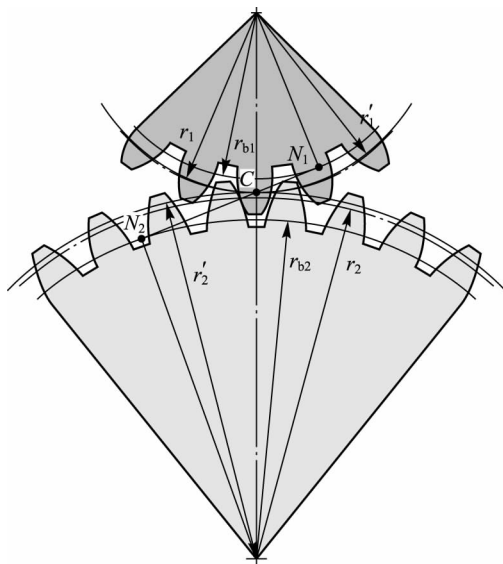


图 5-10 齿轮的标准安装

应当指出,分度圆和压力角是单个齿轮本身所具有的,而节圆和啮合角是两个齿轮相互啮合时才出现的。分度圆与节圆的区别见表 5-3。标准齿轮传动只有在分度圆与节圆重合时,压力角与啮合角才相等;否则,压力角与啮合角就不相等。



表 5-3 分度圆与节圆的区别

项 目	分 度 圆	节 圆
定义	模数和压力角为标准值的一个特定圆,为计算方便所取的基准圆	传动过程中做纯滚动的圆,节点相对齿轮的运动轨迹
性质	一个齿轮有一个分度圆	一对齿轮啮合时才有节圆
大小	$d=mz$ ,固定不变	随中心距变化而变化
位置	标准安装时两分度圆相切,非标准安装时两分度圆相交或分离	两节圆始终相切
压力角	标准值 $\alpha=20^\circ$	随节圆直径变化而变化

### 5.5.3 重合度

设轮 1 为主动轮,轮 2 为从动轮,它们的转动方向如图 5-11 所示。一对轮齿开始啮合时,应是主动轮的齿根部分与从动轮的齿顶接触,开始啮合点是从动轮的齿顶圆与啮合线  $N_1N_2$  的交点  $B_2$ 。随着两轮继续转动,啮合点沿啮合线  $N_1N_2$  向下移动,轮 2 齿廓上的啮合点由齿顶向齿根移动,而轮 1 齿廓上的啮合点则由齿根向齿顶移动。当两轮脱离啮合时,终止啮合点是主动轮的齿顶圆与啮合线  $N_1N_2$  的交点  $B_1$ 。线段  $B_1B_2$  为啮合点的实际轨迹,称为实际啮合线段。若将两轮的齿顶圆加大,则点  $B_2$  和点  $B_1$  将分别趋近于点  $N_1$  和  $N_2$ ,但因基圆以内无渐开线,故线段  $N_1N_2$  为理论上可能达到的最长啮合线段,称为理论啮合线段。

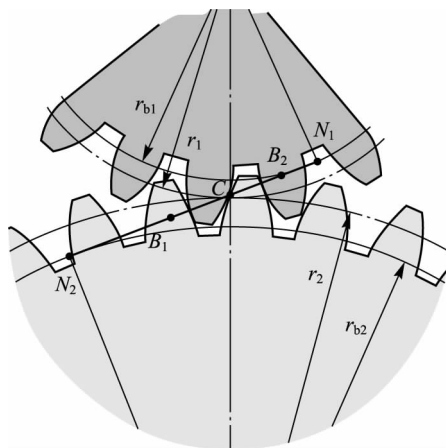


图 5-11 齿轮的重合度

由此可见,一对轮齿啮合传动的区域是有限的。为了保证齿轮传动的连续性,必须在前一对轮齿脱离啮合之前,后一对轮齿就要进入啮合,这样齿轮在啮合线上就有两对同时啮合的相邻轮齿,两啮合点间的法向距离  $B_1K$  也就是法向齿距  $p_n$ 。如果法向齿距  $p_n$  大于实际啮合线段  $B_1B_2$  的长度,那么两点不会同时啮合,连续传动也不能实现。也就是说,为了保证传动的连续性,法向齿距  $p_n$  必须小于或等于实际啮合线段  $B_1B_2$ 。

通常把实际啮合线段  $B_1B_2$  与法向齿距  $p_n$  的比值称为重合度,用  $\epsilon$  表示。因此,齿轮连续传动的条件为

$$\epsilon = \frac{B_1B_2}{p_n} \geq 1 \quad (5-14)$$

重合度  $\epsilon$  值表明同时参与啮合的轮齿对数, $\epsilon$  值越大,说明同时参与啮合的轮齿对数越多,每对轮齿承受的平均载荷就越小,传动越平稳。对于标准齿轮传动,制定标准时已保证其重合度大于 1,故不必验算;但对于非标准齿轮传动,则必须验算其重合度。重合度的详细计算公式可参阅有关机械设计手册。

## 5.6 渐开线齿轮的切齿

### 5.6.1 齿轮的切齿原理

齿轮的加工方法很多,如铸造、模锻、轧制、切削加工等。其中,切削加工是最常用的加工方法。依据切削加工切齿原理的不同,齿轮加工方法可分为成型法和展成法两类。

#### 1. 成型法

成型法是用渐开线齿形的成型刀具直接切出齿形。将刀具刀刃制成同被切齿轮齿槽一样的形状(渐开线齿形),然后在特定尺寸的圆柱体上将齿槽形状的材料切去。常用的刀具有指状铣刀[图 5-12(a)]和盘状铣刀[图 5-12(b)]两种。加工时,铣刀绕本身轴线旋转,同时轮坯沿齿轮轴线方向直线移动。铣出一个齿槽以后,将轮坯转过  $2\pi/z$ ,再铣第二个齿槽。其余依次类推。

这种切齿方法简单,不需要专用机床,但生产率低、精度差,仅适用于单件生产、精度要求不高的齿轮加工及不完全齿轮的加工。

#### 2. 展成法

展成法又称范成法,是利用一对齿轮或齿轮与齿条互相啮合时,其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿。

一对已知齿轮的传动,在给定了两齿轮的渐开线齿廓和主动轮角速度  $\omega_1$  后,通过两齿廓的啮合就可获得从动轮的角速度  $\omega_2$ ,且使  $i_{12} = \omega_1/\omega_2 = \text{定值}$ 。因两齿廓啮合中两节圆做纯滚动,在节圆 1 在节圆 2 上纯滚动的过程中,齿轮 1 的齿廓对于齿轮 2 将占据一系列相对位置,而这一系列相对位置的包络线就是齿轮 2 的齿廓,如图 5-13 所示,也即在两节圆做纯滚动时,两渐开线齿廓可看作互为包络线。如果把其中一个齿轮(或齿条)做成刀具,就可以切出与它共轭的渐开线齿廓。

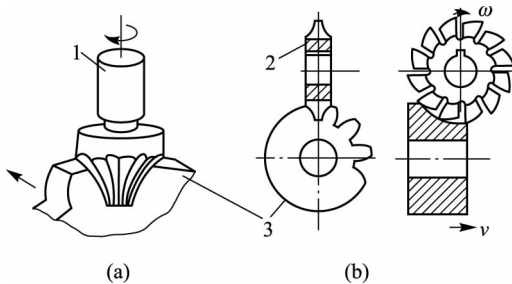


图 5-12 成型法切齿

1—指状铣刀; 2—盘状铣刀; 3—轮坯

用展成法切齿的常用刀具如下:

#### 1) 齿轮插刀

如图 5-14 所示,若将齿轮 1 制成刀具,即在齿轮 1 上磨削出刀刃,称为齿轮插刀,2 为被加工齿轮的轮坯。齿轮插刀顶部比正常齿高出  $c^*m$ ,以便切出顶隙部分。插齿时,插刀沿轮坯轴线方向做往复切削运动,同时强迫插刀与轮坯模仿一对齿轮传动并以一定的角速比转

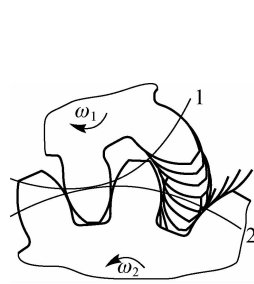


图 5-13 齿廓包络线

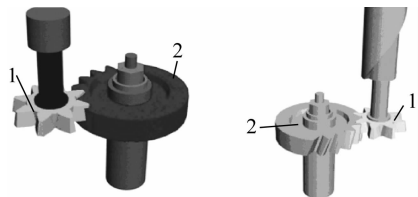


图 5-14 齿轮插刀切齿

1—齿轮插刀; 2—轮坯

动,直至全部齿槽切削完毕。

因为插齿刀的齿廓是渐开线,所以插制出的齿轮齿廓也是渐开线。根据正确啮合条件,被切齿轮的模数和压力角必定与插刀的模数和压力角相等,故用同一把插刀切出的齿轮都能正确啮合。

### 2) 齿条插刀

用齿条插刀插齿是模仿渐开线齿条与齿轮的啮合传动。将齿条磨削出刀刃制成齿条插刀,如图 5-15 所示,用插齿机床保证齿条插刀与轮坯的范成运动,即保证  $v_{刀} = r\omega$ 。 $v_{刀}$  为齿条插刀的移动速度, $r$  为被加工齿轮的分度圆半径, $\omega$  为轮坯的角速度。通过齿条插刀沿轮坯轴线方向的切削运动,就可切出渐开线齿轮。齿条插刀的顶部同样比传动用的齿条高出  $c^*m$ ,以便切出传动时的顶隙部分。齿条的齿廓为一直线,由图 5-15 可见,不论在中线(齿厚与齿槽宽相等的直线)上还是在与中线平行的其他任一直线上,它们都具有相同的齿距  $p(\pi m)$ 、相同的模数  $m$  和相同的压力角  $\alpha(20^\circ)$ 。对于齿条插刀, $\alpha$  也称为齿形角或刀具角。

在切制标准齿轮时,轮坯应径向进给直至刀具中线与轮坯分度圆相切并保持纯滚动。这样切成的齿轮,其分度圆齿厚与分度圆齿槽宽相等,即  $s=e=\pi m/2$ ,且模数和压力角与刀具的模数和压力角分别相等。

### 3) 齿轮滚刀

以上两种刀具都只能间断地切齿切削,生产率较低。目前广泛采用的齿轮滚刀能连续切削,生产率较高。图 5-16 所示为齿轮滚刀切齿的情况。滚刀形状类似于螺旋,它的齿廓在水平工作台面上的投影为一齿条。滚刀转动时,该投影齿条沿中线方向移动,这样便按展成原理切出轮坯的渐开线齿廓。滚刀除旋转外,还沿轮坯轴向逐渐移动,以便切出整个齿宽。滚切直齿轮时,为了使刀齿螺旋线方向与被切齿轮方向一致,安装滚刀时需使其轴线与轮坯端面间的夹角  $\lambda$  等于滚刀的螺旋升角。

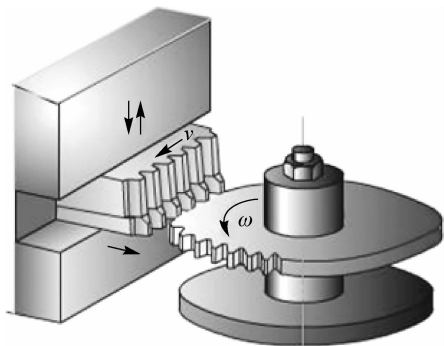


图 5-15 齿条插刀切齿

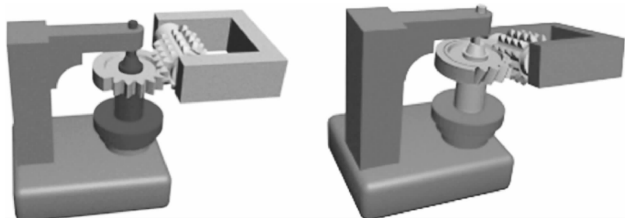


图 5-16 齿轮滚刀切齿

## 5.6.2 渐开线齿廓的根切现象

在模数和传动比已经给定的情况下,小齿轮的齿数  $z_1$  越少,大齿轮齿数  $z_2$  及齿数和  $z_1+z_2$  也越少,齿轮机构的中心距、尺寸和重量也减小。因此,设计时希望把  $z_1$  取得尽可能少。但是对于渐开线标准齿轮,其最少齿数是有限制的。以齿条插刀切削标准齿轮为例,若不考虑齿顶线与刀顶线间非渐开线圆角部分(这部分刀刃主要用于切出顶隙,它不能展成渐

开线),则其相互关系如图 5-17(a)所示。图中  $N_1$  为啮合线的极限点。若刀具齿顶线超过  $N_1$  点(图中虚线齿条所示),则由基圆以内无渐开线的性质可知,超过点  $N_1$  的刀刃不仅不能展成渐开线齿廓,而且会将根部已经加工出的渐开线切去一部分(见图中虚线齿廓),这种现象称为根切。过度根切使得轮齿根部被削弱,轮齿的抗弯能力下降;齿廓实际工作段缩短,重合度减小,影响传动平稳性,所以应当避免。

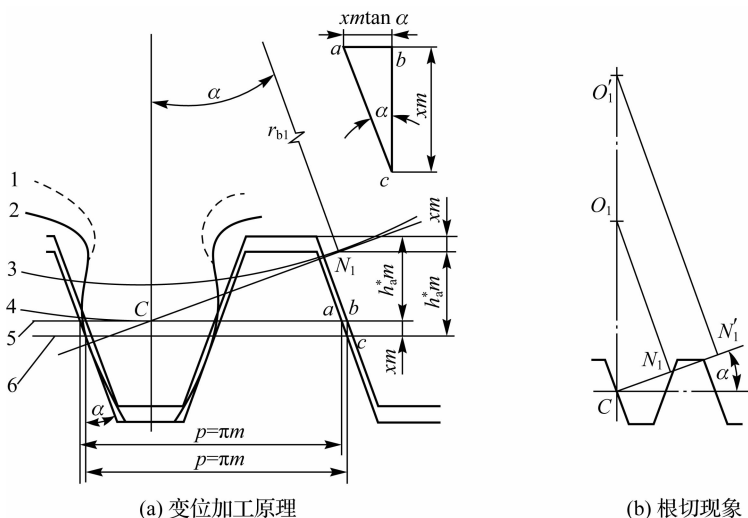


图 5-17 变位加工原理及根切现象

1—原来的齿廓; 2—变位后的齿廓; 3—基圆; 4—轮坯分度圆; 5—刀具原始中线; 6—刀具变位中线

由上述分析可知,为避免根切,刀具的齿顶线与啮合线的交点必须在啮合极限点  $N_1$  以下。为此,可通过增大齿轮直径来使啮合极限点沿啮合线向上移动至刀具齿顶线上方。而在模数一定的情况下,要增大齿轮的直径,必增加齿数。如图 5-17(b)所示,当齿轮的齿数增多时,分度圆半径增大,轮坯中心向上移动,啮合极限点也沿着啮合线向上移动至刀具齿顶线上方,从而避免根切;相反,齿数越少,分度圆半径越小,轮坯中心越低,极限点越往下移,根切越严重。标准齿轮欲避免根切,其齿数必须大于或等于不根切的最少齿数  $z_{\min}$ 。根据计算,对于  $\alpha=20^\circ$  和  $h_a^*=1$  的正常齿制标准渐开线齿轮,当用齿条插刀加工时,其最少齿数  $z_{\min}=17$ ;若允许略有根切,正常齿制标准齿轮的实际最少齿数可取 14。

### 5.6.3 变位齿轮及其齿厚的确定

标准齿轮具有设计简单、互换性好等优点,但也存在下列主要缺点:

- (1)标准齿轮的齿数须不小于  $z_{\min}$ ,否则会产生根切。
- (2)标准齿轮不适于实际中心距  $a'$  不等于标准中心距  $a$  的场合。

当  $a' > a$  时,采用标准齿轮虽能保持定角速比,但会出现过大的齿侧间隙,影响传动的平稳性,且重合度也会减小;当  $a' < a$  时,齿厚大于齿槽宽,致使齿轮无法安装。

(3)一对互相啮合的标准齿轮,小齿轮齿根厚度小于大齿轮齿根厚度,抗弯强度明显低于大齿轮,且参与啮合的次数又较多,故更容易损坏。

为了改善标准齿轮上述的缺点,适应各种实际工况的需要,齿轮加工经过改进,出现了变位齿轮。如图 5-17(a)所示,虚线表示用齿条插刀或滚刀切制齿数小于最少齿数的标准齿

轮时发生根切的情形。这时刀具原始中线与齿轮的分度圆相切,刀具的齿顶线超过了啮合极限点  $N_1$ 。如果将刀具从轮坯中心向外移出一段距离  $xm$ ,使其齿顶线正好通过极限点  $N_1$ ,如图 5-17(a)中实线所示,则切出的齿轮不再有根切现象。这种用改变刀具与轮坯相对位置切制出的齿轮称为变位齿轮。

以切制标准齿轮时的位置为基准,刀具移动的距离  $xm$  称为变位量, $x$  称为变位系数;并且规定刀具远离轮坯中心时  $x$  为正值,称为正变位;刀具趋近轮坯中心时  $x$  为负值,称为负变位。

刀具变位后与齿轮分度圆相切并做纯滚动的已经不是刀具的中线,而是刀具的节线。因齿条插刀上任一条与中线平行的直线的齿距  $p$ 、模数  $m$  和刀具角  $\alpha$  均相等,故变位齿轮的齿距、模数、压力角和标准齿轮一样,都等于刀具的齿距、模数、压力角。再由  $d=mz$  和  $d_b = d\cos\alpha$  可以推知,用同一把刀具加工相同齿数的标准齿轮和变位齿轮时,它们的分度圆直径和基圆直径相同。渐开线形状取决于基圆大小,所以基本参数相同的标准齿轮和变位齿轮的齿廓曲线相同。若用同一把齿条插刀切出齿数相同的标准齿轮、正变位齿轮及负变位齿轮的轮齿,则它们的齿廓是相同基圆上的渐开线(齿形一样),只是取渐开线的不同部位作为齿廓,如图 5-18 所示。

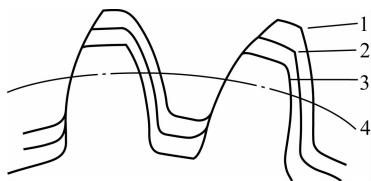


图 5-18 标准齿轮和变位齿轮的渐开线

1—正变位齿轮; 2—标准齿轮; 3—负变位齿轮; 4—分度圆

刀具变位后,因其节线上的齿槽宽和齿厚不等,故与节线做纯滚动的被切齿轮,其分度圆上的齿厚和齿槽宽也不等。图 5-17(a)所示为刀具做正变位,刀具节线上的齿厚比中线上的齿厚减小了  $2ab$ ,故齿轮分度圆上的齿槽宽也减小了  $2ab$ ;与此相应,齿轮分度圆上的齿厚则增大了  $2ab$ 。由图 5-17(a)可知

$$ab = xm \tan \alpha \quad (5-15)$$

因此,变位齿轮分度圆上的齿厚和齿槽宽分别为

$$s = \frac{\pi m}{2} + 2xm \tan \alpha \quad (5-16)$$

$$e = \frac{\pi m}{2} - 2xm \tan \alpha \quad (5-17)$$

式(5-15)、式(5-16)、式(5-17)对正变位和负变位都适用。负变位时, $x$  值以负值代入即可。

由此看出,变位齿轮可以用来切制出齿数少于  $z_{\min}$  而不根切的齿轮,还能增大齿厚,提高轮齿的抗弯强度及实现非标准中心距传动的要求;而且加工时所使用的刀具和机床同切制标准齿轮完全一样,无须专门制作,因而变位齿轮传动在各种机械中被广泛采用。

#### 5.6.4 变位齿轮传动的类型

变位齿轮传动可分为等移距变位齿轮传动和不等移距变位齿轮传动两类。

### 1. 等移距变位(高度变位)齿轮传动

等移距变位齿轮传动中,变位齿轮的变位系数之和为零,但是小齿轮为正变位,大齿轮为负变位,即  $x_1 > 0, x_2 < 0$ , 且  $x_1 = -x_2$ 。因小齿轮取正变位,故可减少小齿轮的齿数和增大小齿轮根部的齿厚,从而提高传动质量。为了使两轮都不产生根切,两轮齿数之和必须大于或等于最小齿数的两倍,即  $z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$ 。

由式(5-16)和式(5-17)可知,在这种传动中,小齿轮分度圆齿厚的增量正好等于大齿轮齿槽宽的增量,故两轮分度圆相切(分度圆与节圆重合),仍可实现无侧隙啮合。因此,等移距变位齿轮传动的中心距仍为标准中心距  $a$ ,其啮合角也与标准齿轮传动相同,  $\alpha' = \alpha = 20^\circ$ 。但刀具变位后,被切齿轮的齿顶高和齿根高已不同于标准齿轮,所以等移距变位又称为高度变位。

正常齿等移距变位齿轮传动的几何尺寸计算见表 5-4。

表 5-4 正常齿等移距变位齿轮传动的几何尺寸计算

序号	名称	符号	计算公式及参数选择
1	齿数	$z_1, z_2$	$z_1 + z_2 \geq 34$
2	变位系数	$x_1, x_2$	$x_1 = -x_2 \neq 0, x_1 \geq \frac{17-z_1}{17}, x_2 \geq \frac{17-z_2}{17}$
3	中心距	$a'$	$a' = a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$
4	啮合角	$\alpha'$	$\alpha' = \alpha = 20^\circ$
5	节圆直径	$d_1', d_2'$	$d_1' = d_1 = mz_1, d_2' = d_2 = mz_2$
6	齿顶圆直径	$d_{a1}, d_{a2}$	$d_{a1} = d_1 + m(2 + 2x_1), d_{a2} = d_2 + m(2 + 2x_2)$
7	齿根圆直径	$d_{f1}, d_{f2}$	$d_{f1} = d_1 - m(2.5 - 2x_1), d_{f2} = d_2 - m(2.5 - 2x_2)$

### 2. 不等移距变位(角变位)齿轮传动

除标准齿轮传动( $x_1 = x_2$ )和等移距变位齿轮传动( $x_1 = -x_2$ )以外的齿轮传动,均称为不等移距变位齿轮传动。其变位系数可在不发生根切的条件下自由选择。在这种传动中,  $x_1 \neq -x_2$ ,故由式(5-16)和式(5-17)可知,小齿轮分度圆齿厚与大齿轮分度圆齿槽宽必定不相等。若小齿轮齿厚小于大齿轮齿槽宽,则两分度圆相切时,必然出现过大的尺侧间隙,只有缩小中心距( $a' < a$ ),使两轮趋近,才能消除过大间隙,实现正常传动。相反,若小齿轮齿厚大于大齿轮齿槽宽,则两分度圆相切时将无法安装,只有拉开中心距( $a' > a$ ),使两轮远离才能安装。综上所述可知,采用不同变位系数可调整两轮分度圆齿厚,实现任意非标准中心距传动,故常用于变速箱滑移齿轮设计等场合。

不等移距变位齿轮传动的中心距不等于标准中心距。中心距增减时,两轮的分度圆相离或相交,但不相切。显然,在这种传动中,分度圆与节圆不重合,啮合角不等于分度圆压力角,即  $\alpha' \neq 20^\circ$ 。因为啮合角发生了变化,所以不等移距变位又称角变位。角变位除用于凑配中心距之外,还常用于增大啮合角,加强齿根,从而提高接触强度和弯曲强度。角变位传动的几何尺寸计算很复杂,其有关公式见机械设计手册。

**【例 5-1】** 一正变位齿轮,  $m=3, z=18, x=0.25$ , 试求其  $d, d_b, \alpha, s, e, d_a$  及  $d_f$ 。

分析:变位齿轮中不变的参数为  $d$ 、 $d_b$  及  $\alpha$ , 改变的参数为  $s$ 、 $e$ 、 $d_a$  及  $d_f$ 。按照表 5-4 中的尺寸计算公式进行计算。

解:(1)不变参数的计算。

$$d = mz = 3 \times 18 = 54 \text{ mm}; \alpha = 20^\circ; d_b = mz \cos \alpha = d \cos \alpha = 54 \times \cos 20^\circ = 50.74 \text{ mm}$$

(2)改变参数的计算。

$$s = 0.5\pi m + 2xm \tan \alpha = 0.5 \times 3.14 \times 3 + 2 \times 0.25 \times 3 \times \tan 20^\circ = 5.25 \text{ mm}$$

$$e = 0.5\pi m - 2xm \tan \alpha = 0.5 \times 3.14 \times 3 - 2 \times 0.25 \times 3 \times \tan 20^\circ = 4.17 \text{ mm}$$

$$d_a = d + m(2 + 2x) = 54 + 3 \times (2 + 2 \times 0.25) = 61.5 \text{ mm}; d_f = d - m(2.5 - 2x) = 54 - 3 \times (2.5 - 2 \times 0.25) = 48 \text{ mm}$$

## 5.7 齿轮传动的主要失效形式和设计计算准则

### 5.7.1 轮齿传动的主要失效形式

齿轮传动的失效主要发生在轮齿部位,其他部位(如齿圈、轮辐、轮毂等)很少发生失效。轮齿的失效形式主要有以下五种。

#### 1. 轮齿折断

轮齿折断一般发生在齿根部位,因为轮齿受力时齿根弯曲应力最大,而且存在应力集中。折断分为两种情况,一种是在载荷的多次重复作用下,当弯曲应力超过弯曲疲劳极限时,齿根部位产生疲劳裂纹,随着裂纹的逐渐扩展,最终导致轮齿疲劳折断(图 5-19);另一种是轮齿短时严重过载或受到冲击载荷而引起的过载折断,用淬火钢或铸铁制成的轮齿容易发生这种折断。



图 5-19 轮齿折断

若轮齿单侧工作,根部弯曲应力一侧为拉伸,另一侧为压缩,轮齿脱离啮合时,弯曲应力为零,因此就任一侧而言,其应力都是按脉动循环变化的。若轮齿双侧工作,则弯曲应力可按对称循环变化做近似计算。

增大齿根过渡圆角半径,提高制造精度,消除刀痕,采用合适的热处理方法使齿芯具有足够的韧性,以及用喷丸、滚压等强化处理工艺,都有利于提高轮齿的抗折断能力。

#### 2. 齿面点蚀

轮齿工作时,其工作表面上任一点所产生的接触应力由零(该点未进入啮合时)增加到最大值(该点啮合时),即齿面接触应力是按脉动循环变化的。在载荷的多次重复作用下,若齿面接触应力超出材料的接触疲劳极限,齿面表层就会产生细微的疲劳裂纹,裂纹的逐渐扩展使齿面金属微粒剥落而形成麻点状凹坑,使轮齿啮合情况恶化而报废,这种现象称为疲劳点蚀(图 5-20)。理论分析和实践均表明,疲劳点蚀首先发生在节线附近、靠近齿根的齿面上。这是由于轮齿在节线附近啮合时通常是一对轮齿啮合,接触应力较大;而此时两齿面间相对滑动速度低,不易形成润滑油膜,摩擦力较大;在齿面上出现疲劳裂纹后,润滑油渗入裂纹中,在接触应力的挤压作用下加快了裂纹的扩展,从而



图 5-20 齿面疲劳点蚀

引起表面金属的剥落而形成点蚀。齿面抗点蚀能力主要与齿面硬度有关,齿面硬度越高,抗

点蚀能力越强。齿面点蚀主要发生在软齿面(硬度 $\leq 350$  HBS)的闭式齿轮传动中。在开式传动中,由于齿面磨损较快,点蚀还来不及出现或扩展即被磨掉,因此一般看不到点蚀现象。

提高齿面的硬度,降低表面粗糙度值,选择黏度高的润滑油等都能提高齿面的抗点蚀能力。

### 3. 齿面胶合

在高速重载齿轮传动中,齿面间的压力大,相对滑动速度高,摩擦发热使啮合区温度升高,从而引起润滑失效,致使两齿面金属直接接触并相互粘连,而随后的齿面做相对运动,较软的齿面沿滑动方向被撕裂而形成沟痕,这种现象称为齿面胶合(图 5-21)。齿面胶合主要发生在齿顶、齿根等相对速度较大处。在低速重载传动中,由于齿面间的润滑油膜不易形成,因而也可能产生齿面胶合破坏。

提高齿面硬度和减小齿面的表面粗糙度值能增强齿面抗胶合能力。此外,对于低速传动采用黏度较大的润滑油,对于高速传动采用含抗胶合添加剂的润滑油也很有效。

### 4. 齿面磨损

齿面磨损(图 5-22)通常有磨粒磨损和跑合磨损两种。由灰尘、硬屑粒等落入齿面间引起的磨损,称为磨粒磨损。齿面过度磨损后,齿廓显著变形,齿厚减薄,产生振动和噪声,甚至会出现因轮齿过薄而断裂。磨粒磨损是开式传动的主要失效形式之一。采用闭式传动,提高齿面硬度,减小齿面的表面粗糙度值,保持润滑油的清洁等都有利于减轻磨粒磨损。



图 5-21 齿面胶合

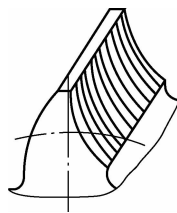


图 5-22 齿面磨损

新的齿轮副由于加工后表面具有一定的粗糙度,受载时实际上只有部分峰顶接触。接触处压强很高,因而在开始运转期间,磨损速度和磨损量都较大,磨损到一定程度后,摩擦面逐渐光洁,压强减小,磨损速度缓慢,这种磨损称为跑合磨损。人们有意地使新齿轮副在轻载下进行跑合,可为随后的正常磨损创造有利条件。但应注意,跑合结束后必须清洗和更换润滑油。

### 5. 齿面塑性变形

齿面较软的轮齿在重载下,齿面沿摩擦力的方向产生局部的塑性变形,使齿廓失去正确的齿形。这种损坏常在低速重载、起动频繁和过载严重的传动中出现。提高齿面硬度,采用黏度大的润滑油等可以提高齿面抗塑性变形的能力。

## 5.7.2 齿轮传动的设计计算准则

### 1. 闭式传动

对于闭式传动,必须计算轮齿弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度,以免产生轮齿疲劳折断和齿面点蚀。对于高速重载齿轮传动,还必须计算其抗胶合能力。而对于一般的传动,只要选择恰当的润滑方式和润滑油的牌号与黏度,即可避免产生胶合和磨损。



## 2. 开式传动

对于开式传动,只需计算轮齿的弯曲疲劳强度,以免轮齿疲劳折断。因开式传动的轮齿齿面磨损速度大于齿面点蚀速度,故不用计算齿面接触强度。

对于齿面胶合和磨损,目前尚无成熟的计算方法,一般可将由弯曲强度计算出来的模数值加大 10%~15%,以补偿预期的磨损量。

## 5.8 齿轮的材料及传动精度

### 5.8.1 齿轮材料

通过对齿轮的失效分析可知,在齿轮传动中,齿轮材料应具备:齿面有足够的硬度,使之具备抗点蚀、抗胶合、抗磨损和抗塑性变形的能力;齿根有足够的弯曲疲劳强度,使之具备抗折断的能力;此外,齿轮材料还应具有良好的加工和热处理工艺性及经济性等。

常用的齿轮材料是各种牌号的优质碳钢、合金结构钢、铸钢和铸铁等,一般多采用锻件或轧制钢材。当齿轮较大(直径大于 400 mm)而轮坯不易锻造时,可采用铸钢;开式低速传动齿轮可采用灰铸铁;球墨铸铁有时可代替铸钢。

齿轮常用的热处理方法有以下几种:

#### 1. 表面淬火

表面淬火一般用于中碳钢和中碳合金钢,如 45 钢、40Cr 等。表面淬火后轮齿变形不大,可不磨齿,齿面硬度可达 52~56 HRC。由于齿面接触强度高,耐磨性好,而齿芯部未淬硬,仍有较高的韧性,因此能承受一定的冲击载荷。表面淬火的方法有高频淬火和火焰淬火等。

#### 2. 渗碳淬火

渗碳钢为含碳质量分数为 0.15%~0.25%的低碳钢和低碳合金钢,如 20 钢、20Cr 等。渗碳淬火后齿面硬度可达 56~62 HRC,齿面接触强度高,耐磨性好,而齿芯部仍保持较高的韧性,常用于受冲击载荷的重要齿轮传动。通常渗碳淬火后要磨齿。

#### 3. 调质

调质一般用于中碳钢和中碳合金钢,如 45 钢、40Cr、35SiMn 等。调质处理后齿面硬度一般为 220~286 HBS。因硬度不高,故可在热处理以后精切齿形,且在使用中易于跑合。

#### 4. 正火

正火能消除内应力,细化晶粒,改善力学性能和切削性能。机械强度要求不高的齿轮可用中碳钢正火处理。大直径的齿轮可用铸钢正火处理。

#### 5. 渗氮

渗氮是一种化学热处理。渗氮后不再进行其他热处理,齿面硬度可达 60~62 HRC。因氮化处理温度低,齿的变形小,故适用于难以磨齿的场合,如内齿轮。但由于氮化层很薄,且容易压碎,其承载能力不及渗碳淬火,因而也不适于受冲击载荷和会产生严重磨损的场合。常用的渗氮钢为 38CrMoAlA。

在上述五种热处理中,调质和正火处理后的齿面硬度较低( $\leq 350$  HBS),为软齿面,其工艺过程较简单,故其接触疲劳极限和弯曲疲劳极限较低;用其他三种方法处理后的齿面硬度较高,为硬齿面。硬齿面的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限较高,故设计出来的传动尺寸较

紧凑,但工艺过程较复杂。

表 5-5 列出了常用的齿轮材料及其热处理后的力学性能。

表 5-5 常用的齿轮材料及其热处理后的力学性能

材料牌号	热处理方法	接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}/\text{MPa}$	弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE}/\text{MPa}$	硬 度	
				齿芯/HBW	齿面/HRC
45	正火	350~400	280~340	162~217 HBW	
	调质	550~620	410~480	217~255 HBW	
	调质后表面淬火	1 120~1 150	680~700	217~255	40~50
40Cr	调质	650~750	560~620	217~286 HBW	
	调质后表面淬火	1 150~1 210	700~740	217~286	48~55
40CrMnMo	调质	680~710	580~690	229~363 HBW	
	调质后表面淬火	1 130~1 150	690~700	229~363	45~55
38SiMnMo	调质	680~760	580~610	241~286 HBW	
	调质后表面淬火	1 130~1 210	690~720	241~286	45~55
	碳氮共渗	880~950	790	241~286	57~63
20Cr	渗碳淬火后回火	1 500	850	$\geq 178$	56~62
20CrMnTi	渗碳淬火后回火	1 500	850	240~300	56~62
	调质后渗氮	1 000	715	240~300	$> 850$ HV
12Cr2Ni4	渗碳淬火后回火	1 500	1000	302~388	$\geq 60$
38CrMoAlA	调质	710~790	600~640	255~321 HBW	
	调质后渗氮	1000	715	255~321	$> 850$ HV
ZG310-570	正火	280~330	210~250	163~197 HBW	
ZG340-640	正火	310~340	240~270	179~207 HBW	
HT300		330~390	100~150	187~255 HBW	
HT350		335~390	100~150	197~269 HBW	
QT500-7	正火	450~540	260~300	170~230 HBW	
QT600-3	正火	490~580	280~310	190~270 HBW	

注： $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{FE}$ 值与材料硬度呈线性相关。表中的 $\sigma_{Hlim}$ 、 $\sigma_{FE}$ 数值是根据《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》(GB/T 3480—1997)提供的线图,依材料的硬度值查得,它适用于材质和热处理质量达到中等要求时。

当大、小齿轮都是软齿面时,考虑到小齿轮齿根较薄,弯曲强度较低,且受载次数较多,故在选择材料和热处理时,一般取小齿轮齿面硬度比大齿轮高 20~50 HBS,以使小齿轮的弯曲疲劳极限稍高于大齿轮,大、小齿轮轮齿的弯曲强度相近。硬齿面齿轮的承载能力较强,但需专门设备磨齿,常用于要求结构紧凑或生产批量大的齿轮。当大、小齿轮都是硬齿面时,小齿轮的硬度应略高,也可和大齿轮相等。

### 5.8.2 齿轮传动精度

制造和安装齿轮传动装置时,不可避免地会产生误差(齿形误差、齿距误差、齿向误差、

两轴线不平行等)。误差对传动带来以下三方面的影响:

(1)相啮合齿轮在一转范围内的实际转角与理论转角不一致,即影响传递运动的准确性。

(2)瞬时传动比不能保持恒定不变,齿轮在一转范围内会出现多次重复的转速波动,特别在高速传动中将引起振动、冲击和噪声,即影响传动的平稳性。

(3)齿向误差能使齿轮上的载荷分布不均匀,当传递较大转矩时,易引起早期损坏,即影响载荷分布的均匀性。

国家标准《圆柱齿轮 精度制 第1部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值》(GB/T 10095.1—2008)对圆柱齿轮及齿轮副规定了0~12共13个精度等级,其中0级的精度最高,12级的精度最低,常用的是6~9级精度。

按照误差的特性及它们对传动性能的主要影响,将齿轮的各项公差分成三个组,分别反映传递运动的准确性、传动的平稳性和载荷分布的均匀性。此外,考虑到齿轮制造误差及工作时轮齿变形和受热膨胀,同时为了便于润滑,需要有一定的齿侧间隙,为此标准中还规定了14种齿厚偏差。表5-6列出了精度等级的推荐应用范围,供设计时参考。

表 5-6 齿轮传动精度等级的选择及应用

精度等级	圆周速度 $v/(m \cdot s^{-1})$			应 用
	直齿圆柱齿轮	斜齿圆柱齿轮	直齿锥齿轮	
6 级	$\leq 15$	$\leq 30$	$\leq 12$	高速重载的齿轮传动,如飞机、汽车和机床中的重要齿轮;分度机构的齿轮传动
7 级	$\leq 10$	$\leq 15$	$\leq 8$	高速中载或中速重载的齿轮传动,如标准系列减速器中的齿轮、汽车和机床中的齿轮
8 级	$\leq 6$	$\leq 10$	$\leq 4$	机械制造中对精度无特殊要求的齿轮
9 级	$\leq 2$	$\leq 4$	$\leq 1.5$	低速及对精度要求低的齿轮传动

## 5.9 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

### 5.9.1 轮齿上的作用力

为了计算轮齿的强度、设计轴和轴承,有必要分析轮齿上的作用力。

设一对标准直齿圆柱齿轮按标准中心距安装,其齿廓在C点接触[图5-23(a)],若略去摩擦力,则轮齿间相互作用的总压力为法向力 $F_n$ ,其方向沿啮合线。如图5-23(b)所示,可分解为 $F_t$ 和 $F_r$ 两个分力。

$$\text{圆周力} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} N \quad (5-18)$$

$$\text{径向力} \quad F_r = F_t \tan \alpha \quad (5-19)$$

$$\text{法向力} \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} N \quad (5-20)$$

式中, $T_1$ 为小齿轮上的转矩, $T_1 = 10^6 \frac{P}{\omega_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1}$ , $N \cdot mm$ , $P$ 为所传递的功率,kW,

$\omega_1$  为小齿轮上的角速度,  $\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60}$ , rad/s,  $n_1$  为小齿轮的转速, r/min;  $d_1$  为小齿轮的分度圆直径, mm;  $\alpha$  为压力角。

圆周力  $F_t$  的方向在主动轮上与运动方向相反, 在从动轮上与运动方向相同。径向力  $F_r$  的方向与齿轮回转方向无关, 对两轮都是由作用点指向各自的轮心。

### 5.9.2 载荷计算

上述的法向力  $F_n$  为名义载荷。理论上,  $F_n$  应沿齿宽均匀分布, 但由于轴和轴承的变形、传动装置的制造和安装误差等原因, 载荷沿齿宽的分布并不是均匀的, 即出现载荷集中现象。因此, 在计算齿轮强度时通常用计算载荷  $F_{cn}$  代替名义载荷  $F_n$ , 计算载荷  $F_{cn}$  与名义载荷  $F_n$  的关系为

$$F_{cn} = KF_n \quad (5-21)$$

式中,  $K$  为载荷系数, 见表 5-7;  $F_{cn}$  为计算载荷(N);  $F_n$  为名义载荷(N)。

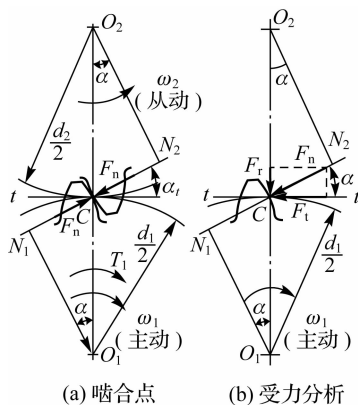


图 5-23 直齿圆柱齿轮传动的作用力

表 5-7 载荷系数  $K$

原 动 机	工作机械的载荷系数 $K$		
	均 匀	中等冲击	严重冲击
电动机	1~1.2	1.2~1.6	1.6~1.8
多缸内燃机	1.2~1.6	1.6~1.8	1.9~2.1
单缸内燃机	1.6~1.8	1.8~2.0	2.2~2.4

注: 斜齿、圆周速度低、精度高、齿宽系数小时取小值, 直齿、圆周速度高、精度低、齿宽系数大时取大值。齿轮在两轴承之间对称布置时取小值, 齿轮在两轴承之间不对称布置及悬臂布置时取大值。

### 5.9.3 齿面接触强度计算

齿轮强度计算是根据齿轮可能出现的失效形式进行的。在一般闭式齿轮传动中, 轮齿的主要失效形式是齿面接触疲劳点蚀和轮齿弯曲疲劳折断, 本节介绍《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》(GB/T 3480—1997) 规定的两种强度计算方法(经适当简化)。

齿面接触疲劳点蚀与齿面接触应力的有关, 而齿面最大接触应力可近似地用赫兹公式进行计算, 即

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (5-22)$$

式中, 下标 1 为小齿轮、下标 2 为大齿轮, 正号用于外啮合, 负号用于内啮合,  $\sigma_H$  为最大接触应力或赫兹应力,  $F_n$  为作用在齿轮上的载荷,  $b$  为接触长度,  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  分别为两齿轮的综合曲率半径,  $E_1$ 、 $E_2$  分别为两齿轮材料的弹性模量,  $\mu_1$ 、 $\mu_2$  分别为两齿轮材料的泊松比。

实验表明, 齿根部分靠近节线处最易发生点蚀, 故常取节点处的接触应力为计算依据。

对于标准齿轮传动,由图 5-23(a)可知,节点处的齿廓曲率半径

$$\rho_1 = N_1 C = \frac{d_1}{2} \sin \alpha, \rho_2 = N_2 C = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

令  $u = d_2/d_1 = z_2/z_1$ , 可得

$$\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} = \frac{2(d_2 \pm d_1)}{d_1 d_2 \sin \alpha} = \frac{u \pm 1}{u} \frac{2}{d_1 \sin \alpha}$$

式中,  $u (\geq 1)$  称为齿数比。齿数比与传动比的关系为:当小齿轮 1 主动用作减速传动时,  $u = i_{12}$ ; 当大齿轮 2 主动用作增速传动时,  $u = 1/i_{21}$ 。

在节点处一般仅有一对齿啮合,即载荷由一对齿承担,故

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \frac{u \pm 1}{u}}{\pi b \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{F_t \frac{2}{\cos \alpha d_1 \sin \alpha} \frac{u \pm 1}{u}}{\pi b \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

令  $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}$ , 称为弹性系数,  $\sqrt{\text{MPa}}$ , 其数值与材料有关,可查表 5-8。

表 5-8 弹性系数  $Z_E$

齿轮材料	灰铸铁/ $\sqrt{\text{MPa}}$	球墨铸铁/ $\sqrt{\text{MPa}}$	铸钢/ $\sqrt{\text{MPa}}$	锻钢/ $\sqrt{\text{MPa}}$	夹布胶木/ $\sqrt{\text{MPa}}$
锻钢	162.0	181.4	188.9	189.8	56.4
铸钢	161.4	180.5	188.0	—	—
球墨铸铁	156.6	173.9	—	—	—
灰铸铁	143.7	—	—	—	—

令  $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}}$ , 称为区域系数,对于标准齿轮  $Z_H = 2.5$ , 因此可得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u \pm 1}{u}}$$

以  $K F_t$  取代  $F_t$ , 且  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ , 得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H] \text{ MPa} \quad (5-23)$$

式中,  $b$  为齿的宽度;  $T_1$  的单位为  $\text{N} \cdot \text{mm}$ ,  $b, d$  的单位为  $\text{mm}$ 。

式(5-23)可用来验算齿面的接触强度。

令  $\varphi_d = \frac{b}{d_1}$ , 并把  $\varphi_d$  称为齿宽系数,代入式(5-23),可得设计公式

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt{\frac{3KT_1}{\varphi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \text{ mm} \quad (5-24)$$

式中,  $[\sigma_H]$  应取配对齿轮中的较小的许用接触应力。

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} \text{ MPa} \quad (5-25)$$

式中,  $\sigma_{H\text{lim}}$  为试验齿轮失效概率为 1/100 时的接触疲劳强度极限,它与齿面硬度有关,见表 5-9。

由式(5-24)所得即为满足齿面接触强度所需的最小  $d_1$  值。

表 5-9 最小安全系数  $S_{Hmin}$ 、 $S_{Fmin}$  的参考值

使用要求	$S_{Hmin}$	$S_{Fmin}$
高可靠度(失效概率 $\leq 1/10\ 000$ )	1.5	2.0
较高可靠度(失效概率 $\leq 1/1\ 000$ )	1.25	1.6
一般可靠度(失效概率 $\leq 1/100$ )	1.0	1.25

注:一般工业用齿轮传动可用一般可靠度。 $S_{Hmin}$ 为接触强度最小安全系数; $S_{Fmin}$ 为弯曲强度最小安全系数。

### 5.9.4 轮齿弯曲强度计算

计算轮齿弯曲强度时,仍假定全部载荷仅由一对轮齿承担。显然,当载荷作用于齿顶时,齿根所受的弯曲力矩最大。如前所述,当轮齿在齿顶啮合时,相邻的一对轮齿也处于啮合状态(因重合度恒大于1),载荷理应由两对轮齿分担。但考虑到加工和安装的误差,对一般精度的齿轮按一对轮齿承担全部载荷计算较为安全。

计算时将轮齿看作悬臂梁(图 5-24)。其危险截面可用  $30^\circ$ 切线法确定,即作与轮齿对称中心线成  $30^\circ$ 夹角并与齿根圆角相切的斜线,而认为两切点连线是危险截面位置(轮齿折断的实际情况与此基本相符)。危险截面处的齿厚为  $s_F$ 。

法向力  $F_n$  与轮齿对称中心线的垂线的夹角为  $\alpha_F$ ,  $F_n$  可分解为  $F_1 = F_n \cos \alpha_F$  和  $F_2 = F_n \sin \alpha_F$  两个分力,  $F_1$  使齿根产生弯曲应力,  $F_2$  则产生压缩应力。因后者较小,故通常略去不计。齿根危险截面的弯曲力矩为

$$M = KF_n h_F \cos \alpha_F$$

式中,  $K$  为载荷系数;  $h_F$  为弯曲力臂。

危险截面的弯曲截面系数  $W$  为

$$W = \frac{bs_F^2}{6}$$

故危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{6KF_n h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2} = \frac{6KF_t h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2 \cos \alpha} = \frac{KF_t}{bm} \frac{6}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2} \frac{h_F \cos \alpha_F}{\cos \alpha}$$

令 
$$Y_{Fa} = \frac{6}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2} \frac{h_F \cos \alpha_F}{\cos \alpha} \quad (5-26)$$

式中,  $Y_{Fa}$  称为齿形系数。因  $h_F$  和  $s_F$  均与模数成正比,故  $Y_{Fa}$  只与齿形中的尺寸比例有关,而与模数无关,如图 5-25 所示。考虑在齿根部有应力集中,引入应力修正系数  $Y_{Sa}$ ,如图 5-26 所示。由此可得轮齿弯曲强度的验算公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{bd_1 m} = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm^2 z_1} \leq [\sigma_F] \quad \text{MPa} \quad (5-27)$$

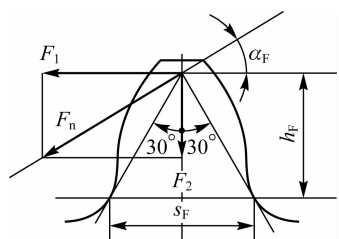
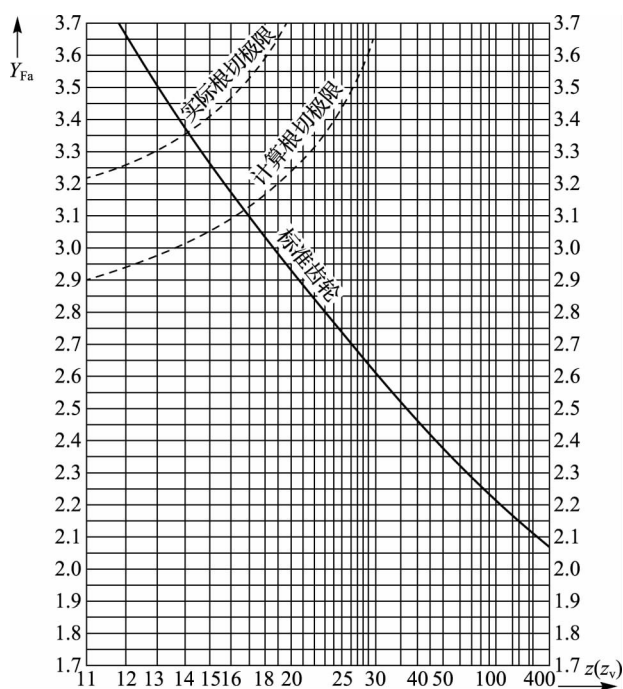
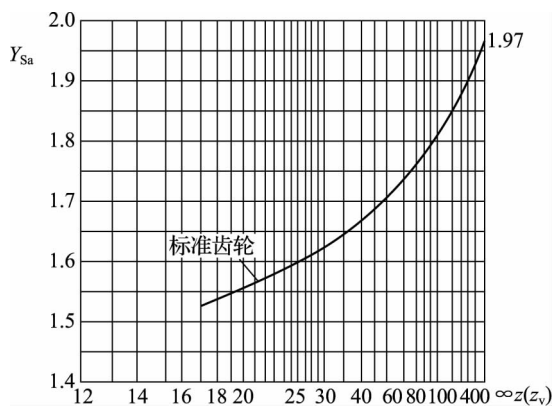


图 5-24 齿根危险截面


 图 5-25 外齿轮的齿形系数  $Y_{Fa}$ 

将  $b = \varphi_d d_1$  代入式(5-27)得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\varphi_d z_1^2 [\sigma_F]}} \text{ mm} \quad (5-28)$$


 图 5-26 外齿轮的应力修正系数  $Y_{Sa}$ 

式中,许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \text{ MPa} \quad (5-29)$$

式中,  $\sigma_{FE}$  为试验轮齿失效概率为 1/100 时的齿根弯曲疲劳极限,见表 5-5,若轮齿两面工作,应将表中的数值乘以 0.7;  $S_F$  为安全系数,见表 5-9,因轮齿疲劳折断可能导致重大事故,故  $S_F$  的取值较  $S_H$  大。