

# 绪 论

在现代生产活动和日常生活中,机械起着非常重要的作用。机械的发展程度是衡量一个国家工业发展水平的重要标志之一,对于工程技术人员,学习和掌握一定的机械设计基础知识是极为必要的。

## 一、本课程的学习导论

### 1. 机器的组成及特征

在人们的生产和生活中广泛使用着各种机器,如汽车、拖拉机、内燃机、起重机、金属切削机床以及缝纫机、洗衣机等。

任何机器都是为实现某种功能而设计制作的。就其功能来说,一般机器主要由四部分组成,即动力部分、执行部分、传动部分及控制部分。简单的机器主要由前三部分组成,其控制部分很简单。动力部分是机器工作的动力源,为机器提供驱动力或力矩,现代机器的动力源大多以电动机和内燃机为主,而电动机的使用较广泛;执行部分又称工作部分,直接完成机器预定的功能;传动部分是为解决动力部分与执行部分之间的各种矛盾,将动力部分的动力和运动传给执行部分的中间装置;控制部分的作用是控制机器的其他基本部分,使操作者能随时实现或终止各种预定的功能。例如,在汽车结构组成中,发动机为动力部分,车轮为执行部分,离合器、变速器、传动轴和驱动桥等为传动部分,转向盘和转向系统、变速杆、制动及其踏板、离合器踏板及加速踏板等组成汽车的控制部分。本课程主要研究机器的传动部分。

机器的类型很多,但仔细分析,就可以发现它们都有共同的特征。

如图 0-1 所示单缸四冲程内燃机,它由汽缸体 1、活塞 2、进气阀 3、排气阀 4、连杆 5、曲轴 6、凸轮 7、顶杆 8、齿轮 9 和齿轮 10 等组成。通过可燃混合气在汽缸内的进气—压缩—做功—排气四个过程,使其燃烧的热能转换为曲轴转动的机械能。如图 0-2 所示搅面机,由曲柄 2、搅面棒(连杆)3、摇杆 4 和机架 1 组成,当曲柄转动时,搅面棒上 E 点便能模仿人手搅面,同时容器 5 绕 z 轴转动,将面粉搅拌均匀。再如汽车由发动机经离合器、变速器、传动轴和驱动桥等带动车轮滚动进行工作。

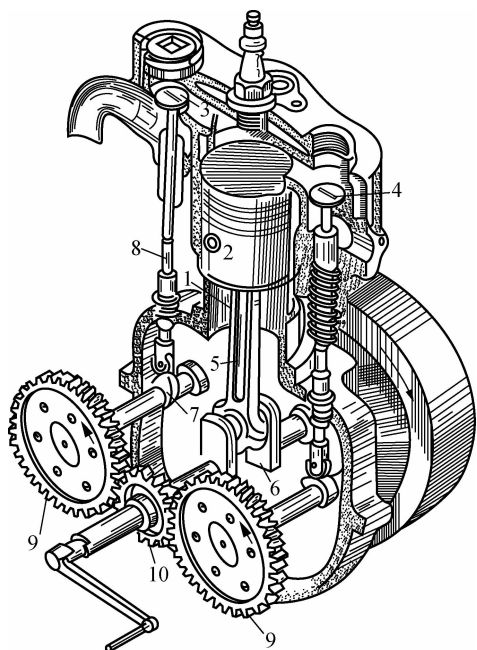


图 0-1 单缸四冲程内燃机

- 1—汽缸体；2—活塞；3—进气阀；4—排气阀；  
5—连杆；6—曲柄；7—凸轮；  
8—顶杆；9、10—齿轮

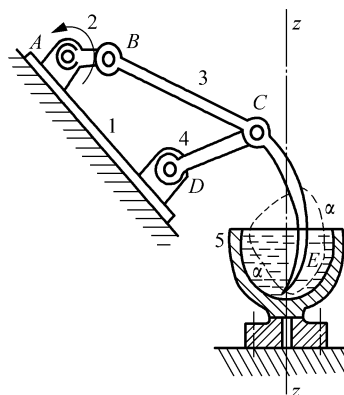


图 0-2 搅面机

- 1—机架；2—曲柄；3—搅面棒；  
4—摇杆；5—容器

从以上三个例子可以看出，机器具有下列三个共同的特征。

- (1) 都是人为的实物组合。
- (2) 各部分形成运动单元，各单元之间具有确定的相对运动。
- (3) 能代替或减轻人类的劳动，以完成有用的机械功或转换机械能。

机构仅具有机器的前两个特征，即机构是人为的实物组合，并且各实物之间具有确定的相对运动。在单缸四冲程内燃机中，活塞、连杆、曲轴和汽缸体组成一个曲柄滑块机构，将活塞相对汽缸体的往复移动转变为曲轴相对汽缸体的连续转动。凸轮、顶杆和汽缸体组成凸轮机构，将凸轮相对汽缸体的连续转动转变为顶杆相对汽缸体的有规律地往复移动，从而控制进、排气门的开启与关闭。而曲轴及凸轮轴上的齿轮和汽缸体组成齿轮机构，可使两轴保持一定的转速比。由此可见，机器是由机构组成的，也有只包含一个机构的机器，如电动机等。

若不讨论做功和转换能量的问题，仅从结构和运动的角度来看，机器和机构并无区别，所以习惯上把机器和机构统称为“机械”。

各种机器中普遍使用的机构称为常用机构，如齿轮机构、凸轮机构等。

## 2. 构件、零件和部件

组成机械的各个相对运动的实物称为构件。从运动的角度看，可以认为机械是由若干构件组成的。构件之间具有确定的相对运动，其形状、尺寸主要取决于运动性质。所以，构件是机械中的运动单元。如曲柄、连杆、活塞等。构件可以是单一的整体，如曲柄，但有时为了便于制造、安装，常由更小的单元装配而成，如图 0-3 所示连杆这一构件是由连杆体 1、连杆盖 4、螺栓 2 和螺母 3 装配成的一个整体。连杆体、连杆盖、螺栓、螺母等称为机械零件，可



见机械零件是机械中制造的单元,简称为零件。零件是机械组成中不可再拆的最小单元。

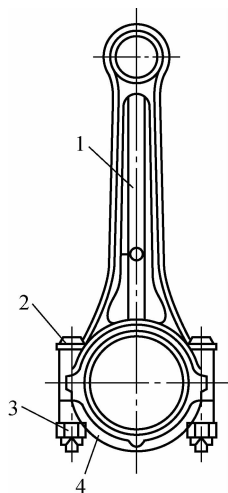


图 0-3 连杆

1—连杆体; 2—螺栓; 3—螺母; 4—连杆盖

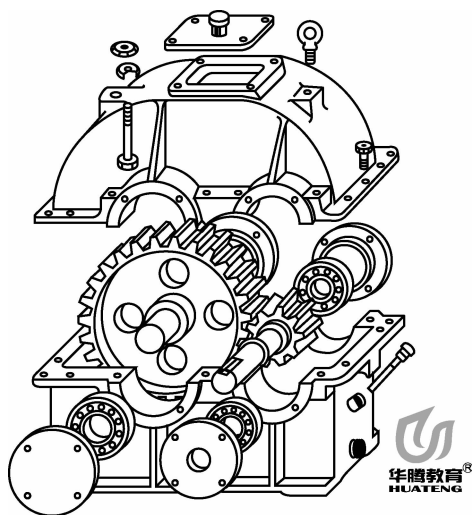


图 0-4 单级圆柱齿轮减速器

零件按使用特点分为通用零件和专用零件。如图 0-4 所示为单级圆柱齿轮减速器。由传递动力的齿轮(传动零件),支承齿轮的轴和轴承(轴系零件),连接箱体和箱盖的螺栓,连接齿轮和轴的键(连接零件)等组成。这些零件在各种机械中都用到,称为通用零件。内燃机中的活塞、起重机中的吊钩,只是在某些机械设备中用到,称为专用零件。

部件是机械装配的最小单位,是机械的装配单元。如汽车的变速箱、驱动桥等。

### 3. 本课程的研究对象与主要内容

本课程的研究对象是常用机构和通用零件,研究常用机构和通用零件的工作原理、运动特点、结构特点、基本的设计理论和计算方法,以及某些标准件的选用原则和方法。

本课程的具体内容主要包括四部分。

#### 1) 常用机构

平面连杆机构、凸轮机构及其他常用机构。

#### 2) 机械传动

带传动和链传动、齿轮传动、蜗杆传动和机械传动系统的设计。

#### 3) 机件联接

螺纹联接、键和销联接等。

#### 4) 轴系零件

轴、轴承和机械装置的密封及润滑。

## 二、本课程的性质和任务

机械设计基础是一门技术基础课,同时也是一门综合性的、能直接用于生产实践的设计性课程,它综合运用高等数学、机械制图、机械工程材料、互换性与技术测量、机械制造基础和工程力学等课程的基本知识和生产知识,去完成常用机构、通用零件的分析、设计问题。

本课程的任务是:培养学生掌握常用机构和通用零件的基本知识、基本理论;初步具有

选用和设计常用机构和通用零件的能力以及使用和维护一般机械的能力;为学习专业课程和新的科学技术打好基础,为解决生产实际问题和技术改造工作打好基础。

通过本课程的学习,学生应达到以下基本要求。

- (1)熟悉常用机构的工作原理、特点、应用及设计的基本知识。
- (2)熟悉通用零件的工作原理、特点、结构、标准,掌握通用零件的选用和设计的基本方法。
- (3)具有运用标准、规范、手册、图册等相关技术资料的能力。
- (4)初步具有选用和设计通用零件和简单机械传动装置的能力。
- (5)初步具有正确使用和维护一般机械的能力。

### 三、机械设计的原则及步骤

机械设计包括设计新机械和改进原有机械两种。

机械设计的基本要求是:在保证实现预定功能的前提下,满足性能好、效率高、成本低,并且在规定的工作条件下、规定的使用期限内能正常工作,操作简便、维修简单和外形美观。

机械是由许多机械零件组成的,只有所有零件都满足机械设计的基本要求,才能保证机械实现预定的功能。因此,各零件要有合理的结构、合适的材料、良好的工艺和妥善的维护。通用零件还应注意标准化、系列化和通用化。

#### 1. 机械零件的工作能力和设计准则

机械零件在某一条件下工作,当丧失规定的功能时称为失效。在不失效的前提下,零件所能达到的工作限度称为工作能力。

机械零件的失效原因大致有以下几种。

- (1)强度不足,发生断裂。如齿轮的轮齿折断。
- (2)刚度不足,变形过量。如轴的挠度和转角过大。
- (3)严重磨损,间隙过大,使零件丧失精度。如轮齿齿面的磨粒磨损。
- (4)破坏正常工作条件,如带传动的打滑。
- (5)振动稳定性不足。

为保证零件的工作能力,应分析零件工作时的主要失效形式,找出零件不失效的判定条件,确定出相应的计算量,再根据判定条件,计算出零件的主要尺寸和参数,这就是零件的设计准则。

#### 2. 机械零件的设计步骤

机械零件的设计,应根据具体情况确定其设计步骤。一般按下列步骤进行:

- (1)根据零件的具体使用条件,选择零件的类型和结构。
- (2)分析零件的工作情况,确定作用在零件上的载荷。
- (3)选用零件的材料、热处理方法。
- (4)分析零件的失效形式,确定设计准则。
- (5)确定零件的主要几何尺寸。
- (6)设计零件的结构。
- (7)绘制零件工作图,制定技术要求,编写设计说明书。

#### 3. 机械零件的标准化、系列化和通用化

指定一些强制性机械零件的标准,使产品的品种、规格、质量和技术条件和检验、试验方





法等必须与此标准相符合,称为机械零件的标准化。标准化具有如下几方面的重大意义。

(1)在制造方面,可实行专业化批量生产,有利于采用高效率的专用设备和先进工艺,有利于保证产品质量、节约材料、降低成本。

(2)在设计方面,减少了计算和绘图工作量,缩短了设计周期,有利于产品的多样化。

(3)在管理和维修方面,减少了零件的库存量且便于更换零件。

对于已经标准化的零件,如没有特殊需求时,必须采用标准件。

机械设计中,需要确定零件的各种参数,而这些参数不是孤立的,一旦选定,这个参数值就会按照一定的规律,影响一切有关的参数,如螺栓的尺寸确定后,会影响螺母的尺寸,螺栓孔的尺寸,加工钻头的尺寸等。由于参数值不断关联,机械零件的各种参数不能随意确定,在国家标准中,规定了《优先数和优先数系》。零件的某些基本参数必须符合标准。

通用化是指在不同规格的同类产品或不同产品中采用同一机构和尺寸的零件,以减少零件的种类,简化生产的管理过程,降低生产成本,缩短生产周期。

机械零件的标准化、系列化和通用化简称为“三化”。由于“三化”具有一定的优越性,在机械设计中应大力推行。



### 课后习题

1. 机器主要由哪几部分组成?
2. 机器与机构的区别是什么? 构件与零件的区别又是什么?
3. 机械零件的设计准则是什么?

## 课题一

# 平面机构的组成、运动简图及自由度

### 学习目标

认识平面机构的组成；  
掌握平面机构运动简图的绘制方法；  
掌握平面机构自由度的计算。

### 实践课题

分析图 0-1 所示的单缸四冲程内燃机中各构件之间的相对运动情况,绘制其机构运动简图,并计算其自由度。

### 相关知识

机构是人为的实物组合,并且各实物之间具有确定的相对运动。各个相对运动的实物称为构件。但是若干构件的任意组合,并不一定能成为机构。如图 1-1 所示桁架,三个构件以一定的方式连接起来,显然其没有运动的可能性,不能称为机构。由此可见,构件组合必须具备一定的条件才能称为机构。因此,讨论机构的组成及机构具有确定运动的条件,对设计新机械和分析原有机械都是十分重要的。

机构和构件的实际外形比较复杂,为了便于分析和研究,工程上常用机构运动简图来表示。

若组成机构的所有构件均在同一平面或平行平面内运动,该机构称为平面机构,否则称为空间机构。平面机构在工程上应用较广。本章重点讨论平面机构运动简图的绘制方法和平面机构具有确定运动的条件。

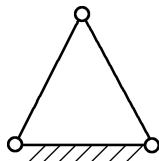


图 1-1 桁架

## 子课题一 平面机构的组成

### 一、运动副及其分类

#### 1. 运动副

机构是由两个以上的构件以一定的方式连接而成。其连接既不同于螺栓联接,也不同于铆接、焊接之类的刚性联接,而是在连接处保持一定的相对运动。这种由两构件直接接触



并产生一定相对运动的连接,称为运动副。在图 0-1 中汽缸体与活塞组、活塞组与连杆组、连杆组与曲轴、轴颈与轴承、凸轮与进气阀推杆以及相啮合的两齿轮轮齿之间的连接等都构成运动副。

## 2. 运动副的分类

两构件构成运动副,其接触方式包括点、线、面三种。接触方式不同,两构件之间能产生的相对运动也不相同。按其接触方式一般将运动副分为低副和高副两类。

### 1) 低副

两构件通过面接触所构成的运动副称为低副。根据它们之间的相对运动是转动或移动,又将低副分为转动副和移动副。

(1)转动副。若组成运动副的两构件之间只能绕同一轴线作相对转动,这种运动副称为转动副。如图 1-2 所示,构件 1 相对于构件 2 只能绕垂直于  $xOy$  平面的轴转动,为转动副。

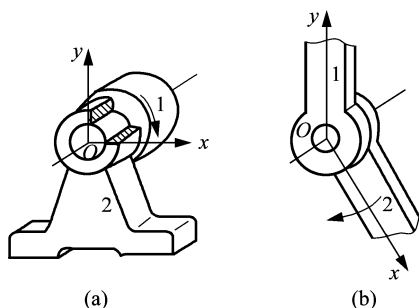


图 1-2 转动副

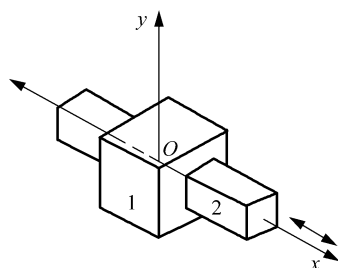


图 1-3 移动副

(2)移动副。若组成运动副的两构件之间只能沿某一轴线方向相对移动,这种运动副称为移动副。如图 1-3 所示,构件 1 相对于构件 2 只能沿  $x$  轴方向移动,为移动副。

### 2) 高副

两构件之间以点或线相接触所组成的运动副称为高副。组成高副的两构件间的相对运动为转动兼移动,即绕接触点(线)的转动和沿接触处切线方向的移动。如图 1-4(a)所示凸轮机构,凸轮与从动件组成高副;如图 1-4(b)所示两齿轮轮齿的啮合,在接触处组成了高副。

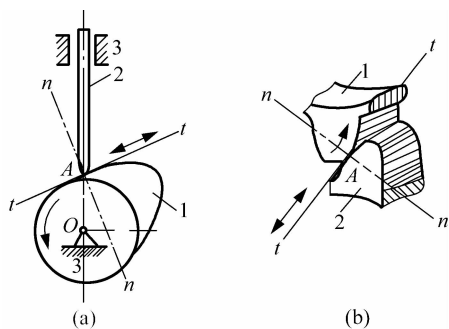


图 1-4 高副

## 二、自由度与约束

### 1. 自由度

如图 1-5 所示,构件 AB 为在平面内自由运动的构件,它有随任意点 A 沿  $x$  方向和  $y$  方向移动以及绕 A 点转动三个独立运动的可能性。

构件可能出现独立运动的数目称为构件的自由度。

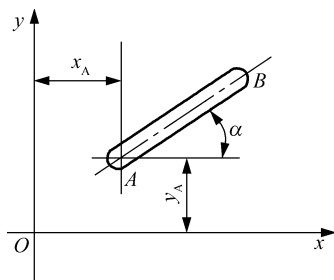


图 1-5 平面运动构件的自由度

可见,在一个平面内自由运动的构件具有三个自由度,它可以由图中表示构件位置的三个独立运动的位置参数  $x$ 、 $y$ 、 $\alpha$  来表示。



视频

单摆脱离约束

## 2. 约束

对物体运动的限制条件称为约束。两构件组成运动副之后,其相对运动受到彼此的限制,就引入了约束。引入一个约束条件,构件将减少一个自由度。

组成转动副的构件只能绕同一轴线做相对转动,引入了两个约束,保留了一个自由度;组成移动副的构件只能沿某一轴线作相对移动,也引入两个约束,保留了一个自由度;组成高副的构件的相对运动是转动兼移动,引入一个约束,保留了两个自由度。

## 三、机构中构件的分类和组成

组成机构的构件按运动性质可分为原动件、从动件和机架三类。

### 1) 原动件

机构中接受外部给定运动规律的构件称为原动件。即机构中作用有驱动力或力矩的构件,或运动规律已知的构件。见图 0-2 搅面机中的曲柄 2。

### 2) 从动件

机构中除了原动件以外,随着原动件的运动而运动的其余可动构件称为从动件。见图 0-2 搅面机中的搅面棒(连杆)3、摇杆 4。

### 3) 机架

在机构中固定不动的构件称为机架,用于支承可动构件。见图 0-2 搅面机中的机架 1。由此可知,机构由原动件、从动件、机架三部分组成。在同一机构中,使用情况不同,原动件和从动件可以不同。

## 子课题二 平面机构的运动简图

在分析现有机构或设计新机构时,为使问题简单化,常常略去机构中构件的复杂外形和运动副的具体结构,仅用简单的线条和符号表示构件和运动副,并按一定的比例定出各运动副的相对位置,而绘制出能表示机构运动特性的简单图形,称为机构运动简图。

如果仅表明机构的结构状况,也可不按严格比例绘制简图,通常把这种图形称为机构示意图。

### 一、构件和运动副的表示方法

#### 1. 构件

构件用线段或小方块表示,有时机架画成支架的形式。如图 1-6 所示带有两个或三个运动副的构件。

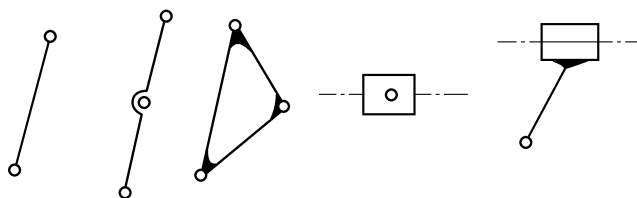


图 1-6 构件的代表符号



## 2. 运动副

### 1) 转动副

两构件组成转动副的表示方法,如图 1-7(a)所示,转动轴线垂直于图面,小圆圆心处为两构件相对转动轴线的位置,轴线垂直于图面;如图 1-7(b)所示转动轴线与图面平行,图中画有阴影线的构件为机架。

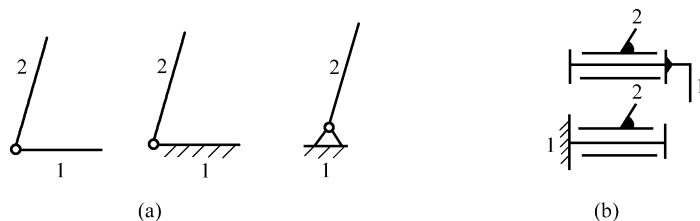


图 1-7 转动副的表示方法

### 2) 移动副

两构件组成移动副的表示方法,如图 1-8 所示。图中的直线表示移动的导路或其中心线的位置。

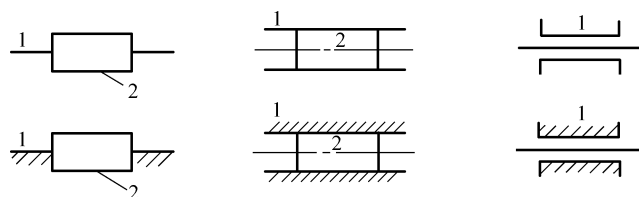


图 1-8 移动副的表示方法

### 3) 高副

两构件组成高副,用两构件接触处的轮廓线来表示。对于凸轮、滚子,画出其全部轮廓,如图 1-9(a)所示;对于齿轮,常画出其节圆,如图 1-9(b)所示。

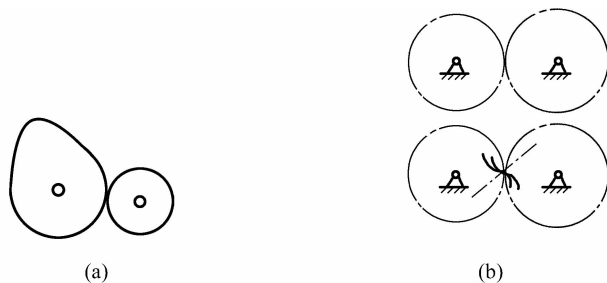


图 1-9 平面高副的表示方法

## 二、机构运动简图的绘制

绘制机械运动简图的方法和步骤。

- (1)分析机构的组成及运动情况,找出机架、原动件和从动件。
- (2)根据各构件的相对运动性质,确定运动副的类型和数目。

- (3) 选择视图平面。
  - (4) 测量各运动副之间的相对位置, 选定比例尺绘出机构的运动简图。
- 常用构件和运动副的简图符号见表 1-1。

表 1-1 常用构件和运动副的简图符号(GB 4460—1984)

名 称	简图符号	名 称	简图符号	
构 件	轴、杆	机架		
	三副元素 构件	机架是转动 副的一部分		
	构件的永久 连接	机架是移动 副的一部分		
平 面 低 副	转动副	平 面 高 副	齿 轮 副	
	移动副		凸 轮 副	

**例 1-1** 以如图 1-10(a)所示缝纫机的踏板机构为例, 说明绘制机构运动简图的方法和步骤。

**解** (1) 确定原动件、从动件和机架。

根据运动的传递情况, 踏板 1 为原动件, 连杆 2、曲轴 3 为从动件, 构件 4 为机架。

(2) 确定运动副的类型和数目。

由机架的一端开始, 按构件的连接顺序, 机架与踏板、踏板与连杆、连杆与曲轴、曲轴与机架的另一端相连的各个运动副为转动副。

(3) 选择视图平面。

一般选择与各构件运动平面相平行的平面作为视图平面。视图平面选定后, 为避免一些构件在简图上相互重叠, 应使机构停稳在一般位置来绘制机构运动简图。

(4) 选定比例尺, 绘制机构的运动简图。

测量各运动副之间的相对位置, 用规定的运动副表示方法绘制机构的运动简图。如图 1-10(b)所示。

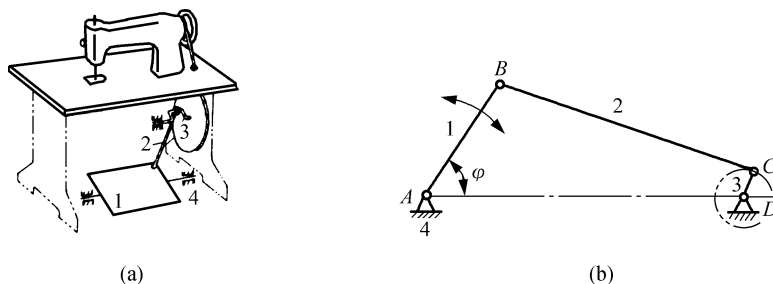


图 1-10 缝纫机的踏板机构



## 子课题三 平面机构的自由度

机构的自由度就是机构具有独立运动参数的数目。因此,当机构的原动件数等于自由度时,机构就具有确定的相对运动。

### 一、平面机构自由度的计算

设一个平面机构由  $N$  个构件组成,其中一个构件为机架,则可动构件个数为  $n=N-1$ ,另外设有  $P_L$  个低副和  $P_H$  个高副。因为每一个可动构件在未组成运动副之前都具有三个自由度,组成运动副之后,一个低副引进两个约束,一个高副引进一个约束,因此该机构的自由度  $F$  应为

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

### 二、计算平面机构自由度时的注意事项

计算自由度时,应注意以下一些特殊问题。

#### 1. 复合铰链

两个以上的构件在同一处用转动副连接构成了复合铰链。如图 1-11 所示,构件 1、2、3 组成两个转动副。三个构件组成的复合铰链包含两个转动副,若有  $m$  个构件汇集在同一处组成复合铰链,应包含  $m-1$  个转动副。

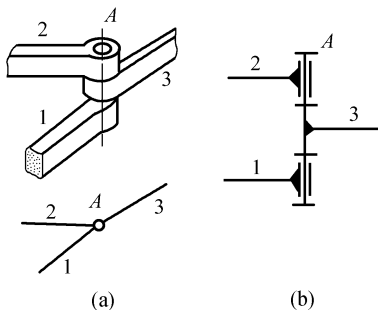


图 1-11 复合铰链

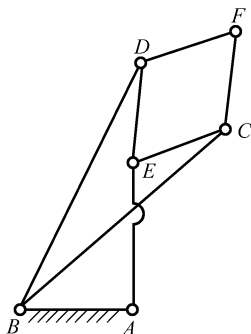


图 1-12 含复合铰链的机构

**例 1-2** 计算如图 1-12 所示机构的自由度。

**解** 此机构  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$  四处都是由三个构件组成的复合铰链,各包含两个转动副,所以对于这个机构  $n=7$ ,  $P_L=10$ ,  $P_H=0$ ,由式(1-1)得

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

#### 2. 局部自由度

机构中出现的与整个机构运动无关的某些构件的局部独立运动,称为局部自由度或多余自由度,在计算自由度时应先去除。如图 1-13 所示,凸轮机构中滚子与从动件组成的转动副并不影响机构运动的输入和输出,其作用是为了减少从动件与凸轮之间的摩擦和磨损,该运动副为局部自由度,在计算之前应先消除滚子与从动件组成的转动副,即将滚子和从动件看做一个构件,则该机构中  $n=2$ ,低副数  $P_L=2$ ,高副数



视频  
铰链约束



视频  
球形铰链约束



视频  
认识光滑铰链  
约束

$P_H=1$ , 机构自由度为

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

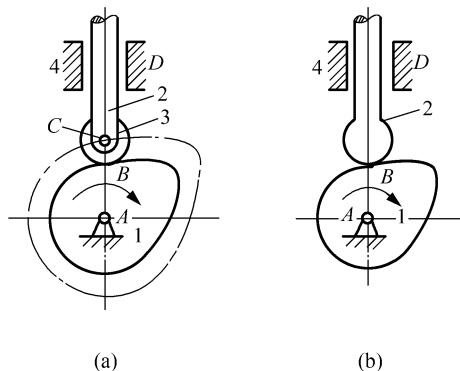


图 1-13 局部自由度



视频  
支座约束

### 3. 虚约束

对运动不起独立限制作用的约束称为虚约束。在计算自由度时应先去除虚约束。

**例 1-3** 计算如图 1-14(a)所示机构的自由度。

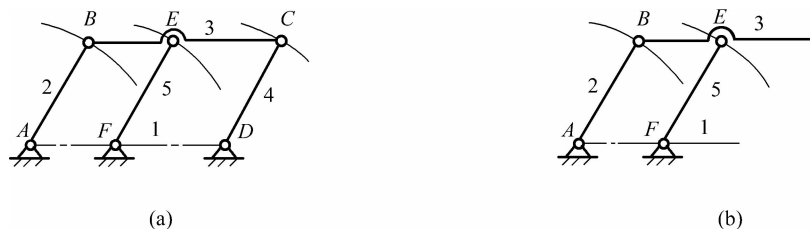


图 1-14 简化机构示意图

**解** 图 1-14(a)中  $n=4, P_L=6, P_H=0$ , 机构自由度为

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

由计算结果表明, 该机构不能运动, 不符合实际情况。为了便于分析, 将构件  $CD$  及转动副  $C, D$  拆除, 得到图 1-14(b)。

因  $AB, CD, EF$  构件长度相等, 连杆  $BE$  平动, 其上任意点的轨迹相同, 连杆上  $C$  点的轨迹应是以  $D$  点为圆心,  $CD$  为半径的圆, 无论构件  $CD$  存在与否, 对整个机构的运动不产生影响。构件  $CD$  及  $C, D$  引入的一个约束不起限制作用, 是虚约束。

图 1-14(b)中  $n=3, P_L=4, P_H=0$ , 机构自由度为

$$F=3n-2P_L-P_H=3 \times 3-2 \times 4-0=1$$

由此可知, 去除虚约束的办法是将含有虚约束的构件及其组成的运动副拆掉。

除了图 1-14 之外, 虚约束还常出现在下列情况中。

(1) 两个构件组成多个移动副, 其导路互相平行时, 只有一个移动副起约束作用, 其余都是虚约束, 如图 1-15 所示。

(2) 两个构件组成多个转动副, 其轴线重合时, 只有一个转动副起约束作用, 其余都是虚约束, 如图 1-16 所示。



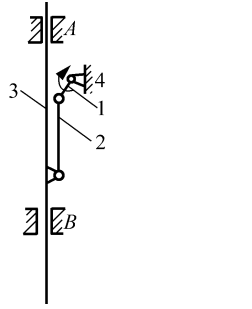


图 1-15 移动方向一致引入的虚约束

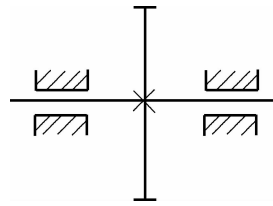


图 1-16 轴线重合引入的虚约束

(3) 机构中对运动不起限制作用的对称部分,如图 1-17 所示。

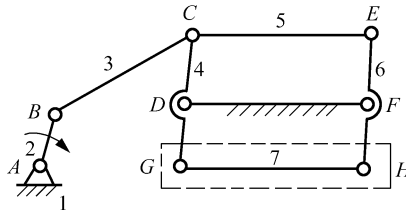


图 1-17 对称部分引入的虚约束

**例 1-4** 计算如图 1-18 所示各机构的自由度,并指出存在复合铰链、局部自由度和虚约束处。

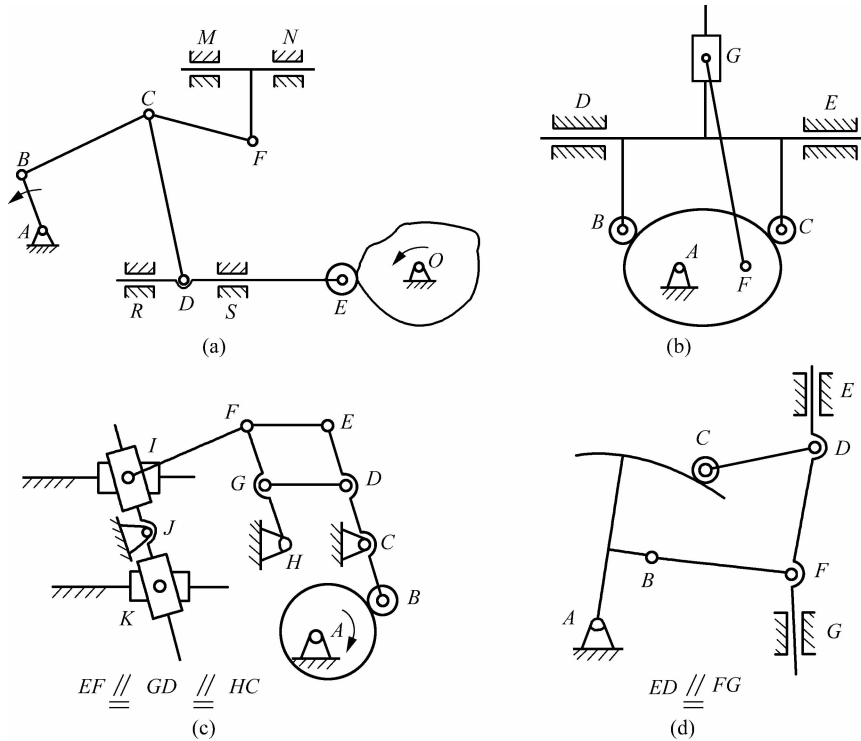


图 1-18 机构示意图

**解** 图 1-18(a): 该机构中  $C$  处为三个构件组成的复合铰链, 组成两个转动副;  $E$  处为局部自由度;  $M$  与  $N$ 、 $R$  与  $S$  均为两个构件在两处组成移动副, 且轴线重合, 所以, 各存在一个虚约束。

计算自由度时, 先去除局部自由度和虚约束, 得到简化机构如图 1-19 所示。

在图 1-19 中, 可动构件数  $n=7$ , 低副数  $P_L=9$ , 高副数  $P_H=1$ 。机构的自由度为

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

图 1-18(b): 该机构中  $B$ 、 $C$  处为局部自由度;  $E$ 、 $C$  与  $D$ 、 $B$  对称(移动副及高副各一个)为虚约束。

计算自由度时, 先去除局部自由度和虚约束, 得到简化机构如图 1-20 所示。

在图 1-20 中, 可动构件数  $n=4$ , 低副数  $P_L=5$ , 高副数  $P_H=1$ 。机构的自由度为

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

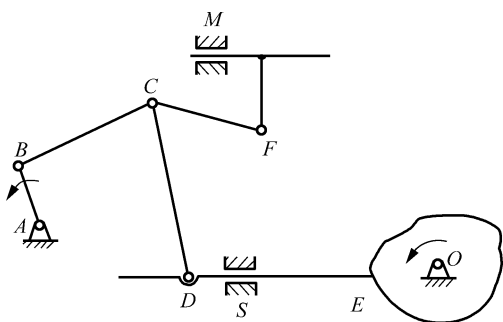


图 1-19 图 1-18(a)简化机构

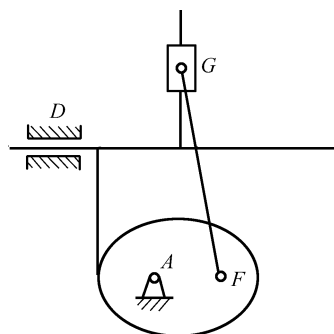


图 1-20 图 1-18(b)简化机构

图 1-18(c): 该机构中  $I$  与  $F$  处为复合铰链,  $I$  处组成两个移动副和两个转动副,  $K$  处组成两个移动副和一个转动副,  $F$  处为两个转动副;  $GD$  杆为虚约束,  $B$  处为局部自由度。

计算自由度时, 先去除局部自由度和虚约束, 得到简化机构如图 1-21 所示。

在图 1-21 中, 可动构件数  $n=10$ , 低副数  $P_L=14$ , 高副数  $P_H=1$ 。机构的自由度为

$$F=3n-2P_L-P_H=3\times 10-2\times 14-1=1$$

图 1-18(d): 该机构中  $C$  处为局部自由度; 因  $ED \parallel FG$ , 所以  $E$ 、 $D$  移动副有一个为虚约束。

计算自由度时, 先去除局部自由度和虚约束, 得到简化机构如图 1-22 所示。

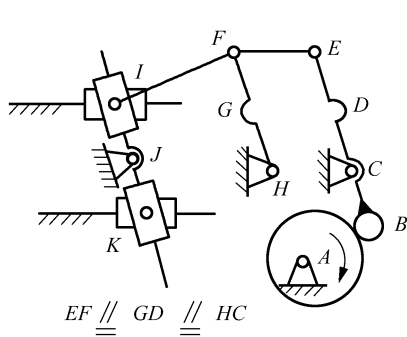


图 1-21 图 1-18(c)简化机构

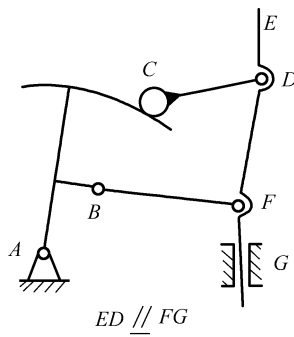


图 1-22 图 1-18(d)简化机构



在图 1-22 中,可动构件数  $n=4$ ,低副数  $P_L=5$ ,高副数  $P_H=1$ 。机构的自由度为

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

### 三、构件系统具有确定运动的条件

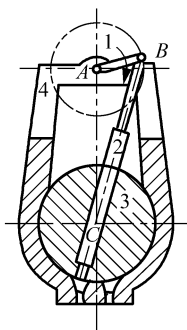
根据机构自由度的计算可知,构件系统能否成为机构,其必要条件是  $F>0$ 。要成为机构的充分必要条件还必须具有确定的相对运动。

由前述可知,机构的自由度是机构中各构件相对于机架所具有的独立运动的个数。机构中从动件不能独立运动,只有原动件的运动是外界给定的,能够独立运动。因此,要使各构件之间具有确定的相对运动,必须使原动件数等于机构的自由度数。所以,构件系统成为机构的充分必要条件是:构件系统的自由度数必须大于零,且原动件数与其自由度数相等。

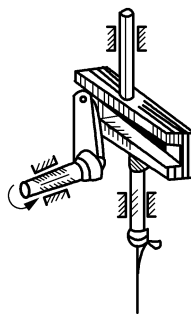


#### 课后习题

1. 什么是运动副? 运动副如何分类?
2. 机构运动简图的作用是什么? 绘制机构运动简图的步骤是什么?
3. 试绘制如图题 1-3 所示机构的运动简图,并分析各构件之间的相对运动关系。



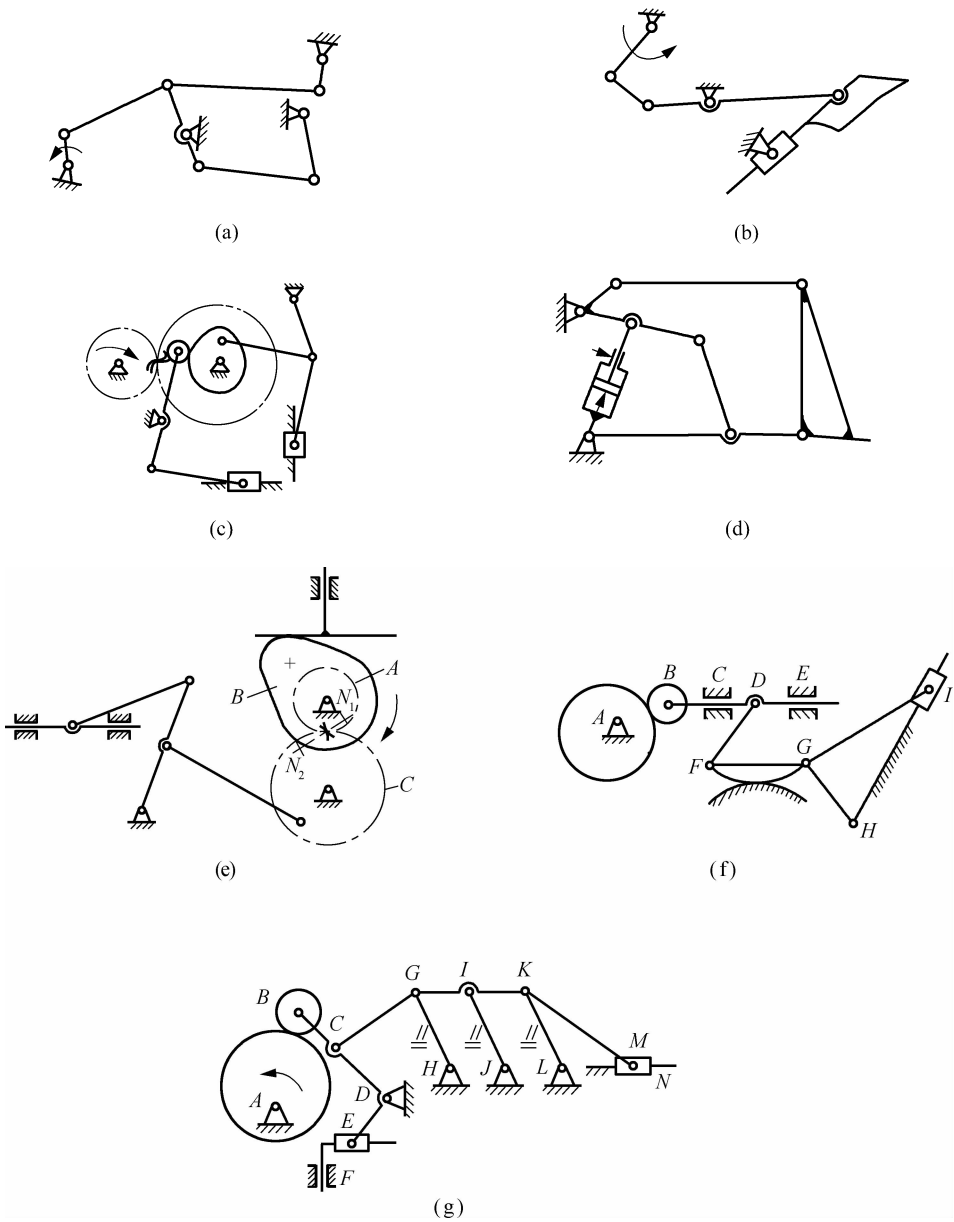
(a) 油泵



(b) 缝纫机引线机构

图题 1-3

4. 计算如图题 1-4 所示机构的自由度,并判断该机构是否具有确定的相对运动?



图题 1-4

## 课题二

# 平面连杆机构



### 学习目标

- 熟悉平面四杆机构的基本形式；
- 了解铰链四杆机构基本类型的判别方法以及其曲柄存在的条件；
- 掌握平面四杆机构的设计方法。



### 实践课题

目前国内生产的自卸汽车(见图 2-1),其卸货方式为散装货物沿汽车大梁卸下,卸货的高度都是固定的,如果需要货物卸到较高处或使货物堆积得较高些,目前的自卸汽车就难以满足要求。为此需设计一种高位自卸汽车(见图 2-2),它可将车厢举升到一定高度后再倾斜车厢卸货,以满足不同卸货高度的需要。

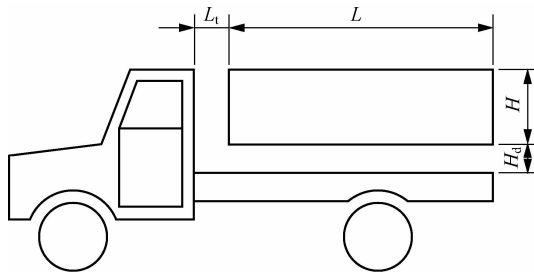


图 2-1 自卸汽车

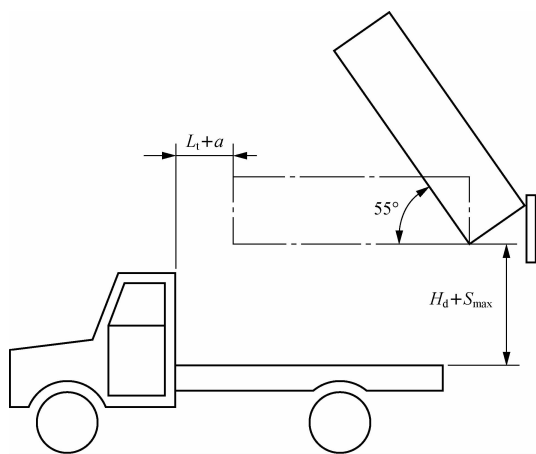


图 2-2 高位自卸汽车



### 相关知识

平面连杆机构是由若干个刚性构件(简称“杆”)用低副连接而成的,又称为低副机构。这种机构不但能进行多种运动形式的转换,实现一些较为复杂的运动规律,而且由于低副为面接触,单位面积上的压力小,便于润滑,所以磨损较小,寿命长。又由于低副连接的接触表面为圆柱面或平面,所以制造简单,易于获得较高的精度。因此,平面连杆机构广泛用于各种机器设备、仪器仪表及人们的日常生活中。这种机构的缺点是:低副中存在间隙,会引起运动误差,难以精确实现较复杂的运动规律。

平面连杆机构的类型很多,最简单的由四个构件组成,又称平面四杆机构或简称四杆机

构。它不仅应用非常广泛,而且是组成多杆机构的基础。因此,本章着重讨论四杆机构的有关问题。

## 子课题一 平面四杆机构的基本形式

根据四杆机构是否含有移动副,可将四杆机构分为铰链四杆机构和滑块四杆机构两大类。平面四杆机构的基本形式是铰链四杆机构,其构件间全部用转动副组成,如图 2-3 所示。在此机构中  $AD$  杆是机架,与机架相对的  $BC$  杆称为连杆,与机架相连的  $AB$  杆和  $CD$  杆称为连架杆,其中相对机架能做整周回转运动的连架杆称为曲柄,只能在一定范围内往复摆动的连架杆称为摇杆。其他形式的四杆机构都可看成是在它的基础上通过演化而成的。

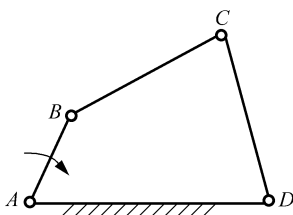


图 2-3 铰链四杆机构

### 一、铰链四杆机构

在铰链四杆机构中,机架和连杆总是存在的。因此,根据连架杆的类型,将其分为三种基本形式,即曲柄摇杆机构、双曲柄机构和双摇杆机构。

#### 1. 曲柄摇杆机构

两连架杆中,一个为曲柄,另一个为摇杆的铰链四杆机构称为曲柄摇杆机构。如图 2-4 所示汽车前窗玻璃刮水器控制机构和如图 2-5 所示脚踏砂轮机机构等都是曲柄摇杆机构应用的实例。在图 2-4 中以曲柄  $AB$  为原动件,将曲柄  $AB$  的连续整周转动转变为摇杆  $CD$  的往复摆动。在图 2-5 中以摇杆  $CD$  为原动件,将其往复摆动转变为曲柄的整周转动。



视频  
曲柄摇杆机构

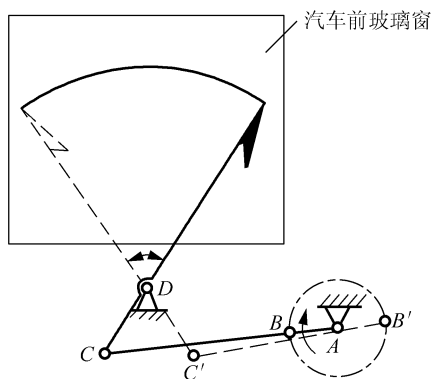


图 2-4 汽车前窗玻璃刮水器控制机构

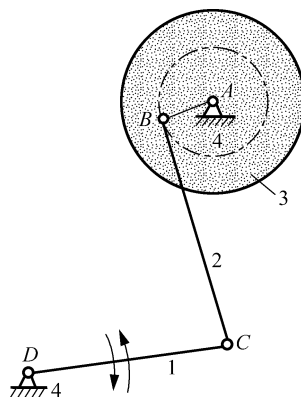


图 2-5 脚踏砂轮机机构



## 2. 双曲柄机构

两连架杆均为曲柄的铰链四杆机构,称为双曲柄机构。通常取其中一个曲柄为原动件且作等速转动,另一曲柄为从动件,一般作变速转动(也可作等速转动)。如图 2-6 所示的惯性筛即为双曲柄机构的应用实例。当从动曲柄  $CD$  作变速转动时,筛子 6 便具有所要求的加速度,筛中的物料便可靠惯性达到筛分的目的。

在双曲柄机构中,如果连杆与机架的长度相等,两个曲柄的长度也相等且转向相同,则称为平行双曲柄机构或平行四边形机构,如图 2-7 所示。其特点为两曲柄  $AB$  与  $CD$  始终作等速、同向转动,连杆始终平动。如图 2-8 所示天平机构为其应用实例。如果双曲柄机构的对边构件长度相等而不平行,则称为反向双曲柄机构,如图 2-9 所示。其特点为原动件曲柄  $AB$  作等速转动,从动件曲柄  $CD$  作反向变速转动。如图 2-10 所示公共汽车的车门启闭机构就是这种机构的应用实例。当主动曲柄 1 转动时,从动曲柄 3 作相反方向的转动,从而使两扇车门同时开启或同时关闭。

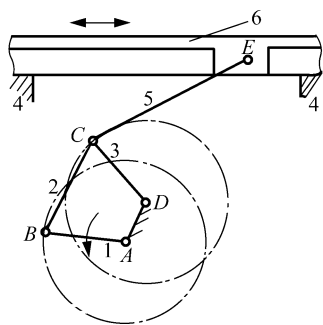


图 2-6 惯性筛

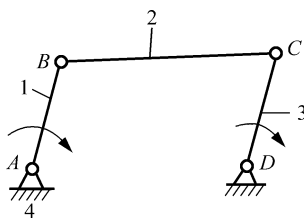


图 2-7 平行双曲柄机构

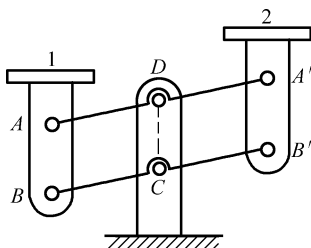


图 2-8 天平机构

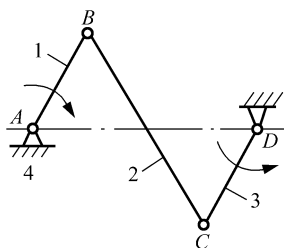


图 2-9 反向双曲柄机构

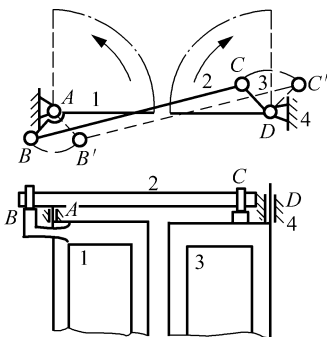


图 2-10 公共汽车的车门启闭机构



视频  
惯性筛

### 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 2-11 所示为飞机起落架的机构运动简图,是双摇杆机构的应用实例,其中  $AB$  与  $CD$  均为摇杆。当飞机将要着陆时,需将着陆胶轮 5 放下;而当飞机飞离地面时,则需要着陆胶轮 5 收起,图中实线为放下位置,双点画线为收起位置。

在双摇杆机构中,若两摇杆长度相等,称为等腰梯形机构。如图 2-12 所示汽车、拖拉机前轮转向机构就是其应用实例。摇杆  $AB$  和  $CD$  分别与两前轮轴固联在一起,当车辆转弯时(图中为向右转弯),左、右两前轮轴摆动的角度  $\beta$  和  $\delta$  不相等,四构件的相对长度保证两前轮轴线的延长线与后轮轴线的延长线相交于一点  $O$ ,从而使车辆绕  $O$  点转动时,四个车轮都在地面上做纯滚动,减少了转弯时轮胎相对地面滑动时的磨损。

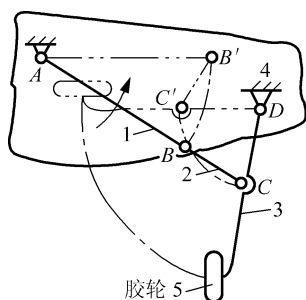


图 2-11 飞机起落架的机构

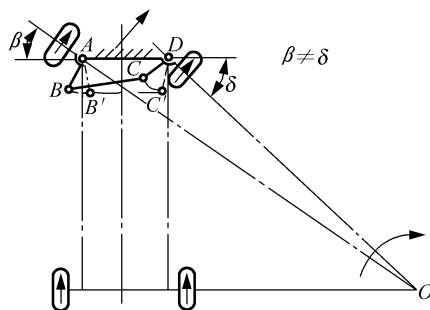


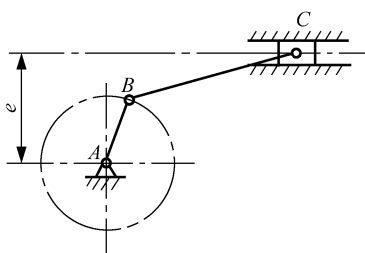
图 2-12 汽车、拖拉机前轮转向机构

## 二、滑块四杆机构

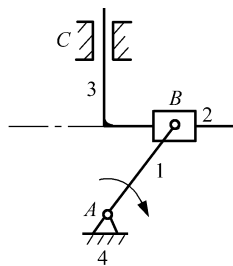
凡含有移动副的四杆机构称为滑块四杆机构,简称滑块机构。如图 2-13 所示滑块机构由铰链四杆机构演化而成。



视频  
曲柄滑块机构



(a) 单滑块机构



(b) 双滑块机构

图 2-13 滑块机构

### 1. 曲柄滑块机构

曲柄滑块机构可看做是由曲柄摇杆机构演变而来的。如图 2-14(a) 所示的曲柄摇杆机构,摇杆上  $C$  点的运动轨迹是以  $D$  点为圆心,  $CD$  为半径的圆弧。若摇杆  $CD$  的长度趋于无穷大,如图 2-14(b) 所示,转动副中心  $D$  将位于无穷远处,圆弧半径无穷大,  $C$  点的运动轨迹便成了近似直线,摇杆  $CD$  便成了滑块,原来的转动副便成了移动副,如图 2-14(c) 所示,铰链四杆机构演变成曲柄滑块机构。





曲柄滑块机构中,当以曲柄为原动件时,可将曲柄的转动转化为滑块的往复移动,它广泛应用于空气压缩机、冲床等机械中。当以滑块为原动件时,可将滑块的往复移动转化为曲柄的转动,它广泛应用于蒸汽机、内燃机等机械中。曲柄滑块机构根据滑块导路中心线是否通过曲柄转动中心  $A$ ,可分为对心曲柄滑块机构和偏置曲柄滑块机构(偏距为  $e$ ),如图 2-14(c)和图 2-14(d)所示。

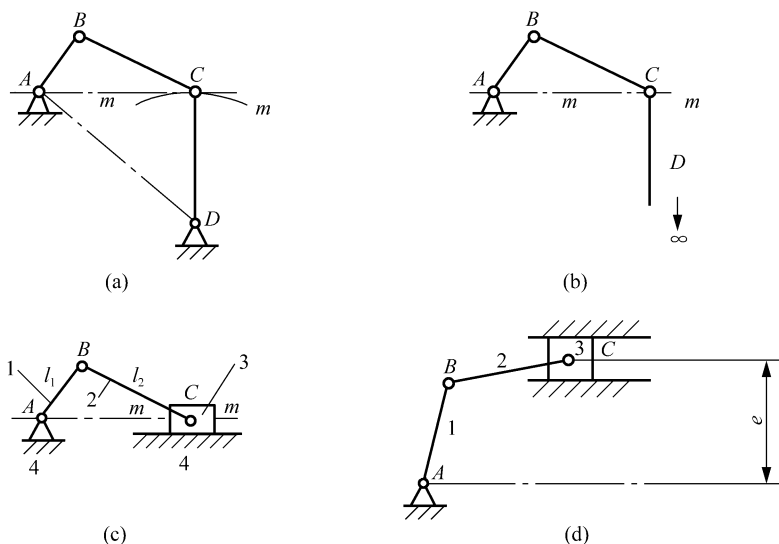


图 2-14 曲柄滑块机构的形成

## 2. 导杆机构

在图 2-14(c)所示曲柄滑块机构中,若取构件  $AB$  为机架,可得到导杆机构,如图 2-15 所示。构件 4 称为导杆,滑块 3 相对导杆 4 滑动并随其一起绕  $A$  点转动。

导杆机构常用作牛头刨床和插床等工作机构。

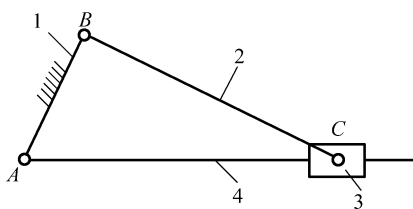


图 2-15 导杆机构

## 3. 摇块机构

在图 2-14(c)所示的曲柄滑块机构中,若取构件 2 为机架,可得到摇块机构。构件 1 做整周转动,而滑块 3 只能绕机架上  $C$  点做往复摆动,称为摇块,该机构称为摇块机构,如图 2-16 所示。载货汽车自动翻转卸料机构和插齿机中的驱动机构就是这种机构的应用实例,如图 2-17 所示。

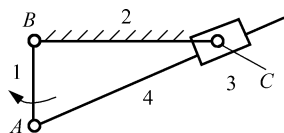


图 2-16 摇块机构

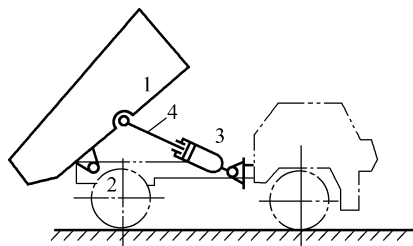


图 2-17 卡车自动卸料机构

#### 4. 定块机构

在图 2-14(c)所示的曲柄滑块机构中,若取滑块 3 为机架,即得如图 2-18 所示的定块机构。这种机构常用在手动的抽水机或抽油泵中,如图 2-19 所示。

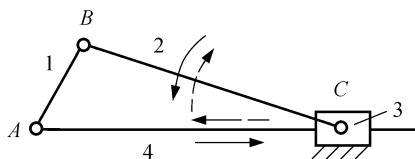


图 2-18 定块机构

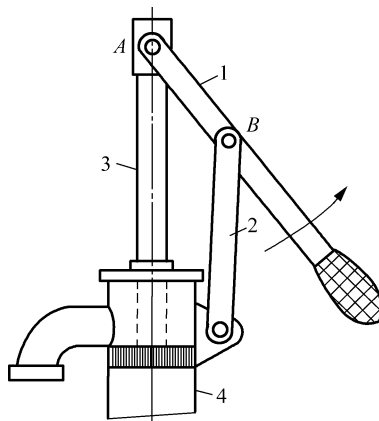


图 2-19 手动抽水机

## 子课题二 铰链四杆机构简介

### 一、铰链四杆机构基本类型的判别

铰链四杆机构三种基本形式的主要区别,就在于连架杆是曲柄还是摇杆。而机构中是否存在曲柄,与各构件的相对长度以及选取哪一构件为机架有关。铰链四杆机构基本类型的判别方法如下。

设铰链四杆机构中四个构件的长度分别用  $l_{\min}$ 、 $l_{\max}$ 、 $l'$  和  $l''$  表示,四个构件的长度之间存在两种不同的情况。

(1)当机构中最短构件长度  $l_{\min}$  与最长构件长度  $l_{\max}$  之和小于或等于其余两构件长度之和,即  $l_{\min} + l_{\max} \leq l' + l''$ 。

若取与最短构件相邻的构件为机架时,则为曲柄摇杆机构,如图 2-20(a)、(b)所示。

若取最短构件为机架,则为双曲柄机构,如图 2-20(c)所示。

若取与最短构件相对的构件为机架,则为双摇杆机构,如图 2-20(d)所示。

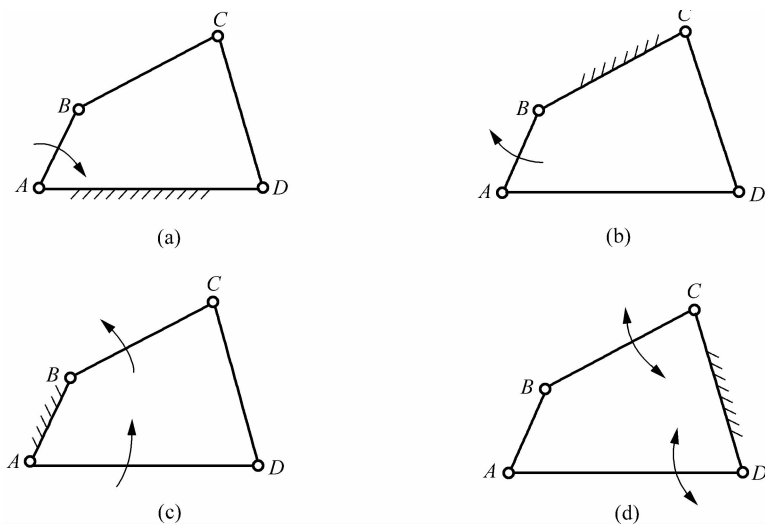


图 2-20 铰链四杆机构类型的判别

(2) 当机构中最短构件长度  $l_{\min}$  与最长构件长度  $l_{\max}$  之和大于其余两构件长度之和, 即  $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$  时, 无论取哪一构件为机架, 均为双摇杆机构。

## 二、铰链四杆机构曲柄存在的条件

根据铰链四杆机构类型的判别方法, 可归纳出曲柄存在的条件。

(1) 机构中最短构件长度  $l_{\min}$  与最长构件长度  $l_{\max}$  之和小于或等于其余两构件长度之和, 即  $l_{\min} + l_{\max} \leq l' + l''$ 。

(2) 取最短构件或最短构件相邻的构件为机架。

例 2-1 判断如图 2-21 所示铰链四杆机构的类型。

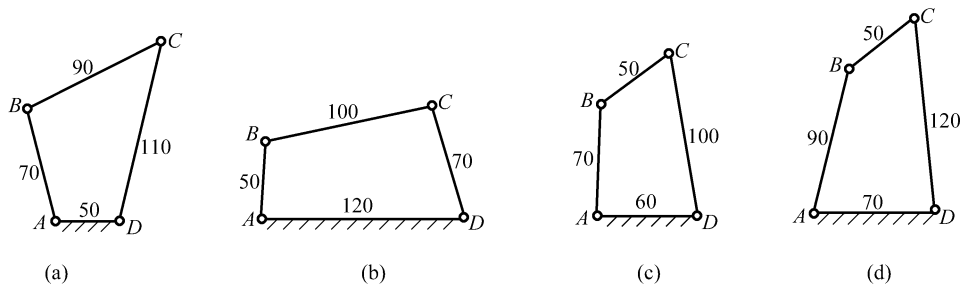


图 2-21 铰链四杆机构

解 图 2-21(a):

$$l_{\min} = 50 \text{ mm}, l_{\max} = 110 \text{ mm}, l' = 70 \text{ mm}, l'' = 90 \text{ mm}$$

$$l_{\min} + l_{\max} = (50 + 110) \text{ mm} = 160 \text{ mm}$$

$$l' + l'' = (70 + 90) \text{ mm} = 160 \text{ mm}$$

所以

$$l_{\min} + l_{\max} = l' + l''$$

符合第一种情况, 图中取  $l_{\min}$  为机架, 所以该机构为双曲柄机构。

图 2-21(b):

$$l_{\min} = 50 \text{ mm}, l_{\max} = 120 \text{ mm}, l' = 70 \text{ mm}, l'' = 100 \text{ mm}$$

$$l_{\min} + l_{\max} = (50 + 120) \text{ mm} = 170 \text{ mm}$$

$$l' + l'' = (70 + 100) \text{ mm} = 170 \text{ mm}$$

所以  $l_{\min} + l_{\max} = l' + l''$

符合第一种情况,图中取  $l_{\min}$  相邻构件为机架,所以该机构为曲柄摇杆机构。

图 2-21(c):

$$l_{\min} = 50 \text{ mm}, l_{\max} = 100 \text{ mm}, l' = 70 \text{ mm}, l'' = 60 \text{ mm}$$

$$l_{\min} + l_{\max} = (50 + 100) \text{ mm} = 150 \text{ mm}$$

$$l' + l'' = (70 + 60) \text{ mm} = 130 \text{ mm}$$

所以  $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$

符合第二种情况,无论取哪一构件为机架,均为双摇杆机构。

图 2-21(d):

$$l_{\min} = 50 \text{ mm}, l_{\max} = 120 \text{ mm}, l' = 70 \text{ mm}, l'' = 90 \text{ mm}$$

$$l_{\min} + l_{\max} = (50 + 120) \text{ mm} = 170 \text{ mm}$$

$$l' + l'' = (70 + 90) \text{ mm} = 160 \text{ mm}$$

所以  $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$

符合第二种情况,无论取哪一构件为机架,均为双摇杆机构。

**例 2-2** 如图 2-22 所示四杆机构各构件的长度为  $a=240 \text{ mm}$ ,  $b=600 \text{ mm}$ ,  $c=400 \text{ mm}$ ,  $d=500 \text{ mm}$ ,试问:

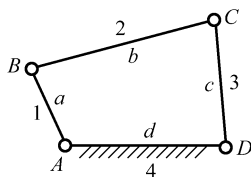


图 2-22 四杆机构

(1) 当以杆 4 为机架时有无曲柄存在?

(2) 能否选不同构件为机架的方法,获得双曲柄和双摇杆机构? 如何获得?

**解** (1)  $l_{\min} = a = 240 \text{ mm}$ ,  $l_{\max} = b = 600 \text{ mm}$ ,  $l' = c = 400 \text{ mm}$ ,  $l'' = d = 500 \text{ mm}$

$$l_{\min} + l_{\max} = (240 + 600) \text{ mm} = 840 \text{ mm}$$

$$l' + l'' = (400 + 500) \text{ mm} = 900 \text{ mm}$$

所以  $l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$

符合第一种情况,且取  $l_{\min}$  相邻构件为机架,所以该机构为曲柄摇杆机构,有一个曲柄。

(2) 取构件 1 为机架,得到双曲柄机构;取构件 3 为机架,得到双摇杆机构。

### 子课题三 平面四杆机构的设计

#### 一、四杆机构的基本性质

为了正确选择、合理使用乃至设计四杆机构,除了需要了解四杆机构的类型以外,还应进一步了解其基本性质。



### 1. 急回特性

某些连杆机构中,当主动件等速转动时,从动件具有急回性质,利用急回性质可缩短非生产时间,提高生产效率。

如图 2-23 所示的曲柄摇杆机构,曲柄  $AB$  为原动件,摇杆  $CD$  为从动件。在曲柄转动一周的过程中,曲柄与连杆  $BC$  有两次共线,此时摇杆  $CD$  分别处于左、右两极限位置  $C_1D$  和  $C_2D$ ,它们之间的夹角称为摇杆的摆角,用  $\psi$  表示。当摇杆处于左、右两极限位置时,曲柄对应两位置之间所夹的锐角称为极位夹角,用  $\theta$  表示。

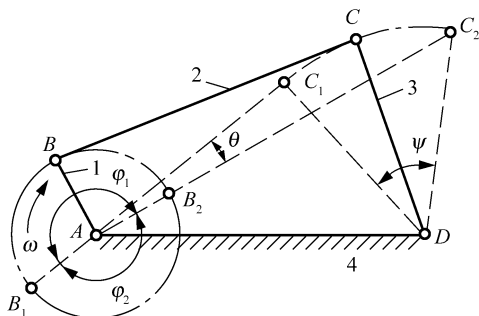


图 2-23 曲柄摇杆机构急回特性分析

当曲柄由  $AB_1$  等速转到  $AB_2$  时,转过角度  $\varphi_1 = 180^\circ + \theta$ ,摇杆由  $C_1D$  摆到  $C_2D$ ,摆过角度  $\psi$ ,称为工作行程,所需时间为  $t_1$ , $C$  点的平均速度为  $v_1$ ;当曲柄由  $AB_2$  等速转到  $AB_1$  时,转过角度  $\varphi_2 = 180^\circ - \theta$ ,摇杆由  $C_2D$  摆到  $C_1D$ ,摆过角度  $\psi$ ,称为空回行程,所需时间为  $t_2$ , $C$  点的平均速度为  $v_2$ 。由于  $AB$  等速转动, $\varphi_1 > \varphi_2$ ,所以  $t_1 > t_2$ ,又因为摇杆在工作行程和空回行程摆过的角度相同,所以  $v_1 < v_2$ 。这种空回行程比工作行程平均速度大的运动特性称为曲柄摇杆机构的急回特性。机构的急回特性常用行程速度变化系数  $K$  表示,即

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

如果机构具有急回特性,则  $K > 1$ ,所以  $\theta \neq 0^\circ$ 。如果  $\theta = 0^\circ$ ,则  $K = 1$ , $v_1 = v_2$ ,机构不具有急回特性。

### 2. 压力角与传动角

在设计和选用四杆机构时,不但应保证实现给定的运动要求,还应使机构具有较好的传力性能,以使机构运转灵活、轻便,效率较高。机构的传力性能与压力角有关。

如图 2-24 所示曲柄摇杆机构中曲柄  $AB$  为原动件,摇杆  $CD$  为从动件。若忽略各构件质量和运动副中的摩擦,则  $BC$  为二力杆,曲柄通过  $BC$  作用于摇杆上  $C$  点的力  $F$  沿  $BC$  方向,它与受力点  $C$  的绝对速度  $v_C$  之间所夹的锐角  $\alpha$  称为压力角。

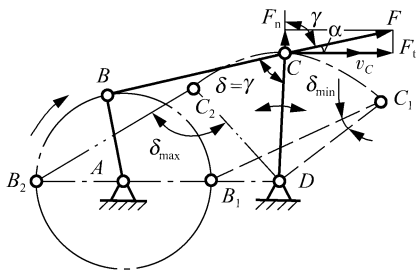


图 2-24 曲柄摇杆机构的压力角和传动角

力  $F$  沿  $v_C$  方向的分力  $F_t = F \cos \alpha$ , 是推动从动件运动的有效分力; 而沿摇杆轴线方向的分力  $F_n = F \sin \alpha$ , 会增大运动副中的摩擦和磨损, 对机构传动不利, 故称为有害分力。显然, 压力角愈小, 有效分力  $F_t$  愈大, 机构的传力性能愈好。可见, 压力角  $\alpha$  的大小是判别机构传力性能好坏的一个重要参数。

在实际应用中, 为度量方便, 常用压力角的余角  $\gamma$  来衡量机构传动性能的好坏,  $\gamma$  称为传动角。显然,  $\gamma$  越大越好, 理想情况  $\gamma = 90^\circ$ 。

由于机构在运动中, 压力角和传动角的大小随机构的不同位置而变化。  $\gamma$  角越大, 则  $\alpha$  角越小, 机构的传动性能越好。为了保证机构的正常传动, 通常使传动角的最小值  $\gamma_{\min}$  大于或等于其许用值  $[\gamma]$ 。一般机械中, 推荐  $[\gamma] = 40^\circ \sim 50^\circ$ ; 对于传递功率大的机构, 为使工作时得到更大的效率, 取  $\gamma_{\min} = [\gamma] \geq 50^\circ$ ; 对于一般非传力机构, 也可取  $[\gamma] < 40^\circ$ , 但不能过小。

### 3. 止点位置

在不计构件重力、惯性力和运动副间摩擦阻力的前提下, 当机构处于压力角  $\alpha = 90^\circ$  的位置时, 驱动力的有效分力  $F_t = 0$ 。在此位置, 无论怎样加大驱动力, 均不能仅靠驱动力的作用, 使从动件运动。机构的这种位置称为止点位置。显然, 只要从动件能与连杆共线, 则  $\alpha = 90^\circ$ , 机构就有止点位置。

止点位置对机构的传动是不利的, 应设法避免。通常可采用安装飞轮的办法, 以加大从动件的惯性力, 使之能顺利通过止点位置, 如图 2-25 所示。例如, 缝纫机在运动过程中, 就是依靠具有较大质量带轮的惯性来顺利通过止点位置并使从动曲柄连续转动。另外, 在同一机构中, 若原动件和从动件的选择不同, 有无止点也不相同, 如曲柄滑块机构, 当以曲柄为从动件时, 可能存在止点位置。

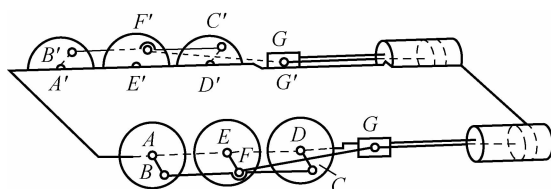


图 2-25 机车车轮联动机构

但止点位置也可以利用。见图 2-11 所示飞机起落架机构和如图 2-26 所示钻床夹具机构都是对机构止点位置的应用。在图 2-26 中, 当工件被夹紧后,  $B$ 、 $C$ 、 $D$  三点在同一直线上, 工件经过杆 1、杆 2, 传递到杆 3 的力通过杆 3 的回转中心  $D$ 。因此, 夹紧工件后, 无论工件的反力  $R$  多大, 都不能驱动杆 3 产生运动, 使工件夹紧可靠。

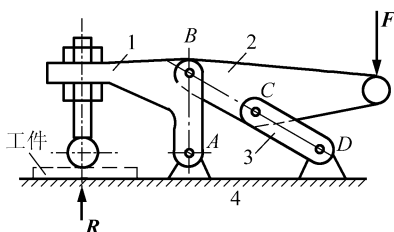


图 2-26 钻床夹具机构

**例 2-3** 如图 2-27 所示铰链四杆机构中, 已知各杆长度  $l_{AB} = 42 \text{ mm}$ ,  $l_{BC} = 78 \text{ mm}$ ,  $l_{CD} =$

>>>>>>

75 mm,  $l_{AD} = 108$  mm。试求:

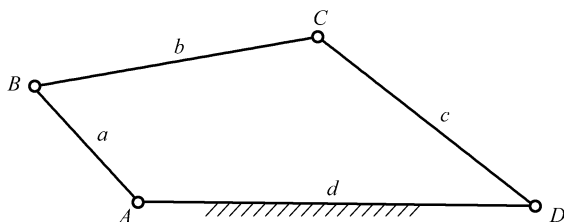


图 2-27 铰链四杆机构

- (1) 该机构为何种机构?
- (2) 若以构件 AB 为原动件, 试用作图法求出摇杆 CD 的最大摆角  $\psi$ , 机构的极位夹角  $\theta$ , 并确定行程速度变化系数  $K$ 。
- (3) 若以构件 AB 为原动件, 试用作图法求出该机构的最小传动角  $\gamma_{\min}$ 。
- (4) 此机构有无止点位置?

解 (1) 因 AB 杆为最短杆, AD 杆为最长杆, 且

$$l_{AB} + l_{AD} = (42 + 108) \text{ mm} = 150 \text{ mm}$$

$$l_{BC} + l_{CD} = (78 + 75) \text{ mm} = 153 \text{ mm}$$

因为  $l_{AB} + l_{AD} < l_{BC} + l_{CD}$ , 且取最短杆相邻杆为机架, 所以此机构为曲柄摇杆机构。

(2) 选取适当比例尺, 作 AB 杆与 BC 杆两次共线的机构位置图  $AB_1C_1D$  和  $AB_2C_2D$ , 如图 2-28 所示。  $C_1D$  和  $C_2D$  为摇杆 CD 的两极限位置, 由图中量得摆角  $\psi = 70^\circ$ ,  $\theta = 16^\circ$ 。

$$K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} = \frac{180^\circ + 16^\circ}{180^\circ - 16^\circ} = 1.19$$

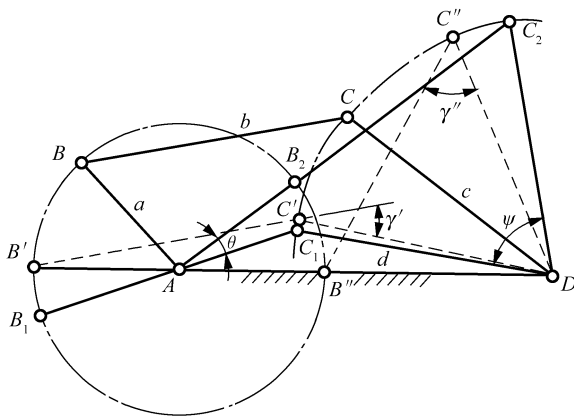


图 2-28 AB 杆与 BC 杆两次共线的机构位置

(3) 作 AB 杆与机架 AD 两次共线位置图  $AB'C'D$  和  $AB''C''D$  图, 量得  $\gamma' = 27^\circ$ ,  $\gamma'' = 50^\circ$ , 因此

$$\gamma_{\min} = \gamma' = 27^\circ$$

(4) 若以曲柄 AB 为原动件, 则机构无止点位置; 若以 CD 摇杆为原动件, 则连杆 BC 与从动件曲柄 AB 两次共线, 即机构存在两个止点位置。

## 二、平面四杆机构的设计方法

平面四杆机构的设计是指其运动的设计。设计的主要任务是：根据机构的工作要求选定机构的形式，并确定各构件的基本尺寸。常用的设计方法有图解法、解析法和实验法。解析法精确度较高，主要通过计算机进行辅助设计。实验法需要一定的实验条件，适用于实现给定运动轨迹的设计。图解法几何关系清晰，适用于对运动规律要求不高的四杆机构的设计。本节仅介绍图解法。

### 1. 按给定的行程速度变化系数设计四杆机构

一般设计曲柄摇杆机构的已知条件为摇杆长度  $L_{CD}$ 、摇杆摆角  $\psi$  及行程速度变化系数  $K$ 。

#### 1) 设计分析

假设该机构已经设计，其机构示意图如图 2-29 所示。当摇杆处于两极限位置时，曲柄与连杆两次共线， $\angle C_1AC_2$  即为极位夹角  $\theta$ 。如果过  $C_1$ 、 $C_2$  和  $A$  点作一个辅助圆  $L$ ，则  $\angle C_1AC_2$  为该圆上的圆周角， $C_1C_2$  为圆  $L$  上的一个弦。根据平面几何知识可知，此弦所对的圆周角是所对圆心角的一半，即  $C_1C_2$  弦所对的圆心角为  $2\theta$ 。由此提供了设计思路，即根据给定条件，设法作出辅助圆  $L$ ，在该圆周上任选一点  $A$  作为曲柄回转中心，连接  $AC_1$  和  $AC_2$ ，其夹角  $\angle C_1AC_2$  即为极位夹角  $\theta$ ，再量出  $AC_1$  和  $AC_2$  的长度即可算出各构件长度。

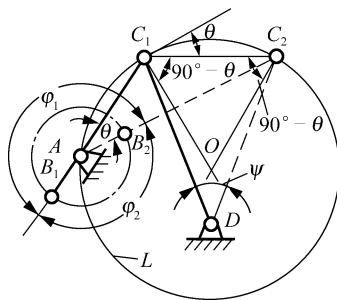


图 2-29 按  $K$  值设计曲柄摇杆机构

#### 2) 设计步骤

(1) 选取适当的比例  $\mu$ ，按已知摇杆长度  $L_{CD}$ 、摇杆摆角  $\psi$  绘出  $C_1D$  和  $C_2D$ 。

(2) 求极位夹角。由  $K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$ ，得到  $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$ 。

(3) 连接  $C_1C_2$ ，作  $\angle C_1C_2O = \angle C_2C_1O = 90^\circ - \theta$ ， $C_1O$  和  $C_2O$  相交于  $O$  点， $\angle C_1OC_2 = 2\theta$ 。以  $O$  为圆心， $OC_1$  为半径作辅助圆  $L$ 。

(4) 在辅助圆周上任取一点作为  $A$  均可满足要求， $\angle C_1AC_2 = \theta$ 。如果无其他条件的限制  $A$  点可有无穷多个解。

(5) 因极限位置处连杆与曲柄共线，所以  $AC_1 = BC - AB$ ， $AC_2 = BC + AB$ ，由此求得

$$AB = \frac{AC_2 - AC_1}{2}, BC = \frac{AC_1 + AC_2}{2}$$

(6) 计算  $L_{AB}$ 、 $L_{BC}$ 。

$$L_{AB} = \mu AB, L_{BC} = \mu BC$$

### 2. 按给定的连杆位置设计四杆机构

如图 2-30 所示为加热炉炉门，要求设计一种四杆机构，使炉门由开启位置  $B_2C_2$  变为  $B_1C_1$ 。

#### 1) 设计分析

在图 2-30 中， $B$ 、 $C$  两点的运动轨迹分别为以  $A$ 、 $D$  两点为圆心， $AB$ 、 $CD$  为半径的圆弧，因此，设计的关键是确定  $A$ 、 $D$  两点的位置。由平面几何知识可知， $A$ 、 $D$  两点分别位于  $B_1B_2$  和  $C_1C_2$  弦的垂直平分线上。





2) 设计步骤

- (1) 根据设计要求, 选比例尺  $\mu$ , 作出连杆两位置  $B_1C_1$ 、 $B_2C_2$ 。
- (2) 连接  $B_1B_2$  和  $C_1C_2$ , 作  $B_1B_2$  和  $C_1C_2$  的垂直平分线  $mm$ 、 $nn$ , 如图 2-31 所示。
- (3) 确定  $A$ 、 $D$  两点的位置。如果没有其他条件要求,  $A$ 、 $D$  两点有无穷多个解。
- (4) 计算  $L_{AB}$ 、 $L_{CD}$ 。

$$L_{AB} = \mu AB, L_{CD} = \mu CD$$

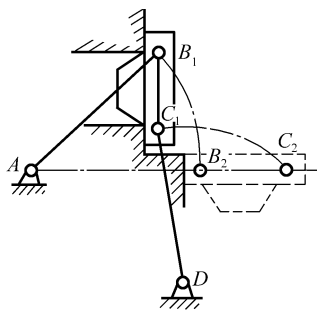


图 2-30 加热炉炉门

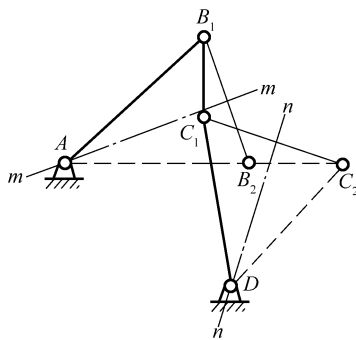
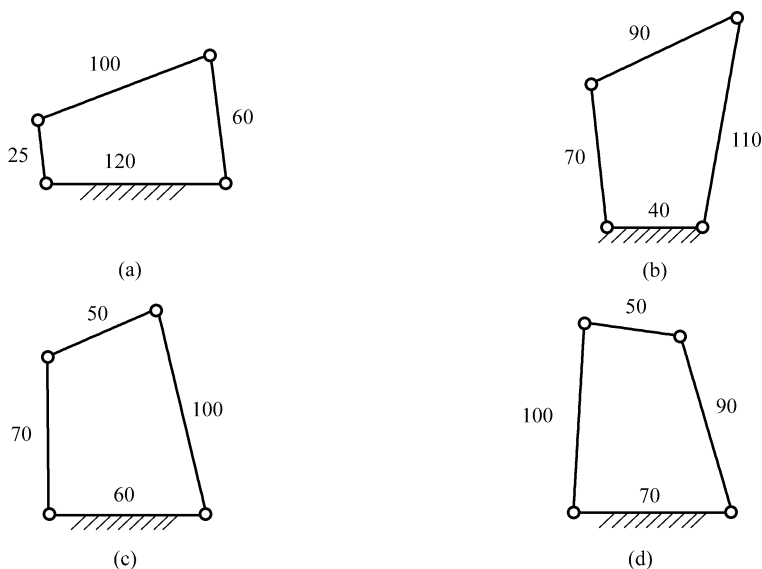


图 2-31 加热炉炉门四杆机构设计



课后习题

1. 铰链四杆机构有哪几种基本形式? 如何判定?
2. 判断如图题 2-2 所示铰链四杆机构的类型。

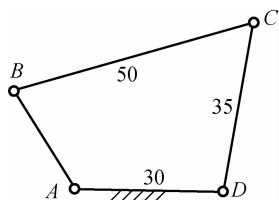


图题 2-2

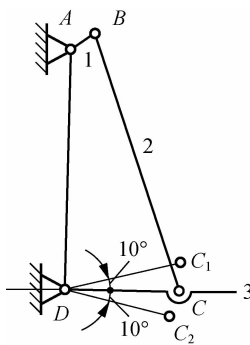
3. 平面四杆机构有哪些基本性质?
4. 在曲柄摇杆机构中, 当以曲柄为原动件时, 机构是否存在急回特性? 为什么?
5. 为使机构具有急回特性, 行程速度变化系数  $K=1$  可以吗?
6. 在曲柄摇杆机构中, 只有当哪一构件为原动件时, 才可能出现止点位置?

7. 如图题 2-7 所示铰链四杆机构中, 已知  $L_{BC} = 50 \text{ mm}$ ,  $L_{CD} = 35 \text{ mm}$ ,  $L_{AD} = 30 \text{ mm}$ , 求此机构分别为(1)曲柄摇杆机构, (2)双摇杆机构, (3)双曲柄机构时,  $L_{AB}$  的取值范围。

8. 设计如图题 2-8 所示轧棉机的铰链四杆机构。已知脚踏板  $CD$  在水平位置上、下各摆  $10^\circ$ ,  $L_{CD} = 450 \text{ mm}$ ,  $L_{AD} = 950 \text{ mm}$ , 试用图解法设计该四杆机构。



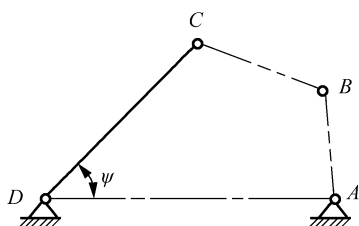
图题 2-7



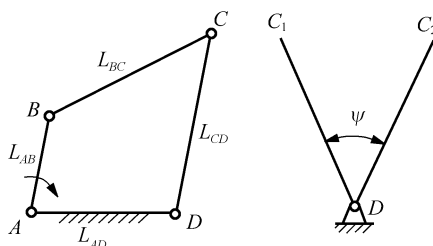
图题 2-8

9. 如图题 2-9 所示铰链四杆机构中, 已知摇杆长度  $L_{CD} = 75 \text{ mm}$ , 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  $\psi = 45^\circ$ , 求曲柄长  $L_{AB}$  和连杆长  $L_{BC}$ 。

10. 试设计一曲柄摇杆机构  $ABCD$ 。如图题 2-10 所示, 已知摇杆长度为  $L_{CD} = 100 \text{ mm}$ , 其摆角  $\psi = 50^\circ$ , 行程速度变化系数  $K = 1.5$ , 且机架长度  $L_{AD}$  等于连杆长度  $L_{BC}$  与曲柄长度  $L_{AB}$  之差。

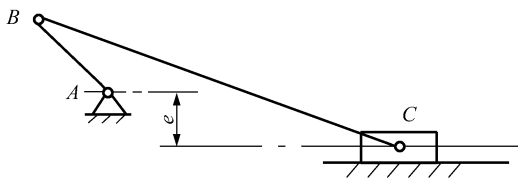


图题 2-9



图题 2-10

11. 设计一偏置式曲柄滑块机构。如图题 2-11 所示, 已知行程速度变化系数  $K = 1.4$ , 滑块的行程  $h = 60 \text{ mm}$ , 偏距  $e = 10 \text{ mm}$ 。求曲柄长度  $L_{AB}$  及连杆长度  $L_{BC}$ 。



图题 2-11

## 课题三

# 凸轮机构及其他常用机构



### 学习目标

- 了解凸轮机构的分类以及应用；
- 掌握从动件的常用运动规律；
- 熟悉盘形凸轮的图解法和解析法设计；
- 熟悉凸轮机构常用的材料和机构；
- 了解其他常用机构。



### 实践课题

设计汽车发动机配气机构中的对心直动滚子从动件盘形凸轮。已知基圆半径  $r_{\min} = 10 \text{ mm}$ ，从动件在推程、回程的运动规律为等加速等减速，试选择凸轮的材料、热处理方法，设计凸轮的轮廓曲线。



### 相关知识

在各种机械中，特别是在自动机械中，当原动件做等速连续运动时，常要求某些从动件实现工作所需要的各式各样的运动规律，在这种情况下，通常多采用凸轮机构。与连杆机构相比，凸轮机构便于准确地实现给定的运动规律和轨迹，但由于凸轮与从动件构成的高副是点或线接触，所以易磨损，凸轮轮廓制造也比较困难。在机械中，有时也采用间歇运动机构实现从动件周期性时动时停的运动规律。

## 子课题一 凸轮机构的基本知识

### 一、凸轮机构的分类

凸轮机构按构件形状与运动形式分为不同的类型。

#### 1. 按凸轮形状分

##### 1) 盘形凸轮

绕固定轴转动且径向轮廓尺寸变化的凸轮称为盘形凸轮，是凸轮的基本形式，如图 3-1 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 3-2 所示。

3) 圆柱凸轮

将移动凸轮卷成圆柱体称为圆柱凸轮,如图 3-3 所示。

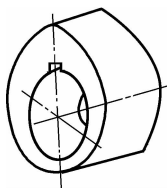


图 3-1 盘形凸轮

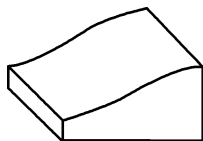


图 3-2 移动凸轮

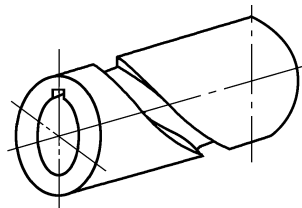


图 3-3 圆柱凸轮

2. 按从动件端部结构分

1) 尖顶从动件

尖顶与凸轮轮廓是点接触,尖顶能与任意复杂的凸轮轮廓保持接触,从而使从动件实现任意预期的运动规律。但磨损快,只适用于传力不大的低速凸轮机构。

2) 滚子从动件

在从动件的尖端安装一个滚子,称为滚子从动件。滚子与凸轮轮廓间为滚动摩擦,耐磨损,可承受较大的载荷,应用最普遍。

3) 平底从动件

从动件与凸轮轮廓表面接触的端面为一平面。显然不能与凹形的凸轮轮廓接触,但接触面间易形成油膜,利于润滑,常用于高速传动。

3. 按使从动件与凸轮保持接触的锁合方式分

为了使凸轮机构正常工作,必须使从动件与凸轮始终保持高副接触称为锁合。

1) 力锁合

力锁合是利用从动件的重力、弹簧力或其他外力使从动件与凸轮保持接触。

2) 几何锁合

几何锁合是依靠凸轮和从动件的特殊几何形状而始终保持接触。

另外按从动件的运动形式可分为直动从动件和摆动从动件两种。

二、凸轮机构的应用

凸轮机构常用于轻载、低速的自动机或半自动机的控制。

如图 3-4 所示为内燃机的配气机构。凸轮 1 转动时,推动从动阀杆 2 上下移动,按给定的配气要求启闭阀门。

如图 3-5 所示为绕线机中的凸轮机构。当绕线轴快速转动时,通过蜗杆传动,使凸轮缓慢地转动,凸轮轮廓使摆杆往复摆动,从而使线均匀地缠绕在绕线轴上。

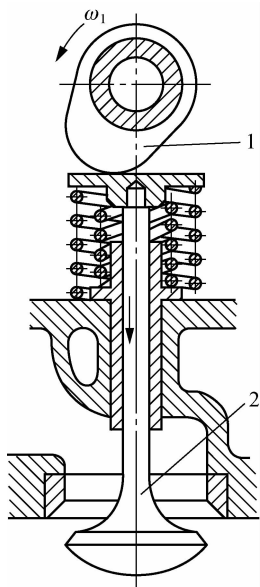


图 3-4 内燃机的配气机构  
1—凸轮;2—从动阀杆

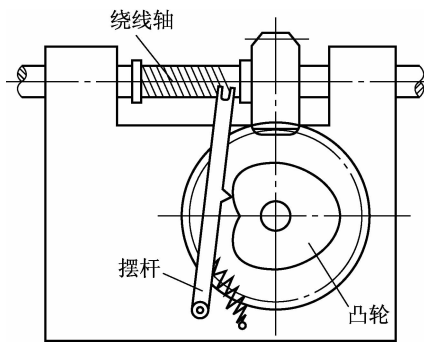


图 3-5 绕线机构

如图 3-6 所示为自动车床靠模机构,拖板带动从动件刀架 2 沿靠模凸轮 1 轮廓运动,刀刃走出手柄外形轨迹。

如图 3-7 所示为自动送料机构,带凹槽的圆柱凸轮 1 作等速转动,槽中的滚子带动从动件 2 往复移动,将工件推至指定位置,从而完成自动送料的任务。

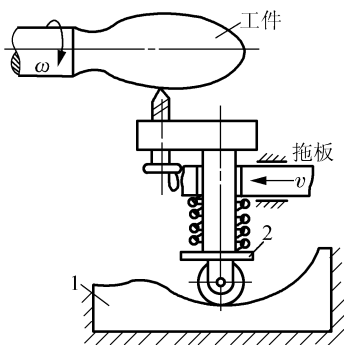


图 3-6 自动车床靠模机构  
1—靠模凸轮;2—从动件刀架

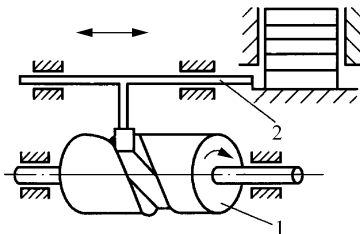


图 3-7 自动送料机构  
1—圆柱凸轮;2—从动件

## 子课题二 从动件常用运动规律

运动规律是指从动件在运动过程中,其位移  $s$ 、速度  $v$ 、加速度  $a$  随凸轮转角  $\delta_1$  (或时间  $t$ ) 变化的规律。

### 一、凸轮机构的运动过程

如图 3-8(a)所示为对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构。图示位置凸轮转角为零,从动

件位移也为零,从动件尖顶位于离凸轮轴心  $O$  最近位置  $A$ ,称为起始位置。以凸轮最小向径  $OA$  为半径作的圆,称为基圆,基圆半径用  $r_{\min}$  表示。从动件离轴心最近位置  $A$  到最远位置  $B$  间移动的距离  $h$  称为行程。

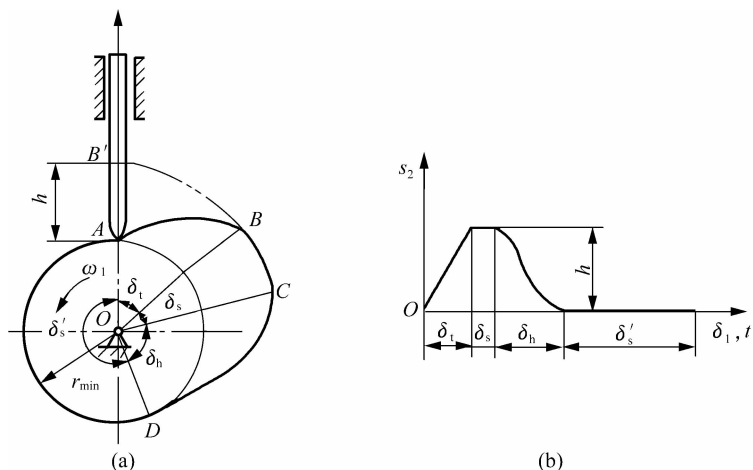


图 3-8 凸轮机构的工作过程

### 1. 推程

当凸轮以等角速度  $\omega_1$  按逆时针方向转动时,从动件尖顶被凸轮轮廓由  $A$  点推至  $B'$ ,这一行程称为推程,凸轮相应转角  $\delta_t$  称为推程运动角。从动件在推程中做功,称为工作行程。

### 2. 远休止角

凸轮继续转动,从动件尖顶与凸轮轮廓的  $BC$  圆弧段接触,停留在远离凸轮轴心的位置  $B'$ ,称为远休止,凸轮相应转角  $\delta_s$  称为远休止角。

### 3. 回程

凸轮继续转动,从动件尖顶与凸轮轮廓  $CD$  段接触,在其重力或弹簧力作用下由  $B'$  回至  $A$ ,这一行程称为回程,凸轮相应转角  $\delta_h$  称为回程运动角。从动件在回程中不做功,称为空回行程。

### 4. 近休止角

凸轮继续转动,从动件尖顶与凸轮的  $DA$  段圆弧接触,停留在离凸轮轴心最近位置  $A$ ,称为近休止,凸轮相应转角  $\delta'_s$  称为近休止角。

凸轮转过一周,从动件经历推程、远休止、回程、近休止四个运动阶段,凸轮继续转动,从动件重复上述运动。行程  $h$  和各阶段的转角  $\delta_t$ 、 $\delta_s$ 、 $\delta_h$ 、 $\delta'_s$  是描述凸轮机构运动的重要参数。

若用横坐标代表凸轮转角  $\delta_1$ ,纵坐标代表从动件位移  $s_2$ ,则可以画出从动件位移  $s_2$  与凸轮转角  $\delta_1$  之间的关系曲线,见图 3-8(b),该曲线称为从动件的位移线图。

## 二、从动件常用规律

### 1. 等速运动规律

当凸轮以等角速度  $\omega_1$  转动时,从动件在推程或回程中的运动速度为一常数,这种运动规律称为等速运动规律。



设推程中从动件做等速运动,其推程运动角为  $\delta_t$ ,升程为  $h$ ,则其  $s_2-\delta_1$ 、 $v_2-\delta_1$ 、 $a_2-\delta_1$  的关系曲线如图 3-9 所示。

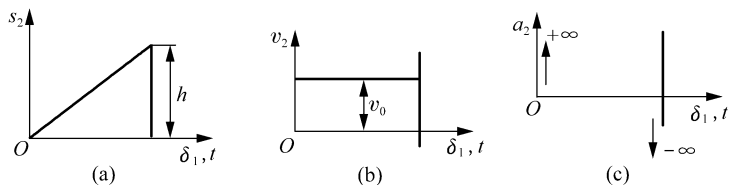


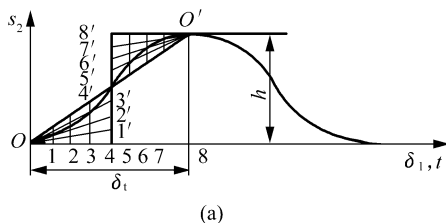
图 3-9 等速运动规律

由图可见,从动件在运动开始时,速度由零突变为  $v_0$ ,故瞬时加速度在理论上为无穷大;运动终止时,速度由  $v_0$  突变为零,在理论上,其瞬时加速度也为无穷大。从动件由此产生的惯性力也为无穷大,将会引起刚性冲击。因此,这种运动规律不宜单独使用,在运动开始和终止时应加过渡线。

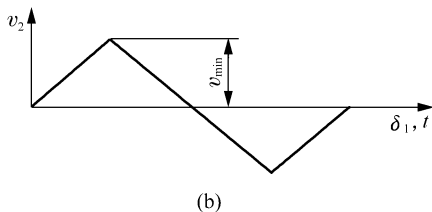
### 2. 等加速等减速运动规律

从动件在推程或回程中,前半行程做等加速运动,后半行程做等减速运动,这种运动规律称为等加速等减速运动规律。通常这两种运动的加速度绝对值相等。

设推程时,从动件做等加速等减速运动,其推程运动角为  $\delta_t$ ,升程为  $h$ ,前半行程、后半行程凸轮转角各为  $\delta_t/2$ ,从动件行程各为  $h/2$ 。由运动学知识可知,其  $s_2-\delta_1$ 、 $v_2-\delta_1$ 、 $a_2-\delta_1$  的关系曲线如图 3-10 所示。

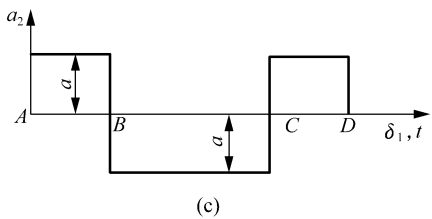


由图可见,从动件在 A、B、C、D 各点处加速度出现有限突变,因而产生有限惯性力的突变,结果将引起有限的冲击,即柔性冲击。这种运动规律适用于中速凸轮机构。



位移线图的画法如图 3-10(a)所示。具体步骤如下。

(1)将横坐标代表的  $\delta_t$  的线段分为若干等份,等分点为 1、2、3、4、5、6、7、8。



(2)在  $\delta_t/2$  处作横坐标的垂线,按一定比例取升程  $h$ ,将  $h$  也分成与横坐标相同的等份,等分点为 1'、2'、3'、4'、5'、6'、7'、8'。

(3)分别由始点  $O$  和终点  $O'$  联成  $O1'$ 、 $O2'$ 、 $O3'$ 、 $O4'$ 、 $O5'$ 、 $O6'$ 、 $O7'$ 、 $O8'$  斜线,这些斜线与横坐标各等分点的垂线的交点,即为位移线图的点。

(4)将这些交点连成圆滑的曲线,即得位移线图。

图 3-10 等加速等减速运动规律

### 3. 简谐运动规律

质点在沿半径为  $R$  的圆上做匀速圆周运动时,其在这个圆上的投影所形成的运动称为简谐运动。其  $s_2-\delta_1$ 、 $v_2-\delta_1$ 、 $a_2-\delta_1$  的关系曲线如图 3-11 所示。具体步骤如下。

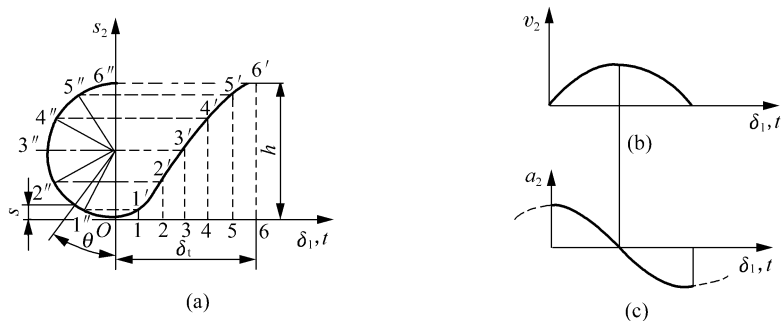


图 3-11 简谐运动规律

- (1) 以从动件的升程  $h$  画半圆, 将此半圆分成若干等份, 得到  $1''、2''、\dots、6''$ 。
- (2) 将代表凸轮推程运动角的横坐标线段分成相等的等份, 并作垂线  $11'、22'、\dots、66'$ 。
- (3) 将半圆上的等分点投影到相应的垂线上得  $1'、2'、\dots、6'$  点。
- (4) 用光滑曲线连接  $1'、2'、\dots、6'$  点, 得到从动件的位移线图。

### 子课题三 盘形凸轮的图解法和解析法设计

设计凸轮时, 按使用要求, 选择凸轮类型、从动件运动规律和基圆半径等, 据此绘制凸轮轮廓。凸轮轮廓的设计方法有图解法和解析法。图解法的特点是简便易行且直观, 但精确度有限, 一般适用于低速或对从动件运动规律要求不太严格的凸轮机构的设计。对于高速凸轮或精度要求较高的凸轮, 需用解析法设计凸轮轮廓。

#### 一、盘形凸轮的图解法设计

##### 1. 作图原理

凸轮机构工作时, 一般以凸轮为原动件, 凸轮是运动的, 而绘在图纸上的凸轮是静止的, 因此绘制凸轮轮廓曲线是采用“反转法”。根据相对运动原理, 给整个机构加上一个公共角速度  $\omega$ , 绕凸轮轴心  $O$  转动时, 各构件间相对运动不变。如图 3-12 所示, 若公共角速度与凸轮的角速度  $\omega_1$  等值、反向, 则凸轮静止, 而从动件既随机架以  $-\omega_1$  转动, 又沿导路作相对移动。由于从动件始终与凸轮接触, 尖顶的运动轨迹就是凸轮的理论轮廓。

##### 2. 作图方法

1) 对心直动尖顶从动件盘形凸轮轮廓曲线的绘制绘制步骤如下。

(1) 确定凸轮机构初始位置。选取比例尺  $\mu_L$ , 取  $O$

为圆心,  $r_{\min}$  为半径作基圆, 取  $A_0$  为从动件初始位置, 如图 3-13(a) 所示。

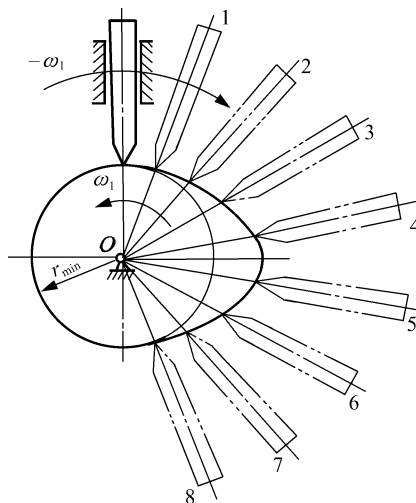


图 3-12 凸轮反转法绘图原理





(2)等分位移曲线,得各分点位移量。如图 3-13(b)所示,将  $\delta_i$ 、 $\delta_h$  若干等分,得等分点 1、2、3、4、5、6、7、8。由各分点作垂线,与位移曲线相交,得转角在各分点对应的位移量  $11'$ 、 $22'$ 、 $33'$ 、 $44'$ 、 $55'$ 、 $66'$ 、 $77'$ 、 $88'$ 。

(3)作从动件尖顶轨迹。在基圆上,自初始位置  $A_0$  开始,沿  $-\omega_1$  方向,依次取角度  $\delta_i$ 、 $\delta_h$ 、 $\delta_s'$ ,按位移线图中相同等份,对  $\delta_i$ 、 $\delta_h$  等分,在基圆上得等分点  $A_1'$ 、 $A_2'$ 、 $A_3'$ 、 $A_4'$ 、 $A_5'$ 、 $A_6'$ 、 $A_7'$ 、 $A_8'$ ,连接  $OA_1'$ 、 $OA_2'$ 、 $OA_3'$ 、 $OA_4'$ 、 $OA_5'$ 、 $OA_6'$ 、 $OA_7'$ 、 $OA_8'$ ,即为反转后从动件导路的位置。在位置线上,分别截取  $A_1A_1'$ 、 $A_2A_2'$ 、 $A_3A_3'$ 、 $A_4A_4'$ 、 $A_5A_5'$ 、 $A_6A_6'$ 、 $A_7A_7'$ 、 $A_8A_8'$ ,则  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 、 $A_4$ 、 $A_5$ 、 $A_6$ 、 $A_7$ 、 $A_8$ 就是从动件尖顶的位置。

(4)绘制凸轮轮廓。将  $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 、 $A_4$ 、 $A_5$ 、 $A_6$ 、 $A_7$ 、 $A_8$  用平滑曲线连接得到要求的凸轮轮廓曲线。

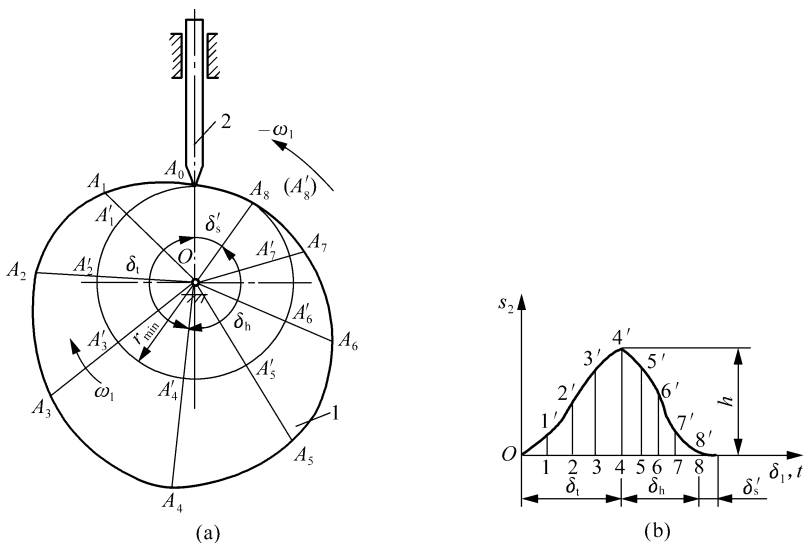


图 3-13 对心直动尖顶从动件盘形凸轮

2)对心直动滚子从动件盘形凸轮轮廓曲线的绘制

如图 3-14 所示,将滚子的中心看做尖顶从动件的尖顶,按前述方法作出尖顶从动件的凸轮轮廓曲线  $\beta_0$ ,称为凸轮的理论轮廓曲线。再以  $\beta_0$  上各点为圆心,滚子半径为半径作一系列滚子圆,最后作这些圆的包络线  $\beta$ ,得到滚子从动件凸轮的实际轮廓。

3)对心直动平底从动件盘形凸轮轮廓曲线的绘制

如图 3-15 所示,将平底与导路中心线的交点  $A$  看做尖顶从动件的尖顶,按前述方法求出尖顶  $A$  在反转法中的各个位置点,过这些点作一系列代表从动件平底的直线,然后作直线的包络线,即为平底从动件凸轮的实际轮廓曲线。

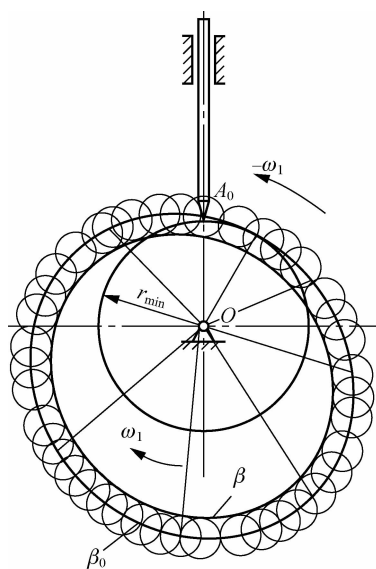


图 3-14 对心直动滚子从动件盘形凸轮

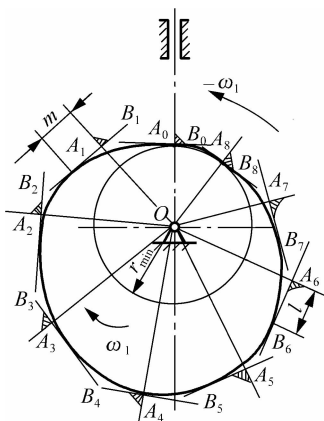


图 3-15 对心直动平底从动件盘形凸轮

#### 4) 偏置移动尖顶从动件盘形凸轮轮廓曲线的绘制

如图 3-16 所示,以 \$O\$ 为中心,以偏距 \$e\$ 为半径所作的圆称为偏距圆。如图 3-16(a) 所示,这种凸轮机构的从动件在反转运动中依次占据的位置将不再是由凸轮轴心 \$O\$ 作出的径向线,而是偏距圆的各切线(图中的 \$K\_0B\_0, K\_1B\_1, K\_2B\_2 \dots\$)。因此,从动件的位移 \$B'\_1B\_1, B'\_2B\_2, B'\_3B\_3 \dots\$ 也应沿这些切线并由基圆的交点 \$B'\_1, B'\_2, B'\_3 \dots\$ 对应向外量取。其余作图步骤与对心移动尖顶从动件凸轮轮廓的作法基本相同。

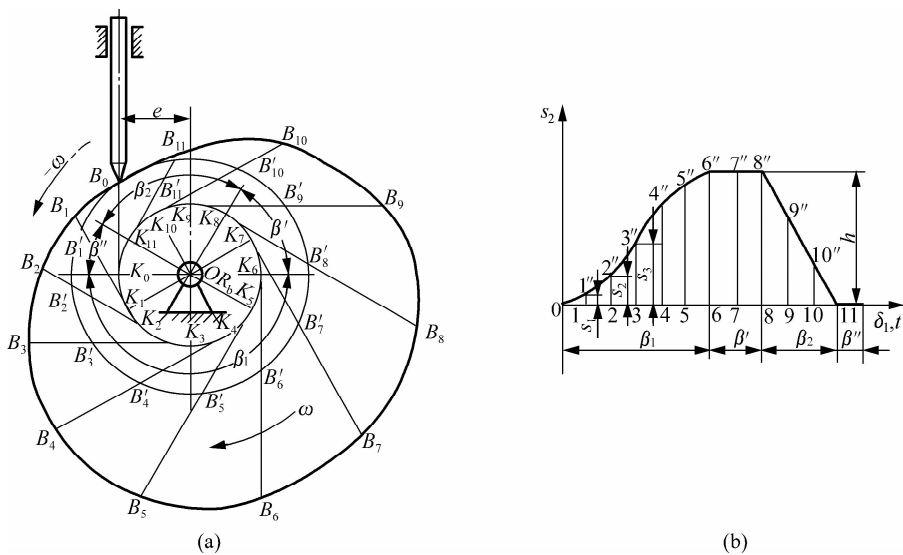


图 3-16 偏置移动尖顶从动件盘形凸轮

## 二、盘形凸轮的解析法设计

用解析法设计凸轮轮廓的实质是建立凸轮轮廓的数学方程式,并用这些方程式计算凸轮轮廓上各点的坐标。各点坐标可用极坐标值或直角坐标值表示。

以对心直动滚子从动件盘形凸轮为例,用极坐标表示各点坐标值。取凸轮轴心 \$O\$ 为原点,以起始向径 \$OB\_0\$ 为极轴,如图 3-17 所示。设已知基圆半径 \$R\_b\$、滚子半径 \$R\_r\$,从动件运动



规律  $s=s(\theta)$ ，且凸轮以等角速度  $\omega$  沿顺时针方向转动。根据反转法原理，凸轮静止不动，作出从动件相对于起始位置反转  $\theta$  角后的机构位置，滚子中心由  $B_0$  反转至  $B$ 。由图可知，在该位置时，理论轮廓上滚子中心  $B$  的向径  $r_B$ 、极角  $\delta_B$  分别为

$$r_B = R_b + s$$

$$\delta_B = \theta$$

滚子与实际轮廓接触点  $C$  的向径  $r_C$ 、极角  $\delta_C$  分别为

$$r_C = \sqrt{r_B^2 + R_r^2 - 2r_B R_r \cos \alpha}$$

$$\delta_C = \theta \pm \gamma$$

式中， $\alpha$  为压力角； $\gamma$  角推程取“+”，回程取“-”。

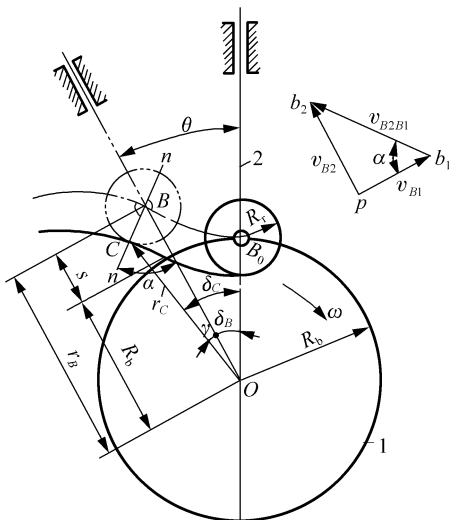


图 3-17 解析法设计盘形凸轮

在  $C$  点接触时，由  $v_{B1}$ 、 $v_{B2}$ 、 $v_{B2B1}$  构成速度三角形  $pb_1b_2$ ，知  $\angle pb_1b_2 = \angle CBO = \alpha$ ，所以

$$\tan \alpha = \frac{v_{B2}}{v_{B1}} = \frac{v}{\omega r_B} = \frac{\frac{ds}{dt}}{\omega(R_b + s)} = \frac{\frac{ds}{d\theta} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)}{\omega(R_b + s)} = \frac{ds}{d\theta}$$

$\gamma$  角可由  $\triangle BOC$  并应用正弦定理求得

$$\gamma = \arcsin \frac{R_r \sin \alpha}{r_C}$$

用解析法设计凸轮轮廓时，为达到一定的设计精度，计算的点要取得足够多。通常视精度要求，取相邻两点的步长为  $0.5^\circ \sim 5^\circ$  进行计算，计算量较大。

### 子课题四 凸轮机构设计中所注意的几个问题

设计凸轮机构不仅要保证从动件能实现预期的运动规律，还要求整个机构传力性能好、结构紧凑。这些要求与凸轮机构的滚子半径、压力角和基圆半径有关。

## 一、滚子半径的选择

对于外凸的凸轮轮廓,从减小凸轮与滚子间的接触应力看,滚子的半径越大越好。若滚子半径过大,将会导致凸轮实际轮廓变尖或交叉。如图 3-18 所示,凸轮理论轮廓外凸部分的最小曲率半径为  $\rho_{\min}$ ,滚子半径为  $r_T$ ,则相应的实际轮廓的曲率半径  $\rho' = \rho_{\min} - r_T$ 。

$\rho_{\min} \leq r_T$  时,  $\rho' \leq 0$ ,凸轮轮廓出现尖点或交叉,见图 3-18(a)。图中阴影部分的轮廓曲线在实际加工中被切去,使这部分运动失真。

$\rho_{\min} > r_T$  时,  $\rho' > 0$ ,凸轮轮廓为光滑曲线,不会出现运动失真,见图 3-18(b)。

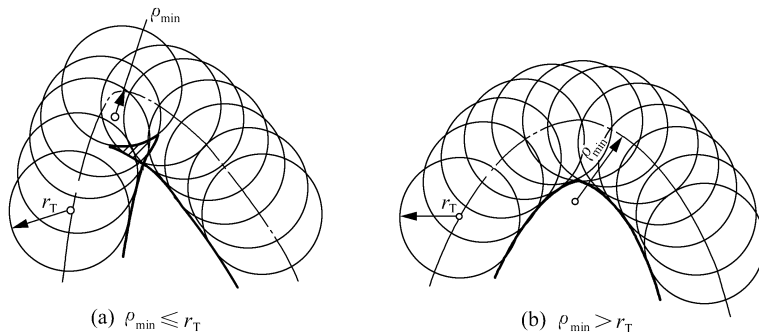


图 3-18 滚子半径的选择

综上所述,滚子半径必须小于理论轮廓外凸部分的最小曲率半径  $\rho_{\min}$ ,一般应满足  $r_T \leq 0.8\rho_{\min}$ 。若按上述要求选择滚子半径太小不能满足强度和安装要求时,可增大基圆半径,重新设计凸轮轮廓曲线。

## 二、凸轮机构的压力角

凸轮机构的压力角与四杆机构的压力角概念相同,是机构传动性能的参数。在工作过程中,当压力角  $\alpha$  超过一定值,摩擦阻力足以阻止从动件运动,产生自锁现象,如图 3-19 所示。

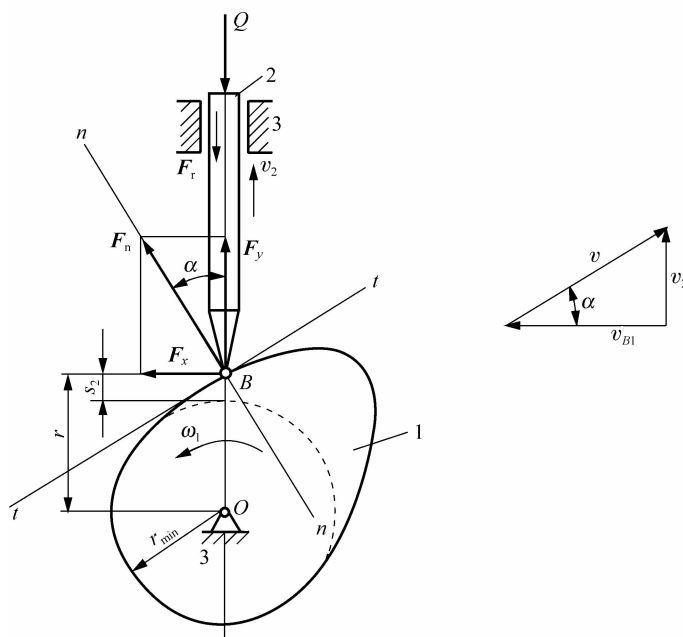


图 3-19 凸轮机构的压力角与基圆半径

&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;

$$\begin{cases} F_x = F \sin \alpha \\ F_y = F \cos \alpha \end{cases}$$

当  $F_x$  增大到一定值时,  $F_x$  引起的摩擦阻力超过  $F_y$  时, 齿轮无法推动从动件运动, 机构发生自锁。为此, 必须限制最大压力角  $\alpha_{\max}$ , 使其小于许用值  $[\alpha]$ 。对于直动从动件凸轮机构, 其  $[\alpha] = 30^\circ \sim 40^\circ$ ; 对于摆动从动件,  $[\alpha] = 40^\circ \sim 50^\circ$ 。在空回行程, 没有负载, 不会自锁, 但为防止从动件在重力或弹簧力的作用下, 产生过大的加速度, 取  $[\alpha] = 70^\circ \sim 80^\circ$ 。

用图解法检验压力角时, 在凸轮理论轮廓曲线比较陡的地方取若干点, 作出各点的压力角, 看其中的最大值是否超过许用值。如果压力角大于许用值, 可加大基圆半径。

### 三、基圆半径的选择

基圆半径是凸轮的主要尺寸参数, 从避免运动失真、降低压力角的要求看,  $r_{\min}$  大比较好, 但从结构紧凑看,  $r_{\min}$  小比较好。

对于凸轮与轴做成一体的凸轮实际轮廓的最小半径比轴的半径大  $2 \sim 5$  mm, 对于凸轮与轴分开做的凸轮, 实际轮廓最小半径比轮毂半径大  $30\% \sim 50\%$ 。

## 子课题五 凸轮机构常用的材料和结构

### 一、凸轮和从动件的材料

凸轮机构的主要失效形式为磨损和疲劳点蚀, 因此, 要求凸轮和从动件的工作表面硬度高、耐磨且具有足够的表面接触强度。对于经常受到冲击的凸轮机构还要求凸轮心部具有较强的韧性。凸轮和从动件接触端常用材料及热处理方法见表 3-1。

表 3-1 凸轮和从动件接触端常用材料及热处理

工作条件	凸 轮		从动件接触端	
	材 料	热 处 理	材 料	热 处 理
低速轻载	40、45、50	调质 220~260 HBS	45	表面淬火 40~45 HRC
	HT200 HT250 HT300	170~250 HBS		
	QT500-1.5 QT600-2	190~270 HBS	尼龙	
中速中载	45	表面淬火 40~45 HRC	20Cr	渗碳淬火, 渗碳层深 0.8~1 mm, 50~60 HRC
	45、40Cr	表面高频淬火 52~58 HRC		
	15、20、20Cr、 20CrMn	渗碳淬火, 渗碳层深 0.8~1.5 mm, 56~62 HRC		
高速重载 或靠模 凸轮	40Cr	高频淬火, 表面 56~60 HRC, 心部 45~50 HRC	T8	淬火 58~62 HRC
	38CrMoAl	氮化, 表面硬度	T10	
	35CrAl	HV700~900(约 60~67 HRC)	T12	

注: 对一般中等尺寸的凸轮机构,  $n \leq 100$  r/min 为低速;  $100$  r/min  $< n \leq 200$  r/min 为中速;  $n > 200$  r/min 为高速。

## 二、凸轮和从动件的结构

### 1. 凸轮的结构

凸轮尺寸小,且与轴的尺寸相近时,与轴做成一体。凸轮尺寸大,且与轴的尺寸相差大时,应与轴分开制造。对于要求凸轮位置沿轴的圆周方向可调时,宜采用如图 3-20 和图 3-21 所示结构;对于要求凸轮位置沿轴的圆周方向不可调时,可采用如图 3-22 所示结构。

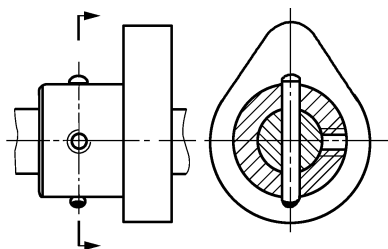


图 3-20 圆锥销或紧定螺钉固定

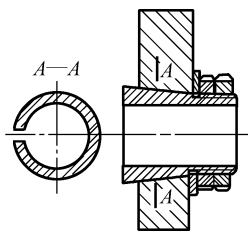


图 3-21 开槽锥形套固定

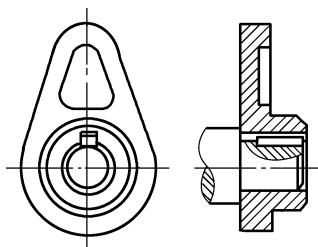


图 3-22 整体式凸轮

### 2. 从动件的结构

从动件的端部结构形式很多,常用的滚子从动件结构如图 3-23 所示。

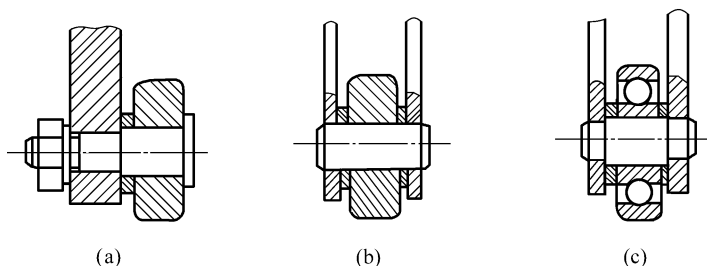


图 3-23 滚子从动件的常用结构

## 子课题六 其他常用机构

在机械中,将原动件的连续运动转换为从动件周期性的、时动时停的运动机构,称为间歇运动机构。

### 一、棘轮机构

#### 1. 棘轮机构的工作原理

棘轮机构主要由棘轮 2、棘爪 3 和机架 4 三个基本构件组成,如图 3-24 所示。棘轮固联在轴上,主动摇杆空套在轴上。当摇杆逆时针方向摆动时,与其铰接的驱动棘爪借助弹力或重力的作用插入棘轮的齿槽内,推动棘轮转过一定的角度。当摇杆顺时针方向摆回时,棘爪边退出,从棘齿的背面滑过,此时,棘轮静止不动。摇杆连续地往复摆动时,棘轮按上述情况



做单向的间歇回转运动。在图 3-24 中弹簧片和制动爪的作用是防止棘轮顺时针回转。

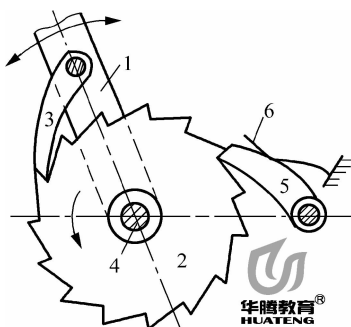


图 3-24 棘轮机构

## 2. 棘轮机构的特点和应用

棘轮机构结构简单,制造方便,运动可靠,但在运动开始和终止的瞬时会产生刚性冲击,运动平稳性较差,噪音大,因此,不适用于高速传动,常用于机械的送进、制动和超越。

如图 3-25 所示卷扬机提升机构中,棘轮机构的作用是使提升的重物能停止在任意位置上,且防止在提升过程中重物意外地回落。如图 3-26 所示自行车飞轮中,当脚踏踏板时,经链条和链轮带动内圈有棘齿的链轮顺时针转动,再经棘爪带动后轮轴顺时针转动,从而驱动自行车前进。如果不蹬踏板,后轮依靠惯性会超越链轮而转动,让棘爪在棘齿的背面滑过,产生从动件转速超过主动件转速的超越运动。

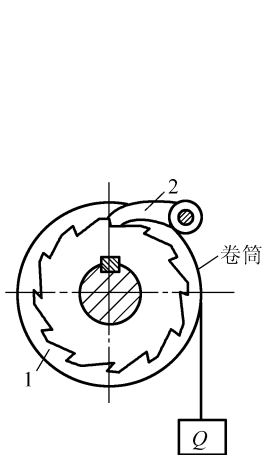


图 3-25 卷扬机提升机构

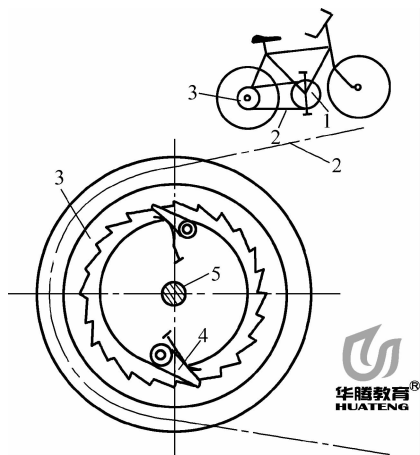


图 3-26 自行车飞轮

## 二、槽轮机构

### 1. 槽轮机构的工作原理

槽轮机构又称为马耳他机构,由具有径向槽的槽轮、带有圆柱销 A 的拨盘和机架三个基本构件组成,如图 3-27 所示。拨盘转动时,拨盘上的圆柱销 A 未进入槽轮的径向槽时,由于槽轮的内凹锁止弧被拨盘的外凸弧卡住,槽轮静止不动。当圆柱销 A 开始进入槽内,锁止弧正好被松开,槽轮受圆柱销 A 的驱动沿逆时针方向转动。重复上述过程,槽轮产生时转时停

的间歇运动。

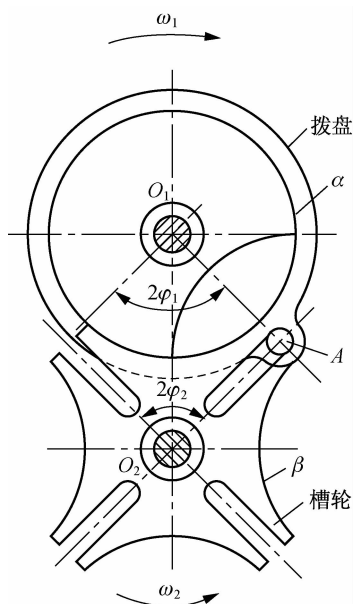


图 3-27 槽轮机构

## 2. 槽轮机构的特点和应用

槽轮机构的结构简单,工作可靠,在进入和退出啮合时,槽轮的运动要比棘轮平稳,但由于槽轮每次转过的角度与槽数有关,若想改变其转角大小,必须更换具有相应槽数的槽轮,使用不方便。槽轮机构一般应用于转速较高,要求间歇地转过一定角度的分度装置中。



### 课后习题

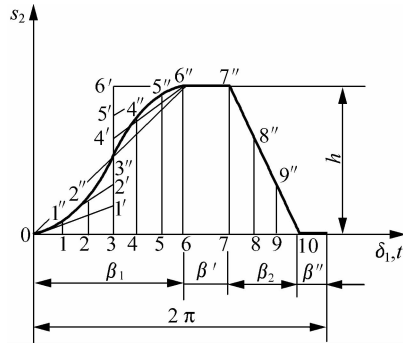
1. 试述凸轮机构的工作过程。
2. 凸轮机构常用的从动件运动规律中,哪些产生刚性冲击? 哪些产生柔性冲击? 如何选择?
3. 已知凸轮机构从动件的运动规律,见表题 3-3,绘制从动件的位移线图。

表题 3-3

凸轮转角 $\delta_i$	从动件的运动规律	升程/mm
$0^\circ \sim 150^\circ$	等速上升到最高位置	20
$150^\circ \sim 180^\circ$	停止不动	
$180^\circ \sim 300^\circ$	等加速等减速返回	
$300^\circ \sim 360^\circ$	停止运动	

4. 已知从动件位移线图如图题 3-4 所示,设计一对心直动尖顶从动件盘形凸轮的轮廓曲线。已知其基圆半径  $r_{\min} = 40 \text{ mm}$ ,凸轮顺时针转动。

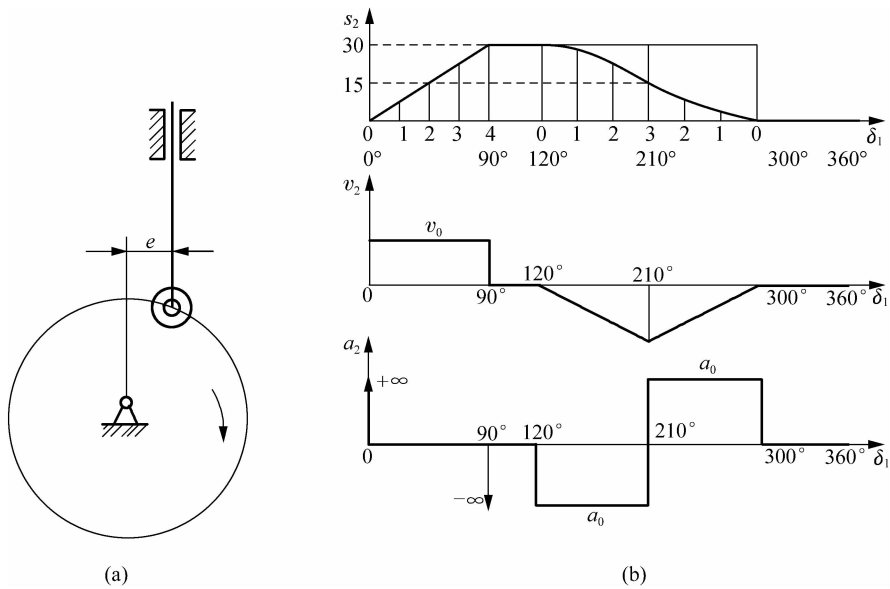




图题 3-4

5. 将题 3-4 改为设计一对心直动滚子从动件盘形凸轮的轮廓曲线。

6. 偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构中,从动件初始位置及凸轮转动方向如图题3-6(a)所示,从动件运动规律如图题 3-6(b)所示。已知偏距  $e = 10 \text{ mm}$ ,  $r_{\min} = 40 \text{ mm}$ ,  $r_T = 6 \text{ mm}$ , 用图解法设计凸轮的轮廓。



图题 3-6

## 课题四

# 带传动和链传动



### 学习目标

- 熟悉带传动的组成、类型、特点、应用和形式；
- 掌握带传动的受力分析和应力分析；
- 掌握 V 带传动的传动比、参数选择和设计计算方法；
- 了解链传动的组成、特点、应用、运动分析及其设计计算。



### 实践课题

技术革新中设计一套粗铣设备中的带传动。

已知：旧的 A 型四个槽的 V 带轮一件， $d_{d1} = 100 \text{ mm}$ ，电动机的额定功率  $P = 3 \text{ kW}$ ， $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ ，要求从动轮转速  $n_2 = 360 \text{ r/min}$ ，中心距  $a$  约为  $600 \text{ mm}$ ，每天工作 8 小时。



### 相关知识

带传动和链传动均为挠性件传动，它们利用中间挠性件（带或链）把主动轴的运动和动力传递给从动轴。

带传动是应用比较广的机械传动。带传动是由带和带轮组成传递运动和动力的传动。按其工作原理分为摩擦型带传动和啮合型带传动。摩擦型带传动依靠带与带轮接触面间的摩擦力来传递运动和动力；啮合型带传动依靠带齿与轮齿的啮合传递运动和动力。通常采用摩擦型带传动。

链传动是由链和链轮组成的传递运动和动力的传动，通过链条和链齿的啮合实现传动。广泛用于运输、起重、建筑、化工等各类机械中。

## 子课题一 带传动的组成、类型、特点、应用和形式

### 一、带传动的组成

如图 4-1 所示，带传动由主动轮 1、从动轮 2、紧套在两轮上的传动带 3 及机架 4 组成。

安装时传动带张紧在带轮上，使传动带与带轮在接触表面间产生正压力。当主动轮旋转时，在传动带与带轮接触表面间产生摩擦力，从而带动传动带运动。同时，传

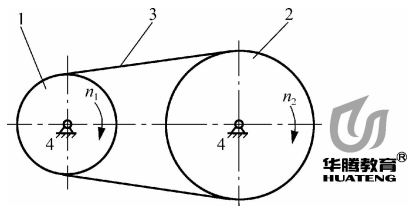


图 4-1 带传动的组成

&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;

动带带动从动轮转动。这样,主动轮的运动和动力传递给从动轮。

## 二、带传动的类型

### 1. 按传动带的截面形状分

#### 1) 平带传动

平带的横截面为矩形,内表面为工作面,如图 4-2 所示,其截面尺寸已标准化。常用的平带有胶带、编织带和强力锦纶带等。

平带传动主要用于两轴轴线平行的传动,其中常用的是两轮转向相同的开口传动。

#### 2) V 带传动

V 带的横截面为梯形,两侧面为工作表面,如图 4-3 所示。V 带是无接头的环形带,通常几根 V 带同时使用。

传动时 V 带与轮槽两侧面接触,在同样压紧力  $F_Q$  的作用下,V 带的摩擦力比平带大,传递功率也较大,其传动能力约为平带的三倍,且结构紧凑,在机械中应用最广。

#### 3) 多楔带传动

如图 4-4 所示,多楔带传动相当于平带与几根 V 带的组合,兼有两者的优点,多用于要求结构紧凑的大功率传动。

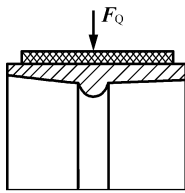


图 4-2 平带传动

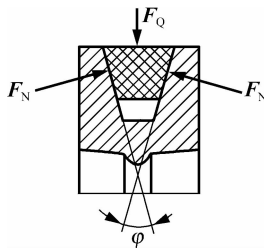


图 4-3 V 带传动

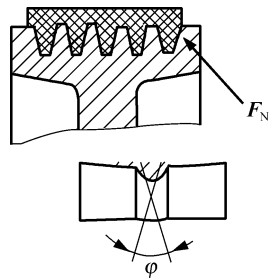


图 4-4 多楔带传动

#### 4) 圆形带传动

圆形带横截面为圆形,如图 4-5 所示。仅用于功率较小的低速传动,如缝纫机、仪器等。

#### 5) 同步带传动

同步带的纵截面为齿形,如图 4-6 所示。同步带传动属于啮合型带传动,它依靠带齿与轮齿的啮合传递运动和动力。

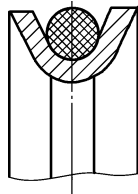


图 4-5 圆形带传动

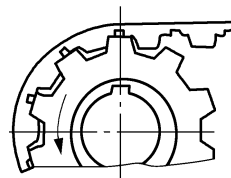


图 4-6 同步带传动

### 2. 按用途分

#### 1) 传动带

传动带主要用来传递运动和动力。

2) 输送带

输送带主要用来输送物品。

三、带传动的特点、应用

1. 特点

带传动有以下特点。

- (1) 带传动属于挠性传动, 传动带具有一定的弹性, 能缓冲、吸振, 使运动平稳无噪声。
- (2) 过载时, 传动带会在带轮上打滑, 可防止其他零件因过载而损坏, 起到安全保护作用。
- (3) 适用于两轴中心距较大的传动, 结构简单, 制造、安装精度要求低, 使用维护方便, 成本低。
- (4) 带传动受摩擦力和带本身弹性变形的影响, 不能保证恒定的传动比。
- (5) 带传动外廓尺寸较大, 传动效率低, 使用寿命短, 对轴的作用力比较大。
- (6) 不宜在易燃易爆的场合工作。

2. 应用

根据带传动的特点, 带传动适用于要求传动平稳、传动比不要求准确、中小功率的远距离传动。一般带传动的传递功率  $P \leq 50 \text{ kW}$ , 带速  $v = 5 \sim 25 \text{ m/s}$ , 传动比  $i \leq 7$ 。

四、带传动的形式

带传动的主要形式及各种形式对各带型的适用性见表 4-1。利用 V 带传动一般采用开口传动形式。

表 4-1 带传动的主要形式及各种形式对各带型的适用性

传动形式	简 图	允许带速 $v/(\text{m/s})$	传动比 $i$	安装条件	工作特点	V 带		平 带				特殊带	
						普通 V 带	窄 V 带	胶帆布平带	锦纶片复合平带	高速环形带	多楔带	圆形带	同步带
开口传动		25~50	$\leq 5$	两轮轮宽对称面应重合	平行轴、双向、同旋向传动	△	△	△	△	△	△	△	△
交叉传动		15	$\leq 6$		平行轴、双向、反旋向传动, 交叉处有摩擦, 中心距大于 20 倍带宽	×	×	△	○	×	×	△	×



续表

传动形式	简图	允许带速 $v/(m/s)$	传动比 $i$	安装条件	工作特点	V带		平带			特殊带		
						普通V带	窄V带	胶帆布平带	锦纶片复合平带	高速环形带	多楔带	圆形带	同步带
半交叉传动		15	$\leq 3$	一轮轮宽对称面通过另一轮上带运动绕出点	交错轴、单向传动	○	○	△	△	×	×	△	×
有张紧轮的平行轴传动		25~50	$\leq 10$	同开口传动,张紧轮松边接近小带轮处,接头要求高	平行轴、单向、同旋向传动,用于 <i>i</i> 大、 <i>a</i> 小的场合	△	△	△	△	△	△	△	△
有导轮的相交轴传动		15	$\leq 4$	两轮轮宽对称面应与导轮圆柱面相切	交错轴双向传动	×	×	△	○	×	×	△	×
多从动轮传动		25	$\leq 6$	各轮轮宽对称面重合	带的曲折次数多、寿命短	△	△	△	△	○	△	△	△

注:△—适用,○—可用,×—不可用。

## 子课题二 带传动的受力和应力分析

### 一、带传动的受力分析

#### 1. 静止时

为保证带传动正常工作,传动带必须以一定的张紧力紧套在带轮上,由于静止不动,带

两边承受相等的拉力,称为初拉力  $F_0$ ,如图 4-7(a)所示。

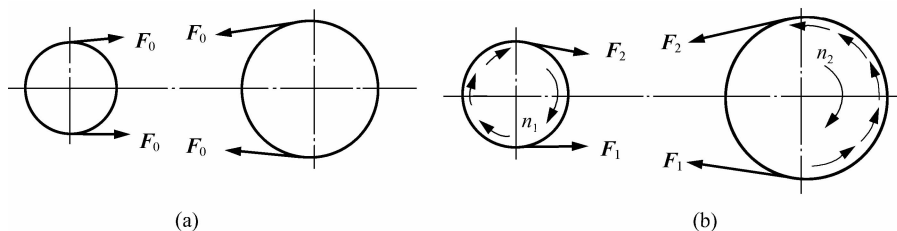


图 4-7 带传动的受力分析

## 2. 工作时

当传动带传递载荷时,由于带与带轮接触面间摩擦力的作用,带两边的拉力不再相等。传动带绕上主动轮的一边被拉紧,称为紧边,拉力由  $F_0$  增大为  $F_1$ 。传动带绕上从动轮的一边被放松,称为松边,拉力由  $F_0$  减小为  $F_2$ ,如图 4-7(b)所示。

紧边和松边拉力的差值为带传动中起传递转矩作用的拉力,称为有效拉力  $F$ 。即

$$F = F_1 - F_2 \quad (4-1)$$

$$F = \frac{1000P}{v} \quad (4-2)$$

式中,  $P$  为带传动传递的功率(kW);  $v$  为带传动的圆周速度(m/s)。

$F$  在数值上等于带与带轮接触面间的摩擦力总和,由于工作时总长近似不变,则紧边拉力的增加量( $F_1 - F_0$ )应等于松边拉力的减少量( $F_0 - F_2$ )。即

$$\begin{aligned} F_1 - F_0 &= F_0 - F_2 \\ 2F_0 &= F_1 + F_2 \end{aligned} \quad (4-3)$$

## 3. 即将打滑时

在一定初拉力作用下,带与带轮接触面间摩擦力的总和有一限值,当传递运动和动力所需要的有效拉力超过最大静摩擦力时,带在带轮上将发生打滑。带打滑时,从动轮转速急剧下降,使传动失效,同时也加剧了带的磨损,因此应尽量避免打滑现象。

当传动带与带轮表面间即将打滑时,摩擦力达到最大值,即有效圆周力达到最大值。此时忽略离心力的影响,紧边拉力  $F_1$  和松边拉力  $F_2$  之间的关系可用欧拉公式表示,即

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \quad (4-4)$$

式中,  $e$  为自然对数的底,  $e \approx 2.718$ ;  $f$  为带与带轮接触面间的摩擦系数;  $\alpha$  为带在小带轮上的包角。

由式(4-1)、式(4-3)和式(4-4)得

$$F = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (4-5)$$

联立式(4-1)和式(4-4),得到带传动在不打滑条件下所能传递的最大有效拉力为

$$F_{\max} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \quad (4-6)$$

以上公式表明带传动有效拉力  $F$  与下列因素有关。

### 1) 初拉力 $F_0$

$F$  与  $F_0$  成正比,增大初拉力  $F_0$ ,带与带轮间的正压力增大,传动时产生的摩擦力也将增

>>>>>>

大,但  $F_0$  过大会加剧带的磨损,导致带过快松弛,缩短其使用寿命。

2) 摩擦系数  $f$

摩擦系数越大,摩擦力越大,  $F$  就越大,摩擦系数的大小与带和带轮的材料、表面质量、工作条件等有关。

3) 包角  $\alpha$

$F$  随  $\alpha$  的增大而增大。增加  $\alpha$  会使接触弧上摩擦力的总和增加,从而使  $F$  增大,提高其传动能力。

## 二、带传动的应力分析

带传动工作时,带中的应力有以下几种。

### 1. 拉应力

因为传动带紧边拉力和松边拉力不等,所以带在紧边和松边的拉应力值不等,分别为  $\sigma_1$  和  $\sigma_2$ 。传动带在由紧边绕到松边的过程中,拉应力逐渐由  $\sigma_1$  减小为  $\sigma_2$ ;传动带在由松边绕到紧边的过程中,拉应力逐渐由  $\sigma_2$  增大为  $\sigma_1$ 。

$$\text{紧边拉应力} \quad \sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad (4-7)$$

$$\text{松边拉应力} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad (4-8)$$

式中,  $A$  为带的横截面面积( $\text{mm}^2$ )。

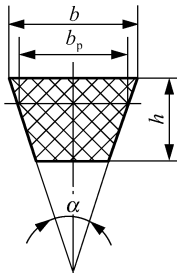
### 2. 离心拉应力

工作时,传动带随带轮做圆周运动,产生离心拉力  $F_c$ ,使传动带在全长上产生离心拉应力  $\sigma_c$ 。

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A} \quad (4-9)$$

式中,  $q$  为传动带单位长度的质量( $\text{kg/m}$ );各种型号 V 带的  $q$  值见表 4-2;  $v$  为传动带的速度( $\text{m/s}$ )。

表 4-2 普通 V 带的型号和截面尺寸(GB/T 11544—1997)

	型 号	Y	Z	A	B	C	D	E
	节宽 $b_p$	5.3	8.5	11	14	19	27	32
	顶宽 $b$	6	10	13	17	22	32	38
	高度 $h$	4	6	8	11	14	19	23
	楔角 $\alpha$	40°						
	$q/(\text{kg/m})$	0.04	0.06	0.11	0.20	0.33	0.66	1.02

### 3. 弯曲应力

传动带绕过带轮时发生弯曲变形,从而产生弯曲应力。由材料力学得带的弯曲应力  $\sigma_b$  为

$$\sigma_b = E \frac{h}{d} \quad (4-10)$$

式中,  $E$  为带的弹性模量(MPa);  $h$  为带的高度(mm);  $d$  为带轮直径(mm)。

弯曲应力只发生在传动带绕过带轮处。 $h$  越大,  $d$  越小, 带的弯曲应力就越大。因此, 传动带绕过小带轮时的弯曲应力  $\sigma_{b1}$  大于传动带绕过大带轮时的弯曲应力  $\sigma_{b2}$ 。为避免弯曲应力过大, 小带轮的直径不能过小。

带在工作时的应力分布情况如图 4-8 所示。传动带在变应力情况下工作, 易产生疲劳破坏。当带在紧边绕上小带轮时应力达到最大值, 其值为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \tag{4-11}$$

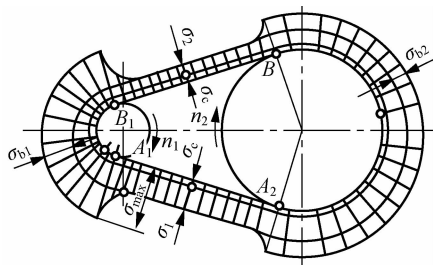


图 4-8 传动带的应力分布

### 三、带传动的失效形式和设计准则

由带传动的工作情况分析可知, 带传动的主要失效形式为打滑和传动带的疲劳破坏。因此, 带传动的设计准则为: 传递运动和动力所需的有效拉力不超过最大有效拉力  $F_{\max}$ , 带在传动过程中受到的最大应力值  $\sigma_{\max}$  不超过许用应力  $[\sigma]$ , 即

$$F \leq F_{\max}$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

## 子课题三 V 带传动的传动比、参数选择和设计计算方法

### 一、V 带和 V 带轮

V 带有普通 V 带、窄 V 带、宽 V 带、汽车 V 带和大楔角 V 带等, 其中以普通 V 带和窄 V 带应用最广。

#### 1. 普通 V 带的结构

普通 V 带已标准化, 标准 V 带都制成无接头的环形带, 按其结构分为帘布芯结构和绳芯结构两种, 其横截面结构如图 4-9 所示。V 带由包布、顶胶、抗拉体、底胶四部分组成。抗拉体的结构形式有帘布结构(见图 4-9a)和线绳结构(见图 4-9b)两种。帘布结构制造方便, 抗拉强度高, 用于一般用途的传动; 线绳结构韧性好、柔软, 抗弯强度较好, 用于带轮直径较小、转速较高的带传动。

#### 2. 普通 V 带的尺寸标准

根据国家标准规定, 按截面尺寸由小至大的顺序将 V 带分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种型号, 各种型号截面尺寸见表 4-2。在同样条件下, 截面尺寸大则传递的功率就大。其中 Y 型尺寸最小, 只用于传递运动。



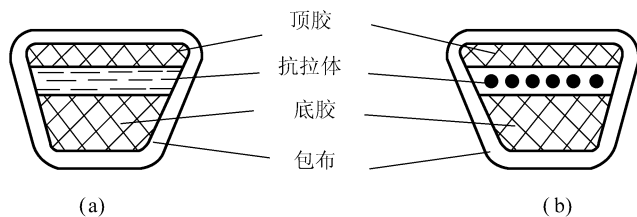


图 4-9 普通 V 带的结构

V 带是无接头的环形带,每种型号都有几个不同的周长。V 带传动时,嵌在带轮上的轮槽内,在弯曲时,带中长度和宽度均不变的一层称为中性层,其宽度  $b_p$  称为节宽。和  $b_p$  相对应的带轮直径  $d_d$  称为基准直径。V 带在规定的张紧力下位于带轮基准直径上的周线长度称为带的基准长度,用  $L_d$  表示,其长度见表 4-3。

表 4-3 普通 V 带基准长度  $L_d$  和带长修正系数  $K_L$

基准长度 $L_d$ /mm	$K_L$						基准长度 $L_d$ /mm	$K_L$					
	Z	A	B	C	D	E		Z	A	B	C	D	E
400	0.87						2 000		1.03	0.98	0.88		
450	0.89						2 240		1.06	1.00	0.91		
500	0.91						2 500		1.09	1.03	0.93		
560	0.94						2 800		1.11	1.05	0.95	0.83	
630	0.96	0.81					3 150		1.13	1.07	0.97	0.86	
710	0.99	0.83					3 550		1.17	1.09	0.99	0.89	
800	1.00	0.85					4 000		1.19	1.13	1.02	0.91	
900	1.03	0.87	0.82				4 500			1.15	1.04	0.93	0.90
1 000	1.06	0.89	0.84				5 000			1.18	1.07	0.96	0.92
1 120	1.08	0.91	0.86				5 600				1.09	0.98	0.95
1 250	1.11	0.93	0.88				6 300				1.12	1.00	0.97
1 400	1.14	0.96	0.90				7 100				1.15	1.03	1.00
1 600	1.16	0.99	0.92	0.83			8 000				1.18	1.06	1.02
1 800	1.18	1.01	0.95	0.86			9 000				1.21	1.08	1.05

### 3. 窄 V 带

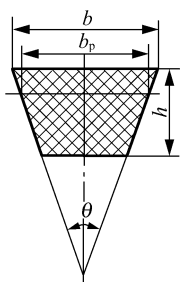
窄 V 带的截面高度  $h$  与节宽  $b_p$  的比值等于 0.9。窄 V 带的抗拉体采用高强度绳芯,按国家标准,窄 V 带按截面尺寸分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 四个型号,各种型号截面尺寸见表 4-4。窄 V 带能承受较大的张紧力,用于传递功率较大且传动装置要求紧凑的场合。

### 4. V 带的标记

V 带的标记由截型、基准长度和标准编码组成,一般标在传动带的顶面上。如 A—1400 GB/T 11544—1997,表示 A 型普通 V 带,基准长度为 1 400 mm。

表 4-4 V 带的型号和截面尺寸(GB/T 11544—1997)

型 号	节宽 $b_p$	基本尺寸		
		普通 V 带	窄 V 带	楔角 $\theta$
Y	5.3	6	4	40°
Z	8.5	10	8	
A	11.0	13	10	
B	14.0	17	14	
C	19.0	22	18	
D	27.0	32	19	
E	32.0	38	25	

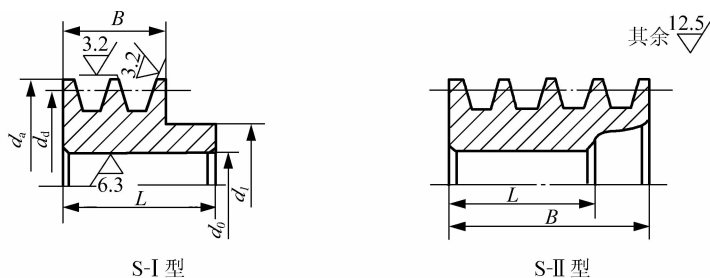


5. 普通 V 带轮的材料和结构

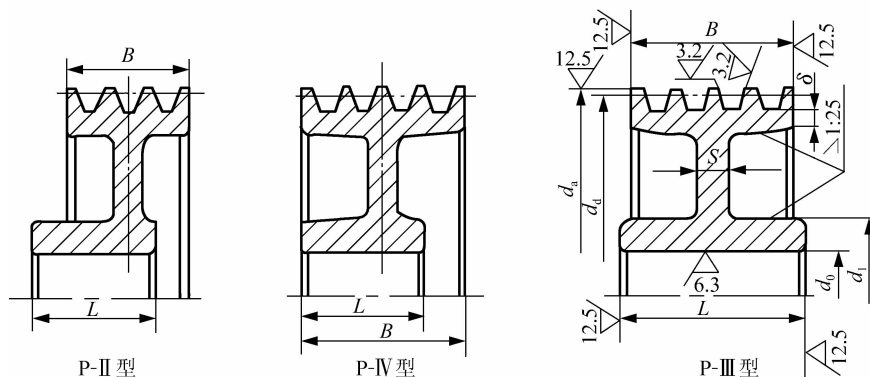
带轮的常用材料为铸铁,当  $v < 25$  m/s 时,选用 HT150,当  $v = 25 \sim 30$  m/s 时选用 HT200;当  $v \geq 25 \sim 45$  m/s 时,选用球墨铸铁、铸钢或锻钢,也可用钢板冲压后焊接带轮。小功率传动时可选用铸铝或塑料。

带轮由轮缘、轮毂和轮辐三部分组成。按带轮基准直径的大小选择不同的结构,如图4-10所示。

当  $d_d \leq (2.5 \sim 3)d$  ( $d$  为轴的直径)时,做成实心式带轮;当  $d_d \leq 300$  mm 时,做成腹板式带轮或孔板式带轮;当  $d_d > 300$  mm 时,做成椭圆轮辐式带轮。



(a) 实心带轮



(b) 腹板式带轮

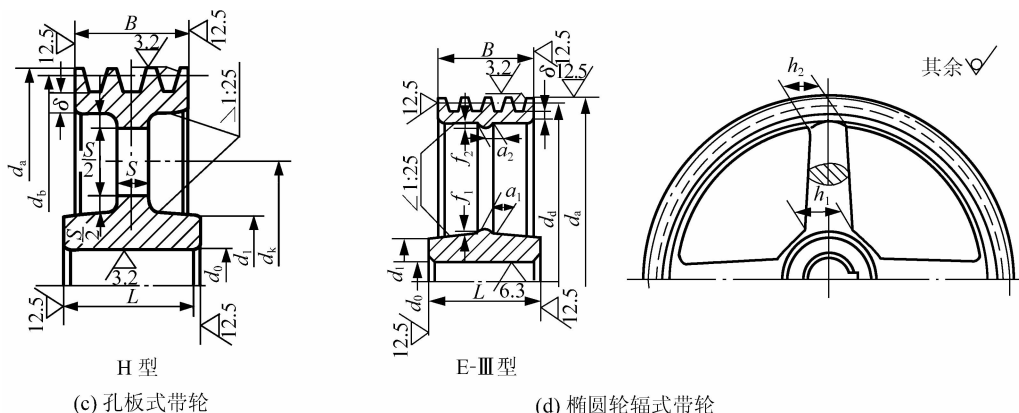


图 4-10 带轮的结构

## 二、带的弹性滑动和传动比

### 1. 带的弹性滑动

传动带是弹性体,受到拉力后会产生弹性伸长,伸长量与拉力大小成正比。带由紧边绕过主动轮进入松边时,带的拉力由  $F_1$  减小为  $F_2$ ,其弹性伸长量也减小。传动带相对于轮面向后缩短,带相对带轮轮面出现向后的局部相对滑动,使带的速度略微滞后于主动轮的圆周速度,如图 4-11 所示。同样,当带由松边绕过大动轮进入紧边时,带的拉力由  $F_2$  增大为  $F_1$ ,其弹性伸长量也增大,传动带相对于轮面向前伸长,带相对带轮轮面出现向前的局部相对滑动,使带的速度略微提前于主动轮的圆周速度。这种由于带的弹性变形而产生的带与带轮间的滑动称为弹性滑动。

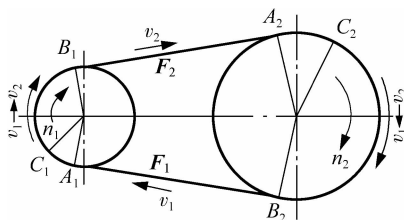


图 4-11 带传动的弹性滑动

### 2. 打滑

当外载荷引起的有效拉力大于带与带轮接触面间的摩擦力总和的最大值时,带将沿带轮轮面发生全面滑动,从动轮转速迅速下降甚至为零,使传动失效,这种现象称为打滑。弹性滑动和打滑是两个截然不同的概念,弹性滑动不可避免,打滑可以避免。

### 3. 传动比

带的弹性滑动使从动轮的圆周速度低于主动轮的圆周速度,其速度的降低率用滑动率  $\epsilon$  表示。

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% = \frac{\pi d_{d1} n_1 - \pi d_{d2} n_2}{\pi d_{d1} n_1} \quad (4-12)$$

式中,  $n_1$ 、 $n_2$  分别为主动轮、从动轮的转速(r/min);  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$  分别为主动轮、从动轮的基准直

径(mm)。

由式(4-12)得带传动的传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\epsilon)} \quad (4-13)$$

因带传动的滑动率  $\epsilon = 0.01 \sim 0.02$ , 其值很小, 所以在一般传动计算中可不予考虑。

### 三、普通 V 带传动的设计

设计 V 带传动的已知条件一般为传递的功率  $P$ , 带轮的转速  $n_1, n_2$  或传动比  $i$ , 传动的外廓尺寸要求, 传动的用途和工作条件等。

设计的主要内容为确定带的型号、根数和长度, 传动中心距和结构尺寸, 计算初拉力和带对轴的压力, 画出带轮工作图。

#### 1. 单根 V 带的基本额定功率

在传动装置正确安装和维护的条件下, 按规定的几何尺寸和环境条件, 在规定的时间内, 给定 V 带所能传递的功率称为带传动的额定功率。带传动的额定功率与 V 带的截面、小带轮的带速、传动比、包角和带长等因素有关。

在特定条件下, 即传动比  $i=1$ , 特定的基准长度、载荷平稳时单根普通 V 带所能传递的额定功率  $P_1$  称为单根 V 带的基本额定功率。带传动的实际工作条件往往与上述特定条件不同, 对查得的值应加以修正。实际工作条件下单根 V 带的基本额定功率  $[P_1]$  为

$$[P_1] = (P_1 + \Delta P_1) K_a K_L \quad (4-14)$$

式中,  $P_1$  为单根 V 带的基本额定功率(kW), 见表 4-5;  $\Delta P_1$  为功率增量(kW), 见表 4-6;  $K_a$  为包角修正系数, 见表 4-7;  $K_L$  为带长修正系数, 见表 4-3。

表 4-5 特定条件下单根 V 带的基本额定功率  $P_1$

单位: kW

型号	小带轮直径 $d_{d1}/\text{mm}$	小带轮转速 $n_1/(\text{r}/\text{min})$																
		200	400	700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	4 500	5 000
Z	56	0.04	0.06	0.11	0.12	0.14	0.17	0.19	0.20	0.22	0.25	0.30	0.33	0.35	0.37	0.39	0.40	0.41
	63	0.05	0.08	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32	0.37	0.41	0.45	0.47	0.49	0.50	0.50
	71	0.06	0.09	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.46	0.50	0.54	0.58	0.61	0.62	0.62
	80	0.10	0.14	0.20	0.22	0.26	0.30	0.35	0.39	0.41	0.44	0.50	0.56	0.61	0.64	0.67	0.67	0.66
	90	0.10	0.14	0.22	0.24	0.28	0.33	0.36	0.40	0.44	0.48	0.54	0.60	0.64	0.68	0.72	0.73	0.73
A	75	0.15	0.26	0.40	0.45	0.51	0.60	0.68	0.73	0.78	0.84	0.92	1.00	1.04	1.08	1.09	1.07	1.02
	90	0.22	0.39	0.61	0.68	0.77	0.93	1.07	1.15	1.24	1.34	1.50	1.64	1.75	1.83	1.87	1.83	1.82
	100	0.26	0.47	0.74	0.83	0.95	1.14	1.32	1.42	1.54	1.66	1.87	2.05	2.19	2.28	2.34	2.33	2.25
	112	0.31	0.56	0.90	1.00	1.15	1.39	1.61	1.74	1.89	2.04	2.30	2.51	2.68	2.78	2.83	2.70	2.64
	125	0.37	0.67	1.07	1.19	1.37	1.66	1.92	2.07	2.25	2.44	2.74	2.98	3.16	3.26	3.28	3.17	2.91
	140	0.43	0.78	1.26	1.41	1.62	1.96	2.28	2.45	2.66	2.87	3.22	3.48	3.65	3.72	3.67	3.44	2.99
	160	0.51	0.94	1.51	1.69	1.95	2.36	2.73	2.98	3.24	3.50	3.80	4.06	4.19	4.17	3.98	3.48	2.67

>>>>>>

续表

型号	小带轮直径 $d_{d1}/\text{mm}$	小带轮转速 $n_1/(r/\text{min})$																
		200	400	700	800	950	1 200	1 450	1 600	1 800	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	4 500	5 000
B	125	0.48	0.84	1.30	1.44	1.64	1.93	2.19	2.33	2.50	2.64	2.85	2.96	2.94	2.80	2.51	1.93	1.99
	140	0.59	1.05	1.64	1.82	2.08	2.47	2.82	3.00	3.23	3.42	3.70	3.85	3.83	3.63	3.24	2.45	1.29
	160	0.74	1.32	2.09	2.32	2.66	3.17	3.62	3.86	4.15	4.40	4.75	4.89	4.80	4.46	3.82	2.59	0.81
	180	0.88	1.59	2.53	2.81	3.22	3.85	4.30	4.68	5.02	5.30	5.67	5.76	5.52	4.92	3.92	2.04	—
	200	1.02	1.85	2.96	3.30	3.77	4.50	5.13	5.46	5.83	6.13	6.47	6.43	5.95	4.98	3.47	0.73	—
	224	1.19	2.17	3.47	3.86	4.42	5.26	5.97	6.33	6.73	7.02	7.25	6.95	6.05	4.47	2.14	—	—
型号	小带轮直径 $d_{d1}/\text{mm}$	小带轮转速 $n_1/(r/\text{min})$																
		100	200	400	700	800	950	1 100	1 200	1 300	1 450	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800
C	200	—	1.39	2.41	3.69	4.07	4.58	5.01	5.29	5.51	5.84	6.07	6.28	6.34	6.26	6.02	5.61	5.01
	224	—	1.70	2.99	4.64	5.12	5.78	6.34	6.71	7.01	7.45	7.75	8.00	8.06	7.92	7.57	6.93	6.08
	250	—	2.03	3.62	5.64	6.23	7.04	7.74	8.21	8.54	9.04	9.38	9.63	9.62	9.34	8.75	7.85	6.56
	280	—	2.42	4.32	6.76	7.52	8.49	9.28	9.81	10.17	10.72	11.06	11.22	11.04	10.48	9.50	8.08	6.13
	315	—	2.84	5.14	8.09	8.92	10.05	10.94	11.53	11.90	12.46	12.72	12.67	12.14	11.08	9.43	7.11	4.16
	355	—	3.36	6.05	9.50	10.46	11.73	12.68	13.31	13.63	14.12	14.19	13.73	12.59	10.70	7.98	4.32	—
D	355	3.01	5.31	9.24	13.70	14.83	16.15	16.98	17.25	17.26	16.77	15.63	12.97	—	—	—	—	—
	400	3.66	6.52	11.45	17.07	18.46	20.06	20.99	21.20	21.06	20.15	18.31	14.28	—	—	—	—	—
	450	4.37	7.90	13.85	20.63	22.25	24.01	24.84	24.84	24.35	22.02	19.59	13.34	—	—	—	—	—
	500	5.08	9.21	16.26	23.99	25.76	27.50	28.02	26.71	26.54	23.59	18.88	9.59	—	—	—	—	—
	560	5.91	10.76	18.95	27.73	29.55	31.04	30.85	29.67	27.58	22.58	15.13	—	—	—	—	—	—
E	500	6.21	10.86	18.55	26.21	27.57	28.32	27.30	25.53	22.82	16.82	—	—	—	—	—	—	—
	560	7.33	13.09	22.49	31.59	33.03	33.40	31.35	28.40	24.31	15.35	—	—	—	—	—	—	—
	630	8.75	15.65	26.95	37.26	38.52	37.92	33.94	29.17	22.56	8.85	—	—	—	—	—	—	—
	710	10.31	18.52	31.83	42.87	43.52	41.02	33.74	25.91	15.44	—	—	—	—	—	—	—	—
	800	12.05	21.70	37.05	47.96	47.38	41.59	29.06	16.46	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 4-6  $i \neq 1$  时,单根普通 V 带基本额定功率增量  $\Delta P_1$

单位:kW

型号	小带轮 转速 $n_1/(r/min)$	传动比 $i$									
		1.00~ 1.01	1.02~ 1.04	1.05~ 1.08	1.09~ 1.12	1.13~ 1.18	1.19~ 1.24	1.25~ 1.34	1.35~ 1.50	1.51~ 1.99	$\geq$ 2.00
A	400		0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	700		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
	800		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
	950		0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
	1 200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15
	1 450		0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
	1 600		0.02	0.04	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19
	2 000		0.03	0.06	0.08	0.11	0.13	0.16	0.19	0.22	0.24
	2 400		0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.23	0.26	0.29
	2 800		0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
B	400		0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
	700		0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
	800		0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25
	950		0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30
	1 200	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38
	1 450		0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.40	0.46
	1 600		0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.39	0.45	0.51
	2 000		0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63
	2 400		0.08	0.17	0.25	0.34	0.42	0.51	0.59	0.68	0.76
	2 800		0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89
C	200		0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
	300		0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
	400		0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
	500		0.05	0.10	0.15	0.20	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
	600	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53
	700		0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
	800		0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
	950		0.09	0.19	0.27	0.37	0.47	0.56	0.65	0.74	0.83
	1 200		0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.70	0.82	0.94	1.06
	1 450		0.14	0.28	0.42	0.58	0.71	0.85	0.99	1.14	1.27
D	200		0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63
	300		0.10	0.21	0.31	0.42	0.52	0.62	0.73	0.83	0.94
	400		0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.83	0.97	1.11	1.25
	500		0.17	0.35	0.52	0.70	0.87	1.04	1.22	1.39	1.56
	600	0.00	0.21	0.42	0.62	0.83	1.01	1.25	1.46	1.67	1.88
	700		0.24	0.49	0.73	0.97	1.22	1.46	1.70	1.95	2.19
	800		0.28	0.56	0.83	1.11	1.39	1.67	1.95	2.22	2.50
	950		0.33	0.66	0.99	1.32	1.60	1.92	2.31	2.64	2.97
	1 200		0.42	0.84	1.25	1.67	2.09	2.50	2.92	3.34	3.75
	1 450		0.51	1.01	1.51	2.02	2.52	3.02	3.52	4.03	4.53

>>>>>>

续表

型号	小带轮 转速 $n_1/(r/min)$	传动比 $i$									
		1.00~ 1.01	1.02~ 1.04	1.05~ 1.08	1.09~ 1.12	1.13~ 1.18	1.19~ 1.24	1.25~ 1.34	1.35~ 1.50	1.51~ 1.99	$\geq$ 2.00
E	200		0.14	0.28	0.41	0.55	0.69	0.83	0.96	1.10	1.24
	300		0.21	0.41	0.62	0.83	1.03	1.24	1.45	1.65	1.86
	400		0.28	0.55	0.83	1.00	1.38	1.65	1.93	2.20	2.48
	500	0.00	0.34	0.64	1.03	1.38	1.72	2.07	2.41	2.75	3.10
	600		0.41	0.83	1.24	1.65	2.07	2.48	2.89	3.31	3.72
	700		0.48	0.97	1.45	1.93	2.41	2.89	3.38	3.86	4.34
	800		0.55	1.10	1.65	2.21	2.76	3.31	3.86	4.41	4.96
	900		0.65	1.29	1.95	2.62	3.27	3.92	4.58	5.23	5.89

表 4-7 包角修正系数  $K_\alpha$

$\alpha_1$	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	95°	90°
$K_\alpha$	1.00	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72	0.69

2. 带传动的设计步骤

1) 确定带传动的计算功率  $P_d$

计算功率  $P_d$  是根据传递的额定功率  $P$ , 并考虑载荷性质以及每天运转时间的长短等因素的影响而确定的

$$P_d = K_A P \tag{4-15}$$

式中,  $K_A$  为工作情况系数, 见表 4-8。

表 4-8 工作情况系数  $K_A$

工 况		$K_A$					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作小时数/h					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷)、通风机(>7.5kW)、旋转式水泵和压缩机(非离心式)、发电机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动大	制砖机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、起重机、磨粉机、冲剪机床、橡胶机械、振动筛、纺织机械、重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机(旋转式、鄂式等)、磨碎机(球磨、棒磨、管磨)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

2) 选择带的型号

根据计算功率  $P_d$  和小带轮转速来选择带的型号,如图 4-12 所示。图 4-12 中实线为带的型号分界线,虚线为小带轮基准直径  $d_d$  的取值范围的分界线。

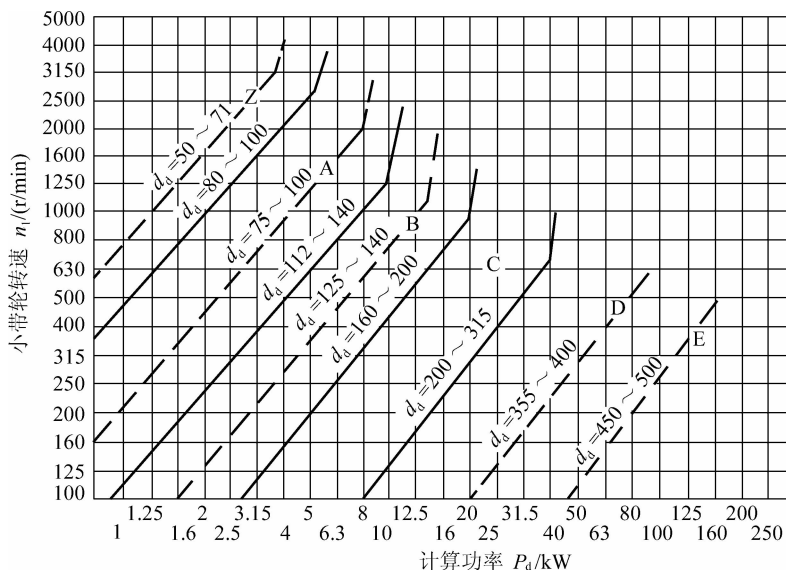


图 4-12 普通 V 带选型图

3) 确定带轮的基准直径

(1) 初选小带轮的基准直径。根据图 4-12 所示确定了小带轮基准直径  $d_d$  的取值范围后,见表 4-9,取标准值。小带轮的基准直径越小,传动结构越紧凑,而带的弯曲应力  $\sigma_{b1}$  越大,带的使用寿命降低。另外,小带轮的基准直径越小,圆周速度  $v$  越小,单根 V 带传递的功率越小。因此,选择小带轮基准直径时,应取较大值。

表 4-9 V 带轮的基准直径系列

单位: mm

基准直径 $d_d$	型 号						
	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
	外径 $d_a$						
28	31.2						
31.5	34.7						
35.5	38.7						
40	43.2						
45	48.2						
50	53.2	54					
56	59.2	60					
63	66.2	67					
71	74.2	75					
75		79	80.5				
80	83.2	84	85.5				
85			90.5				



>>>>>>

续表

基准直径 $d_a$	型 号						
	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
	外径 $d_a$						
90	93.2	94	95.5				
95			100.5				
100	103.2	104	105.5				
106			111.5				
112	115.2	116	117.5				
118			123.5				
125	128.2	129	130.5	132			
132		136	137.5	139			
140		144	145.5	147			
150		154	155.5	157			
160		164	165.5	167			
170				177			
180		184	185.5	187			
200		204	205.5	207	209.6		
212				219	221.6		
224				231	233.6		
236		228	229.5	243	245.6		
250		254	255.5	257	259.6		
265					274.6		
280		284	285.5	287	289.6		
315		319	320.5	322	324.6		
355		359	360.5	362	364.6	371.2	
375						391.2	
400		404	405.5	407	409.6	416.2	
425						441.2	
450			455.5	457	459.6	466.2	
475						491.2	
500		504	505.5	507	509.6	516.2	519.2
530							549.2
560			565.5	567	569.6	576.6	579.2
630			635.5	637	639.6	646.2	649.2
710			715.5	717	719.6	726.2	729.2
800			805.5	807	809.6	816.2	819.2
900				907	909.6	916.2	919.2
1 000				1 007	1 009.6	1 016.2	1 119.2
1 120				1 127	1 129.6	1 136.2	1 139.2
1 250					1 259.6	1 266.2	1 269.2
1 600						1 616.2	1 619.2
2 000						2 016.2	2 019.2
2 500							2 519.2

(2) 验算带的速度  $v$ 。

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \text{ m/s} \quad (4-16)$$

若带速过高会使离心力增大,同时单位时间内带绕过带轮的次数增多,降低传动带的使用寿命。若带速过低,传递一定功率时,使传动所需的有效拉力增大,带的根数增多。一般使  $v=5\sim 25 \text{ m/s}$ ,其中  $v=10\sim 15 \text{ m/s}$  最佳。

(3) 计算大带轮的基准直径。

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = i d_{d1} \quad (4-17)$$

计算结果查表 4-9 圆整为标准值。

4) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$

(1) 初定中心距  $a_0$ 。中心距  $a$  过小,传动结构紧凑,但由于单位时间内带绕过带轮的次数增多,承受弯曲应力的次数增多,使带的寿命缩短。另外,中心距减小,小带轮包角也会减小,使传动能力降低。中心距  $a$  过大,在高速运转时带会发生颤动,传动尺寸也会增大。因此,中心距  $a_0$  一般按式(4-18)所示范围来取值。

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \quad (4-18)$$

(2) 初算带的基准长度  $L_0$ 。

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (4-19)$$

(3) 确定带的基准长度  $L_d$ 。

查表 4-3,在表中选择与  $L_0$  最接近的数值作为带的基准长度  $L_d$ 。

(4) 计算中心距  $a$ 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} \quad (4-20)$$

(5) 验算小带轮包角  $\alpha_1$ 。

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - 57.3^\circ \times \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \geq 120^\circ \quad (4-21)$$

5) 确定 V 带的根数  $Z$

$$Z = \frac{P_d}{[P_1]} = \frac{P_d}{(P + \Delta P_1) K_a K_L} \quad (4-22)$$

带的根数应圆整为整数。带的根数不能过多,否则将引起载荷在各根带上分布不均,一般带的根数  $Z$  不超过 8 根。

6) 计算初拉力  $F_0$

由式(4-5)可知初拉力  $F_0$  的大小与带传动的传动能力有关。初拉力不足,带的传动能力下降,带传动可能出现打滑现象;初拉力过大,则会使 V 带的寿命缩短,轴和轴承承受的压力增大。单根 V 带所需要的初拉力按下式计算

$$F_0 = 500 \frac{(2.5 - K_a) P_d}{K_a Z v} + q v^2 \quad (4-23)$$

7) 计算带对轴的压力  $F_Q$

如果忽略传动带两边的拉力差,则轴和轴承的压力  $F_Q$  可近似地按两边的初拉力  $F_0$  来计算,如图 4-13 所示。

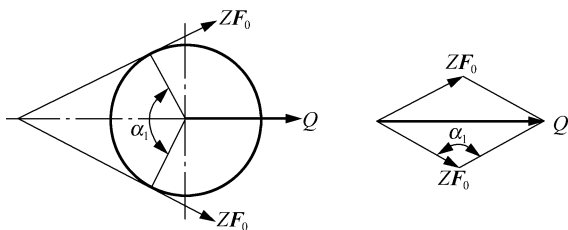


图 4-13 带传动对轴的压力

$$F_Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (4-24)$$

8)带轮的结构设计(略)

**例 4-1** 某旋转式水泵由电动机驱动。已知电动机的额定功率  $P=11 \text{ kW}$ , 转速  $n_1=1460 \text{ r/min}$ , 水泵轴转速  $n_2=400 \text{ r/min}$ , 轴间距约为  $1500 \text{ mm}$ , 两班制工作。试设计电动机与水泵间的普通 V 带传动。

**解** (1)确定带传动的计算功率  $P_d$ 。

查表 4-8 得  $K_A=1.2$  则

$$P_d = K_A P = 1.2 \times 11 \text{ kW} = 13.2 \text{ kW}$$

(2)选择带的型号。

根据计算功率  $P_d$  和小带轮转速查图 4-12, 选择 B 型普通 V 带。

(3)确定带轮的基准直径。

①初选小带轮的基准直径。

根据图 4-12 确定了小带轮基准直径  $d_{d1}$  的取值范围为  $d_{d1}=125\sim140 \text{ mm}$ , 查表 4-5 取标准值  $d_{d1}=140 \text{ mm}$ 。

②验算带的速度  $v$ 。

由式(4-16)得

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 140 \times 1460}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 10.7 \text{ m/s}$$

$v$  为  $5\sim25 \text{ m/s}$ , 合适。

③计算大带轮的基准直径。

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = i d_{d1} = \frac{1460}{400} \times 140 \text{ mm} = 511 \text{ mm}$$

计算结果查表 4-9 并圆整为标准值,  $d_{d2}=500 \text{ mm}$ 。

④验算传动比误差。

大带轮的基准直径圆整后, 带传动的传动比与题目要求的传动比将产生一定的误差, 应验算其误差值  $\Delta i$ ,  $\Delta i$  在  $\pm 5\%$  之内就合格。

$$\Delta i = \frac{\frac{n_1}{n_2} \frac{d_{d2}}{d_{d1}}}{\frac{n_1}{n_2}} \times 100\% = \frac{\frac{1460}{400} \frac{500}{140}}{\frac{1460}{400}} \times 100\% = 2.2\%$$

合格。

(4) 确定中心距  $a$  和带的基准长度  $L_d$ 。

① 初定中心距  $a_0$ 。

$$a_0 = 1\ 500\ \text{mm}$$

② 初算带的基准长度  $L_0$ 。

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 1\ 500 + \frac{3.14}{2}(140 + 500) + \frac{(500 - 140)^2}{4 \times 1\ 500} \right] \text{mm} \\ &= 4\ 026.4\ \text{mm} \end{aligned}$$

③ 确定带的基准长度  $L_d$ 。

见表 4-3, 在表中选择与  $L_0$  最接近的数值作为带的基准长度  $L_d$ 。

$$L_d = 4\ 000\ \text{mm}$$

④ 计算中心距  $a$ 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = \left( 1\ 500 + \frac{4\ 000 - 4\ 026.4}{2} \right) \text{mm} = 1\ 486.8\ \text{mm}$$

⑤ 验算小带轮包角  $\alpha_1$ 。

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - 57.3^\circ \times \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} = 166.12^\circ \geq 120^\circ$$

合格。

(5) 确定 V 带的根数  $Z$ 。

$$Z = \frac{P_d}{[P_1]} = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L}$$

根据截型、小带轮转速和基准直径, 查表 4-5 得  $P_1 = 2.83\ \text{kW}$ 。

根据截型、小带轮转速和传动比, 查表 4-6 得  $\Delta P_1 = 0.46\ \text{kW}$ 。

根据小带轮包角, 查表 4-7 得  $K_\alpha = 0.96$ 。

根据带的基准长度, 查表 4-3 得  $K_L = 1.13$ 。

$$\text{代入式(4-22)得 } Z = \frac{13.2}{(2.83 + 0.46) \times 0.96 \times 1.13} = 3.7$$

取  $Z = 4$ 。

(6) 计算初拉力  $F_0$ 。

$$F_0 = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_d}{K_\alpha Z v} + qv^2$$

查表 4-2 得  $q = 0.20\ \text{kg/m}$ , 代入公式得  $F_0 = 270.3\ \text{N}$

(7) 计算带对轴的压力  $F_Q$ 。

$$F_Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2\ 121.2\ \text{N}$$

(8) 带轮的结构设计(略)。

## 四、普通 V 带传动的张紧和维护

### 1. 带传动的张紧

带传动工作一段时间后由于塑性变形和磨损而松弛, 使初拉力减小, 传动能力下降。为了保证带传动的传动能力, 应定期检查初拉力的数值, 发现不足时要重新张紧。常用的张紧

&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;

方式可分为调整中心距方式与张紧轮方式两类。

### 1) 调整中心距方式

(1) 定期张紧装置。把装有带轮的电动机安装在带有滑道的底座上,如图 4-14(a)所示。需要调整中心距时,松开螺母,转动调整螺栓调整中心距,使初拉力满足带传动的传动能力,然后拧紧螺母。

(2) 自动张紧装置。把装有带轮的电动机安装在摆动底座上,如图 4-14(b)所示。依靠电动机的自重,使带轮随着电动机绕固定轴摆动,以自动保持张紧。这种张紧方式适用于中小功率的传动。

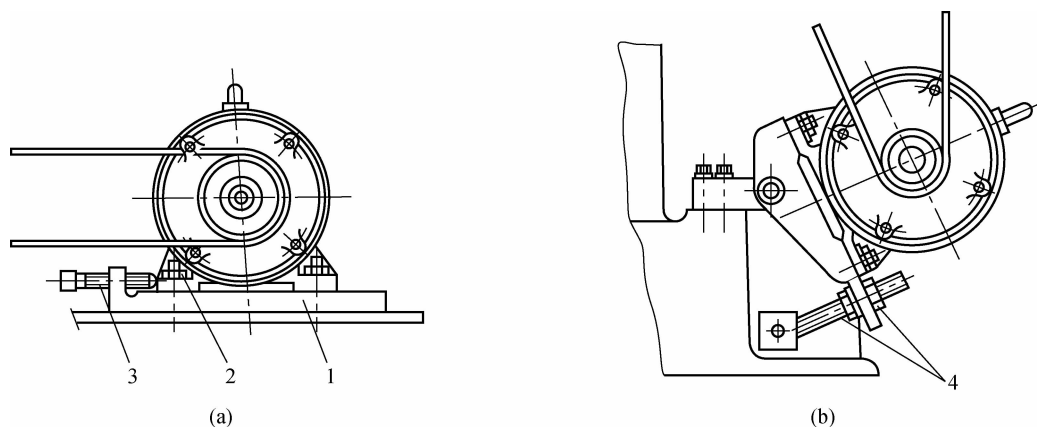


图 4-14 带的张紧装置

1—基座; 2—固定螺栓; 3、4—调整螺栓

### 2) 张紧轮方式

当带传动的轴间距不可调整时,可采用张紧轮方式张紧。为保证带传动的传动能力,一般张紧轮安装在松边的内侧且靠近大带轮处,如图 4-15 所示。

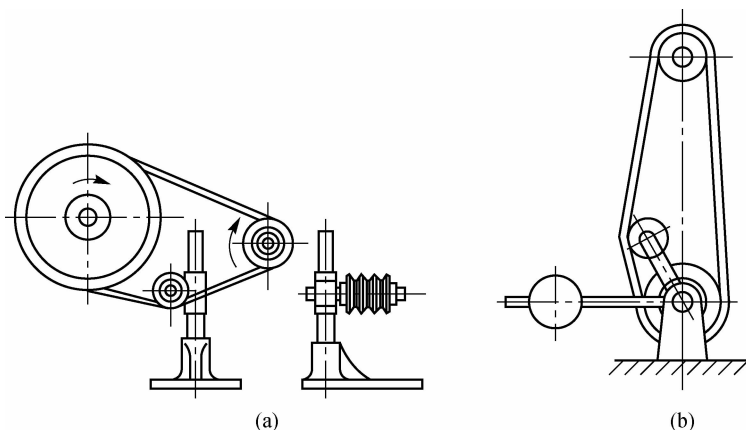


图 4-15 张紧轮装置

## 2. 带传动的安装与维护

### 1) 带轮的安装

平行轴传动时,各带轮的轴线必须保持规定的平行度。各轮宽的中心线,V带轮、多楔带轮的对应轮槽中心线,平带轮面凸弧的中心线均应共面且与轴线垂直,否则会加速带的磨

损,缩短带的寿命,如图 4-16 所示。

### 2) 传动带的安装

传动带安装时应注意以下几点。

(1) 通常应通过调整各轮中心距的方法来装带和张紧。切忌硬将传动带从带轮上拔下或扳上,严禁用撬棍等工具将带强行撬入或撬出。

(2) 在带轮轴间距不可调而又无张紧轮的场合下,安装聚酰胺片基平带时,应在带轮边缘垫布以防刮破传动带,并且边转动带轮边套带。安装同步带时同时缓慢地将带移动,以保持带能平齐移动。

(3) 同组使用的 V 带应型号相同、长度相等,不同厂家生产的 V 带、新旧 V 带不能混合使用。

(4) 安装 V 带时,应按规定的初拉力张紧。对于中等中心距的带传动也可凭经验张紧。带传动张紧程度以大拇指能将带按下 15 mm 为宜,如图 4-17 所示。

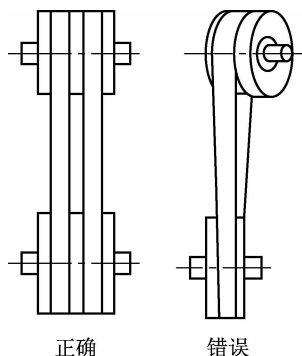


图 4-16 两带轮的相对位置

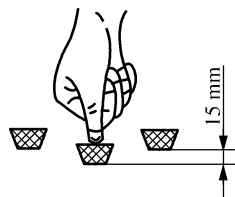


图 4-17 V 带的张紧程度

### 3) 带传动的维护

带传动的维护需注意以下几点。

(1) 带传动装置外面应加防护罩,以保证安全,防止带与酸、碱或油接触而腐蚀传动带。

(2) 带传动不需润滑,禁止往带上加润滑油或润滑脂,应及时清理带轮槽内及传动带上的油污。

(3) 应定期检查胶带,如有一根松弛或损坏则应全部更换新带。

(4) 带传动的工作温度不应超过 60 °C。

(5) 如果带传动装置需闲置一段时间后再用,应将传动带放松。

## 子课题四 链传动的基本简介

链传动是一种具有中间挠性件(链条)的啮合传动,它同时具有刚性和柔性特点,是一种应用十分广泛的机械传动形式。

### 一、链传动的组成

如图 4-18 所示,链传动由主动链轮 1、从动链轮 3 和绕在链轮上的链条 2 组成,通过链条的链节与链轮上的轮齿相啮合来传递运动和动力。

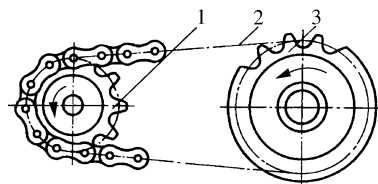


图 4-18 链传动

1—主动链轮; 2—链条; 3—从动链轮

## 二、链传动的特点和应用

### 1. 特点

与带传动相比,链传动的特点如下。

- (1)平均传动比不变。
- (2)链条不需要太大的张紧力,对轴的作用力较小。
- (3)传递的功率较大,低速时能传递较大的圆周力。
- (4)可以像带传动那样实现中心距较大的传动。
- (5)可在温度较高、淋水、淋油、日晒等恶劣环境下工作。
- (6)工作传动中有一定的动载荷和冲击,传动平稳性差;工作时有噪声,适用于低速传动。

### 2. 应用

根据链传动的特点,链传动主要用于要求工作可靠,两轴相距较远,不宜采用齿轮传动,要求平均传动比准确但不要求瞬时传动比准确的场合。它可以用于环境条件较恶劣的场合,广泛用于农业、矿山、冶金、运输机械以及机床和轻工机械中。

链传动适用的范围为:传递功率  $P \leq 100 \text{ kW}$ ,中心距  $a \leq 6 \text{ m}$ ,传动比  $i \leq 8$ ,链速  $v \leq 15 \text{ m/s}$ ,传动效率为  $0.95 \sim 0.98$ 。

按用途的不同,链条可分为传动链、起重链和运输链。用于传递动力的传动链又有齿形链和滚子链两种。本章主要讨论滚子链传动。

## 三、滚子链的标准和链轮

### 1. 滚子链的结构和标准

如图 4-19 所示,滚子链由内链板 1、外链板 2、销轴 3、套筒 4 和滚子 5 组成。内链板与套筒、外链板与销轴间分别为过盈配合;套筒与销轴、滚子与套筒间分别为间隙配合。润滑油通过内、外链板间的间隙渗入到销轴与套筒的接触面上,以减轻其磨损。内、外链板交错连接而构成铰链,传动时内外链节可相对挠曲,套筒则绕销轴自由转动,同时,滚子沿链轮齿廓滚动,可减少链与轮齿的磨损。内外链板制成“∞”字形,以减轻重量并保持链条各截面的强度接近相等。

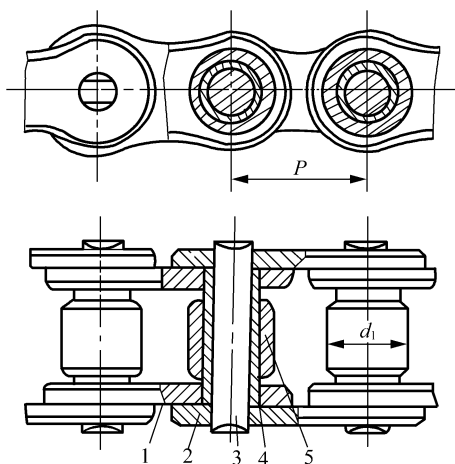


图 4-19 滚子链的结构

1—内链板; 2—外链板; 3—销轴; 4—套筒; 5—滚子

链条在使用时封闭为环形,接头方式如图 4-20 所示。当链节数为偶数时,正好是外链板与内链板相接,可用开口销或弹簧卡固定销轴,如图 4-20(a)和图 4-20(b)所示;若链节数为奇数,则需采用过渡链节,如图 4-20(c)所示。由于过渡链节在工作时受到附加弯矩的作用,应避免使用,尽量采用偶数链节。

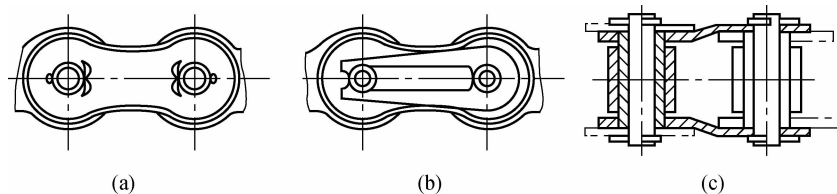


图 4-20 滚子链的接头方式

链条长度以链节数  $L_p$  表示,相邻两滚子轴线间的距离称为链节距,用  $p$  表示,链节距  $p$  是传动链的重要参数。传递功率较大时,可采用多排链,如双排链或三排链,最多不超过四排链。

滚子链是标准件,我国目前使用的滚子链的标准为 GB/T 1243—2006,分为 A、B 两个系列。A 系列用于重载、高速和重要传动,B 系列用于一般传动。常用的 A 系列滚子链的基本参数和尺寸见表 4-10。滚子链的标记为

链号—排数×链节数 国标代号

如 12A—2×100 GB/T 1243—2006 表示 A 系列滚子链,其节距为 19.05 mm,双排,链节数为 100。

表 4-10 A 系列滚子链的基本参数和尺寸

链号	链节距 $p/\text{mm}$	排距 $p_t/\text{mm}$	滚子外径 $d_r/\text{mm}$	内链节 内宽 $b_1/\text{mm}$	销轴直径 $d_2/\text{mm}$	内链板 高度 $h_2/\text{mm}$	极限拉伸 载荷(单排) $F_Q/\text{N}$	每米质量 (单排) $q/(\text{kg}/\text{m})$
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13 800	0.60
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21 800	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31 100	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55 600	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86 700	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124 600	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169 000	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222 400	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.84	60.33	347 000	16.10
48A	76.20	87.83	47.63	47.35	23.80	72.39	500 400	22.60

注:1. 多排链极限拉伸载荷按表列  $q$  值乘以排数计算。

2. 使用过渡链节时,其极限拉伸载荷按表列数值的 80% 计算。

## 2. 链轮

链轮的齿形应保证链节能平稳而自由地进入和退出啮合,使其不易脱链,且应该形状简单,便于加工。国家标准规定链轮端面的实际齿形只要在最大和最小的齿槽形状之间即可,如图 4-21(a)所示,这给轮齿齿廓曲线的设计带来很大的灵活性。常用的齿形有双圆弧齿形和三圆弧一直线齿形。双圆弧齿形由两段光滑的圆弧连接而成,齿形简单,如图 4-21(b)所





设链轮齿数为  $z_1, z_2$ , 转速为  $n_1, n_2$ , 则链的平均速度为

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1\,000} \quad (4-25)$$

式中,  $p$  为链条节距(mm)。

由式(4-25)得到链传动的平均传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \text{常数} \quad (4-26)$$

在实际传动过程中, 链的瞬时速度和链传动的瞬时传动比都是变化的, 而且按每个链节的啮合过程周期性变化。在图 4-24 中铰链 A 进入啮合时的瞬时位置, 假设链条的上边始终处于水平位置, 主动轮以角速度  $\omega_1$  回转, 其圆周速度  $v_1 = d_1 \omega_1 / 2$ 。它在沿链条前进方向的分速度即为链速  $v$ , 计算公式为

$$v = v_1 \cos \beta = \frac{d_1 \omega_1}{2} \cos \beta \quad (4-27)$$

式中,  $\beta$  为销轴 A 的圆周速度与水平线的夹角, 它的变化范围为  $\pm 180^\circ / z_1$ , 当  $\beta = 0^\circ$  时链速最大, 当  $\beta = \pm 180^\circ / z_1$  时, 链速最小。由此可见, 链的瞬时速度是周期性变化的。这种由于多边形啮合传动而引起的传动速度的不均匀性称为多边形效应。当链齿数增多时,  $\beta$  的变化范围减小, 多边形效应减弱。

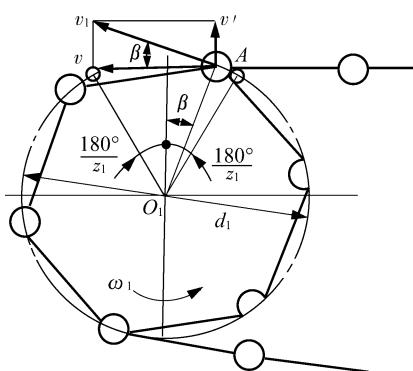


图 4-24 链传动的速度分析

由于链速的变化使链产生加速度, 从动轮产生角加速度, 引出动载荷。同时, 链在垂直方向的分速度  $v' = v_1 \sin \beta = d_1 \omega_1 / 2 \sin \beta$  也作周期性变化, 引起链条上下抖动。在链节进入啮合的瞬时, 具有一定的相对速度, 使链轮齿受到冲击。因此, 链传动工作时, 不可避免地要产生振动、冲击和动载荷。链传动不宜用于高速传动。

## 五、链传动的设计计算

链传动的设计计算, 一般是在已知传递的功率  $P$ , 链轮转速  $n_1, n_2$  或传动比  $i$  的条件下, 选择链条的型号、排数, 合理地选择链传动的参数, 确定润滑方式, 设计链轮等。

### 1. 链传动的失效形式

由于链条的结构比链轮复杂, 强度不如链轮高, 所以一般链传动的失效主要是链条的失效。常见的失效形式有以下几种。

#### 1) 链板疲劳破坏

由于链条松边和紧边的拉力不等, 链条各元件受变应力作用。在其反复作用下, 链板、滚子、套筒等元件发生疲劳破坏。在正常的润滑条件下, 一般是链板首先发生疲劳破坏, 其疲劳强度成为限定链传动承载的主要因素。

#### 2) 滚子和套筒的冲击疲劳破坏

链传动在反复起动、制动或反转时产生巨大的惯性冲击, 会使滚子和套筒发生冲击疲劳破坏。



3) 链条铰链磨损

链条与链轮啮合传动时,相邻链节间发生相对转动,因而链的各元件在工作过程中都会有不同程度的磨损,但主要磨损发生在铰链的销轴与套筒的承压面上。磨损使链条的节距增加,容易造成跳齿和脱链,使链传动失效。这是开式传动和润滑不良的链传动的主要失效形式。

4) 链条铰链的胶合

当链轮转速过高或润滑不良时,销轴和套筒间由于摩擦产生高温发生黏附而产生胶合。胶合限制了链传动的极限转速。

5) 静力拉断

在低速( $v < 0.6 \text{ m/s}$ )、重载或严重过载的场合,当载荷超过链条的静力强度时将导致链条被拉断。

2. 额定功率曲线

在特定条件下经试验和分析,可得出不同规格链条所能传递的额定功率  $P_0$ ,并绘制成额定功率曲线图,如图 4-25 所示。其特定条件为:两链轮轴水平安装,两链轮端面共面;小链轮齿数  $z_1 = 19$ ;传动比  $i = 3$ ;中心距  $a = 40p$ ;载荷平稳;单排链;工作寿命为 15 000 h;按推荐的润滑方式润滑。

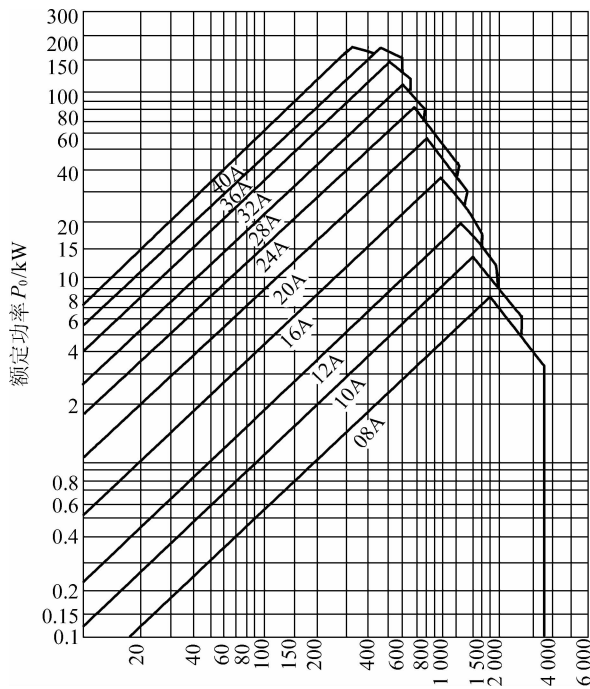


图 4-25 A 系列滚子链的额定功率曲线 ( $v > 0.6 \text{ m/s}$ )

根据小链轮转速,由图 4-25 可查出各种链条在链速  $v > 0.6 \text{ m/s}$  情况下允许传递的额定功率  $P_0$ 。润滑方式对链传动的许用功率有很大影响。设计时如果不能采用如图 4-26 中推荐的润滑方式,应将查得的  $P_0$  降低到下列数值: $v \leq 1.5 \text{ m/s}$  时,取图值的 50%; $1.5 \text{ m/s} < v \leq 7 \text{ m/s}$  时,取图值的 15%~30%; $v > 7 \text{ m/s}$ ,润滑不良时,传动不可靠。

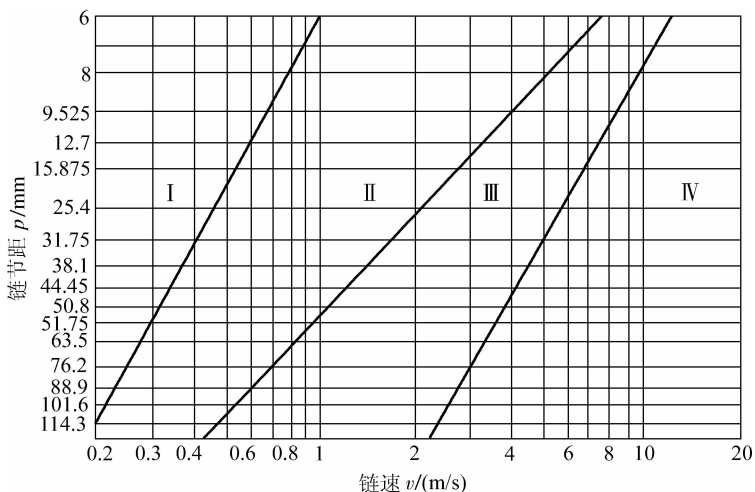


图 4-26 链传动的推荐润滑方式

I—人工定期润滑；II—滴油润滑；III—油浴或飞溅润滑；IV—压力喷油润滑

设计时,如实际条件与上述特定条件不符,应对其所传递的功率进行修正。

### 3. 设计计算准则

1)中、高速链传动( $v > 0.6 \text{ m/s}$ )

对于一般链速( $v > 0.6 \text{ m/s}$ )的链传动,其主要失效形式为疲劳破坏,因此设计计算通常以疲劳强度为主并综合考虑其他失效形式的影响。计算准则为:传递的功率值(计算功率值)小于许用功率值,即

$$P_0 \leq [P]$$

由图 4-25 查得的  $P_0$  值是在特定的试验条件下得到的,与实际工作条件不一致,所以  $P_0$  值不能作为  $[P]$ ,而必须对  $P_0$  值进行修正。则链传动所能传递的功率  $P$  为

$$P \leq \frac{P_0 K_z K_i K_a K_{pt}}{K_A} \tag{4-28}$$

式中, $P$  为链传动的名义功率; $K_A$  为工作情况系数,见表 4-11; $K_z$  为小链轮齿数系数,见表 4-12; $K_i$  为传动比系数,见表 4-13; $K_a$  为中心距系数,见表 4-14; $K_{pt}$  为多排链系数,见表 4-15。

表 4-11 工作情况系数  $K_A$

载荷情况	工作机种类	原 动 机		
		电动机 汽轮机	内 燃 机	
			液力传动	机械传动
平稳	载荷平稳的链式输送机、离心泵、离心鼓风机、一般纺织机械、载荷无变化的一般机械	1.0	1.0	1.2
稍有冲击	离心压缩机、船舶推进机、载荷稍有变化的输送机、干燥机、粉碎机、空压机、一般工程机械、一般机床造纸机	1.3	1.2	1.4
大冲击	压力机、破碎机、矿山机械、振动机械、石油钻机、橡胶搅拌机、轧辊、输送辊道、有反转或冲击的一般机械	1.5	1.4	1.7

&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;&gt;

表 4-12 小链轮齿数系数  $K_z$ 

$z_1$	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37
$K_z$	0.446	0.555	0.667	0.775	0.893	1.00	1.12	1.23	1.35	1.46	1.58	1.70	1.81	1.94	2.12

表 4-13 传动比系数  $K_i$ 

$i$	1	2	3	5	$\geq 7$
$K_i$	0.82	0.925	1.00	1.09	1.15

表 4-14 中心距系数  $K_a$ 

$a$	$20p$	$40p$	$80p$	$160p$
$K_a$	0.87	1.00	1.18	1.45

表 4-15 多排链系数  $K_{pt}$ 

排数	1	2	3	4	5	6
$K_{pt}$	1.0	1.7	2.5	3.3	4.1	5.0

2) 低速链传动 ( $v < 0.6 \text{ m/s}$ )

当链速  $v < 0.6 \text{ m/s}$  时,链传动的主要失效形式为链条的过载拉断,必须进行静强度计算,校核其静强度安全系数  $S$ ,即

$$S = \frac{F_Q}{K_A F} \geq 4 \sim 8 \quad (4-29)$$

式中,  $F_Q$  为单排链的极限拉伸载荷(N),见表 4-10;  $F$  为链的工作拉力(N),  $F = 1000P/v [P$  为名义功率(kW),  $v$  为链速(m/s)]。

## 4. 链传动主要参数的选择

## 1) 链的节距和排数

链节距越大,承载能力越强,但传动时的不平稳性、动载荷和噪声也越大。链的排数越多,则其承载能力增强,传动的轴向尺寸也越大。因此,选择链条时应在满足承载能力要求的前提下,尽量选用较小节距的单排链,当在高速大功率时,可选用小节距的多排链。

## 2) 链轮齿数和传动比

链轮齿数对传动的平稳性和工作寿命影响较大。为保证传动平稳,减少冲击和动载荷,小链轮齿数  $z_1$  不宜过小,一般应大于 17,通常可按表 4-16 选取。大链轮齿数  $z_2 = iz_1$ ,大链轮齿数不能过多,齿数过多除了增大传动的尺寸和重量外,还会出现跳齿和脱链等现象,通常  $z_2 \leq 120$ 。

表 4-16 小链轮齿数推荐值

传动比 $i$	1~2	2~3	3~4	4~5	5~6	$>6$
$z_1$	31~27	27~25	25~23	23~21	21~17	17~15

由于链节数常取为偶数,为使链条与链轮的轮齿磨损均匀,链轮齿数一般应取奇数。

滚子链的传动比  $i$  不宜大于 7,一般推荐  $i = 2 \sim 3.5$ ,只有在低速时  $i$  才可取大些。 $i$  过大,链条在小链轮上的包角减小,啮合的轮齿数减少,从而加速轮齿的磨损。

## 3) 中心距和链节数

在转速不变的情况下,如果中心距过小,小链轮上的包角较小,啮合的齿数少,链节在单

位时间内承受变应力次数增多,加速疲劳和磨损,且易产生跳齿、脱链等现象。若中心距过大,则链传动的结构大,且链条松边易发生过大的颤动现象,增加传动的不平稳性。一般初选中心距  $a_0 = (30 \sim 50)p$ ,最大中心距  $a_{0max} = 80p$ 。

链条的长度以链节数  $L_p$  表示,其计算公式为

$$L_p = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \quad (4-30)$$

由式(4-30)计算得到的链节数应圆整,最好取偶数。

实际中心距  $a$  的计算公式为

$$a = \frac{p}{4} \left[ L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (4-31)$$

一般情况下中心距设计成可调节的,若中心距不可调节,实际中心距应比设计值小 2~5 mm。

### 5. 链传动的布置、张紧

#### 1) 链传动的布置

链传动的布置对传动的工作状况和使用寿命有较大影响。链传动的两轴线必须平行布置,两链轮的回转平面应在同一平面内,否则易引起脱链和不正常磨损。链条应使紧边在上,松边在下,以免松边垂度过大时链与轮齿相干涉或紧、松边相碰。如链轮中心的连线不能布置在水平面上,其与水平面的夹角应小于  $45^\circ$ 。应尽量避免中心线垂直布置,以防止下链轮啮合不良。

#### 2) 链传动的张紧

链传动中,不需要给链条初拉力。链传动张紧的目的,是为了避免松边下垂量过大而引起啮合不良或振动现象。一般链传动设计成中心距可调式,通过调整中心距来张紧链条,也可采用张紧轮,如图 4-27 所示,张紧轮可设置在松边链条的外侧或内侧。

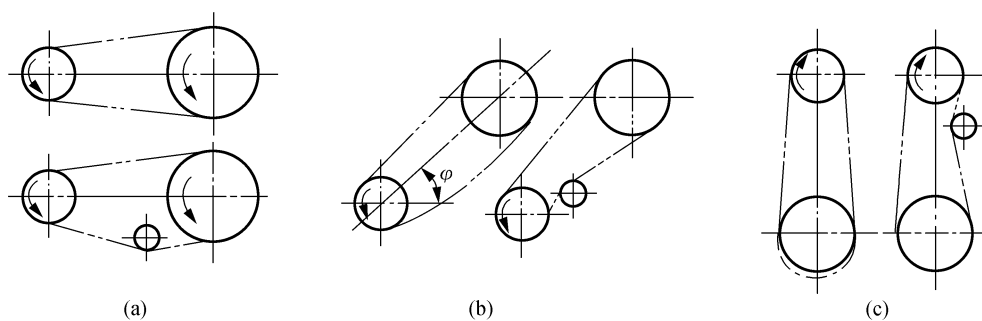


图 4-27 链传动的张紧

**例 4-2** 用电动机通过滚子链传动驱动水泥搅拌机,电动机功率  $P = 11 \text{ kW}$ ,转速  $n_1 = 970 \text{ r/min}$ ,传动比  $i = 2.5$ ,试设计链传动。

**解** (1)选择链轮齿数。

根据传动比  $i$  查表 4-16,选取  $z_1 = 25$

$$z_2 = iz_1 = 2.5 \times 25 = 62.5, \text{取 } z_2 = 63$$

(2)实际传动比。

$$i = z_2 / z_1 = 63 / 25 = 2.52$$

(3)初定中心距。



$$a_0 = 40p$$

(4)按功率曲线确定链的型号。

由表 4-11 查得  $K_A = 1.3$ ; 由表 4-12 查得  $K_Z = 1.35$ ; 由表 4-13 查得  $K_i = 0.96$ ; 由表 4-14 查得  $K_a = 1$ ; 采用单排链, 由表 4-15 查得  $K_{pt} = 1$ 。

由式(4-28)计算特定条件下链传动的功率

$$P_0 \geq \frac{K_A P}{K_Z K_i K_a K_{pt}} = \frac{1.3 \times 11}{1.35 \times 0.96 \times 1 \times 1} \text{ kW} = 11 \text{ kW}$$

根据图 4-25, 选取链号为 12A; 查表 4-10 得节距  $p = 19.05 \text{ mm}$ 。

(5)计算链速。

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{25 \times 19.05 \times 970}{60 \times 1\,000} \text{ m/s} = 7.7 \text{ m/s}$$

(6)确定链节数。

由式(4-30)得

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \\ &= \left[ 2 \times \frac{762}{19.05} + \frac{25 + 63}{2} + \left( \frac{63 - 25}{2 \times 3.14} \right)^2 \times \frac{19.05}{762} \right] \text{ mm} = 124.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

取  $L_p = 124 \text{ mm}$ 。

(7)计算中心距。

根据式(4-31)得

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{19.05}{4} \times \left[ \left( 124 - \frac{25 + 63}{2} \right) + \sqrt{\left( 124 - \frac{25 + 63}{2} \right)^2 - 8 \times \left( \frac{63 - 25}{2 \times 3.14} \right)^2} \right] \text{ mm} \\ &= 753 \text{ mm} \end{aligned}$$

若中心距设计成可调整的, 则不必精确计算实际中心距, 可取

$$a \approx a_0 = 40p = 40 \times 19.05 \text{ mm} = 762 \text{ mm}$$

(8)计算轴上压力。

$$F = \frac{1\,000P}{v} = 1\,000 \times \frac{11}{7.7} \text{ N} = 1\,428.6 \text{ N}$$

取  $F_Q = 1.25F = 1.25 \times 1\,428.6 \text{ N} = 1\,785.8 \text{ N}$

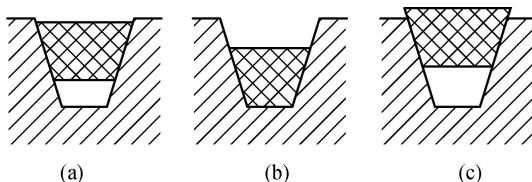
(9)选择润滑方式。

由  $p$  和  $v$  查图 4-28, 选润滑方式为油浴润滑或飞溅润滑。



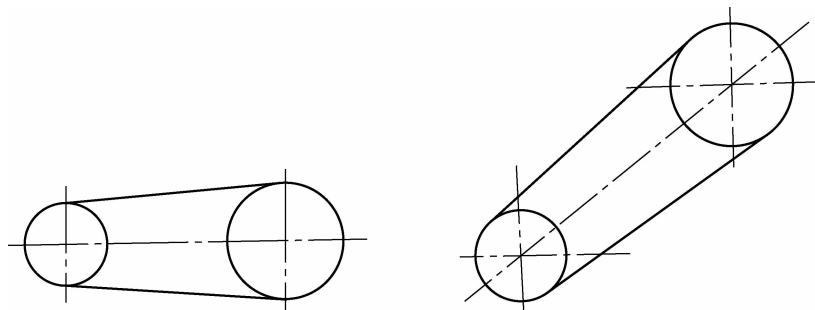
### 课后习题

1. 如图题 4-1 所示的 V 带在轮槽内的三种安装情况, 哪一种正确? 为什么?



图题 4-1

2. 什么是有效拉力? 什么是初拉力? 它们之间的关系如何?
3. 小带轮包角对带传动有何影响? 为什么只给出小带轮包角的计算公式?
4. 带传动工作时,带的截面上产生哪些应力? 应力沿带全长是如何分布的? 最大应力在何处?
5. 带传动的弹性滑动和打滑是如何产生的? 它们对带传动有何影响? 是否可以避免?
6. 链传动的主要失效形式有哪几种?
7. 链传动为何要适当张紧? 与带传动的张紧有什么区别?
8. 已知:带传动传递的功率  $P=5 \text{ kW}$ ,小带轮转速  $n_1=400 \text{ r/min}$ ,中心距  $a=1500 \text{ mm}$ ,小带轮基准直径  $d_{d1}=450 \text{ mm}$ , $d_{d2}=650 \text{ mm}$ , $f_v=0.2$ ,求带速  $v$ 、包角  $\alpha_1$  和有效拉力  $F$ 。
9. 普通 V 带传动由电动机驱动,电机转速  $n_1=1450 \text{ r/min}$ ,小带轮基准直径  $d_{d1}=100 \text{ mm}$ ,大带轮基准直径  $d_{d2}=280 \text{ mm}$ ,中心距  $a$  约为  $350 \text{ mm}$ ,传动用两根 A 型 V 带,两班制工作,载荷平稳,试求此传动所能传递的最大功率。
10. 试设计一鼓风机 V 带传动。已知电动机功率  $P=7.5 \text{ kW}$ ,转速  $n_1=970 \text{ r/min}$ ,从动轮转速  $n_2=330 \text{ r/min}$ ,允许的传动比误差  $\pm 5\%$ ,工作时有轻微冲击,两班制工作。
11. 设计某机床用的普通 V 带传动,已知电动机功率  $P=5.5 \text{ kW}$ ,转速  $n_1=1440 \text{ r/min}$ ,传动比  $i=1.92$ ,要求两带轮中心距不大于  $800 \text{ mm}$ ,每天工作  $16 \text{ h}$ 。
12. 链传动的布置如图题 4-12 所示,小链轮为主动轮,试在图上标出其正确的转动方向。



图题 4-12

13. 设计一往复式压气机上的滚子链传动。已知:电动机额定功率  $P=3 \text{ kW}$ ,转速  $n_1=960 \text{ r/min}$ ,压气机转速  $n_2=830 \text{ r/min}$ 。试确定大、小链轮轮齿数,链条节距,中心距和链节数。