

# 机械设计基础

## 绪论

---

吴洋 助理教授

13421805098 wuyang2019@hit.edu.cn



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院

## 课程考核

- 平时成绩（30分）
  - 考勤：10分
  - 作业：20分
- 实验：20分
- 期末考试：50分



## 1、教材

《机械设计基础》(第七版) 杨可桢 等 主编

## 2、参考书

《机械设计》(第六版) 王黎钦 陈铁鸣 主编 哈尔滨工业大学出版社

《机械设计》(第十版) 濮良贵 等 主编 高等教育出版社

《机械原理》(第八版) 孙桓 等 主编 高等教育出版社

《机械设计基础》(第二版) 孙宝钧 主编 机械工业出版社

➤本课程的研究对象：机械

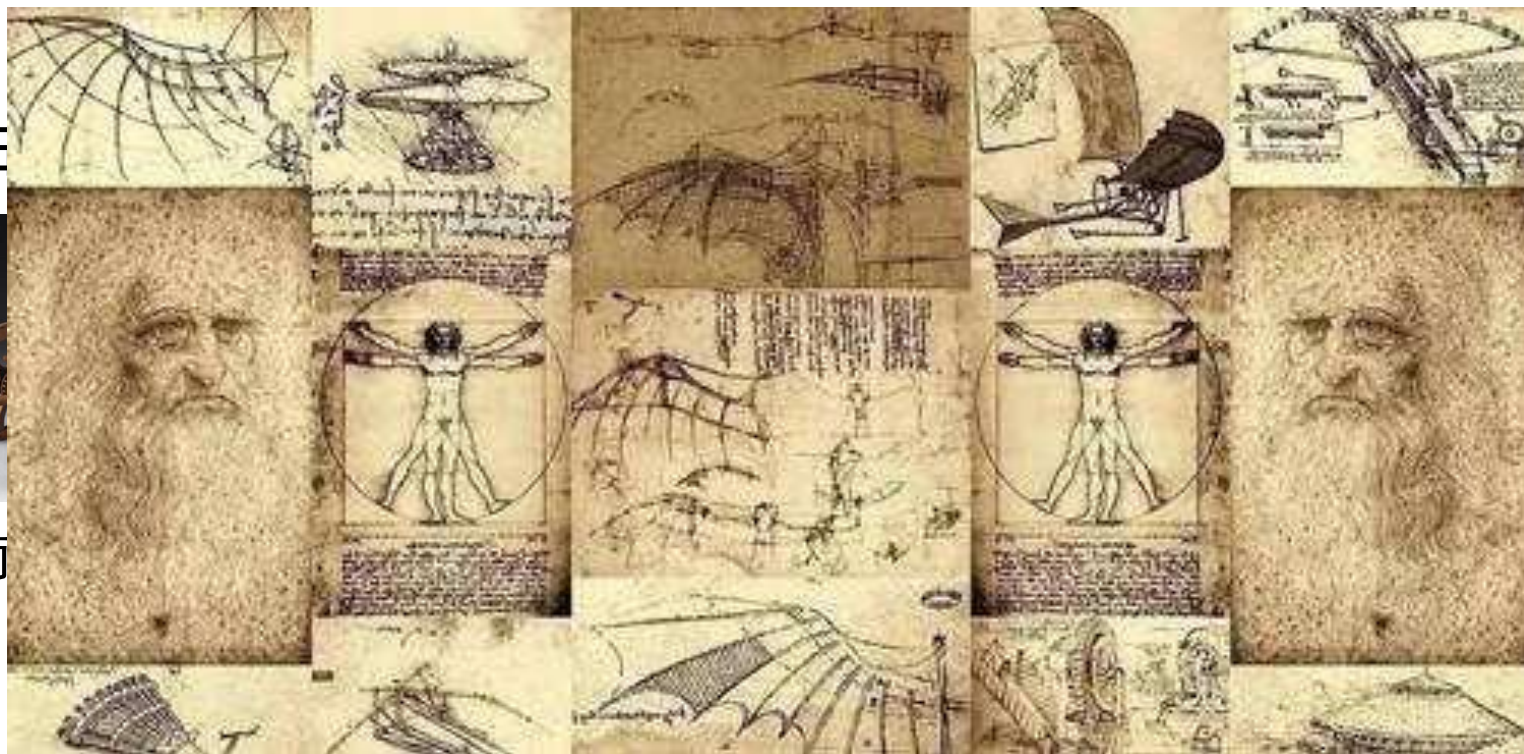
为什么要学习机械设计？？？

机械在生活中无处不在

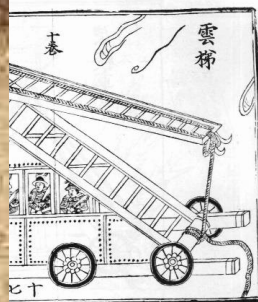
# 绪论

## 机械：具有悠久历史的学科

我国古



指南



云梯

# 绪论

## 机械原理与设计在工业界中的应用

智能制造



新能源



比亚迪e平台 3.0



# 绪论

## 芯片制造



芯片制造设备“四大金刚”：  
光刻机、离子注入机、刻蚀机、  
薄膜沉积设备

## 航空航天

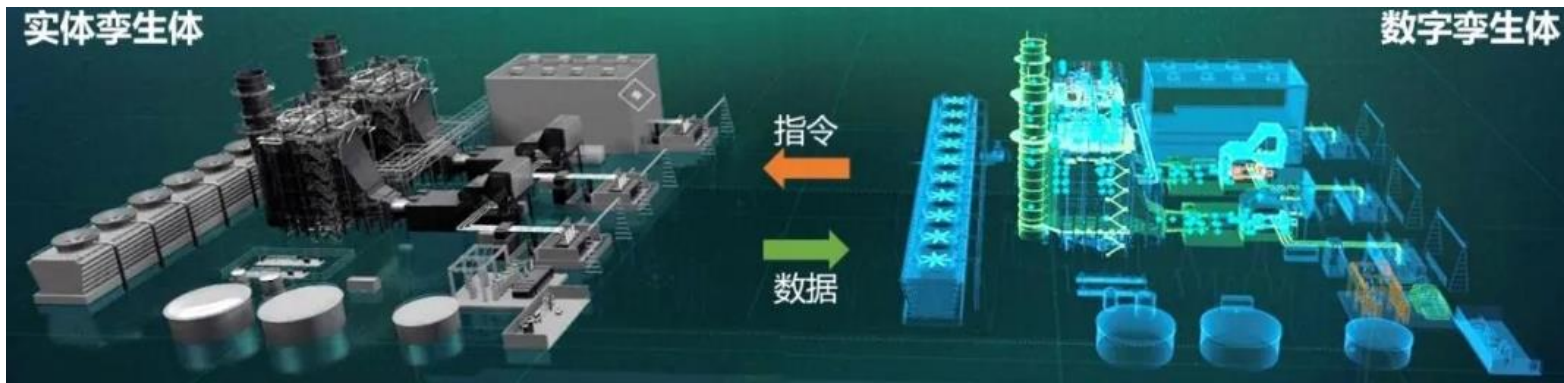


# 绪论

## 元宇宙 (Metaverse)

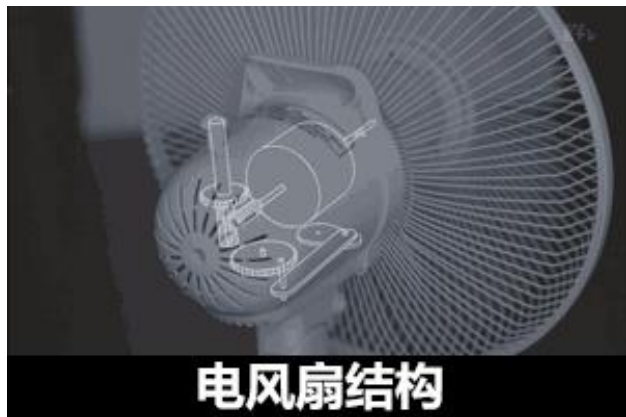


## 数字孪生 (Digital twin)

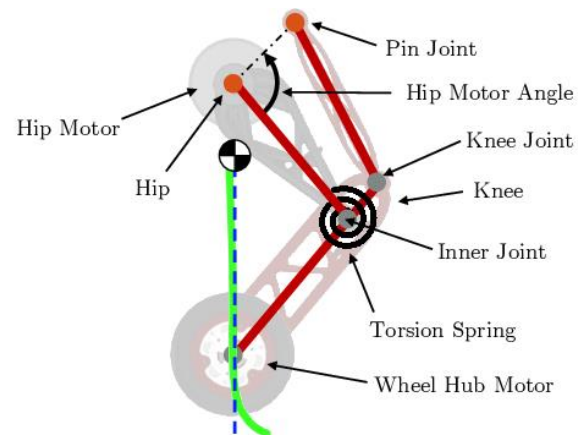
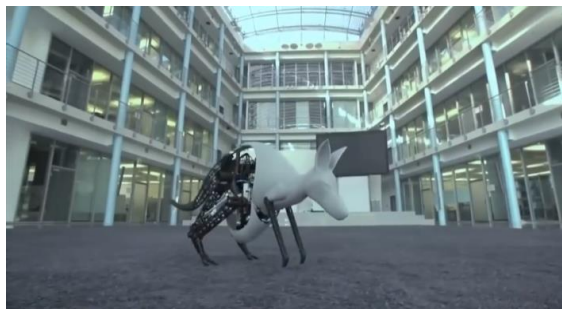


# 绪论

## 生活中的应用

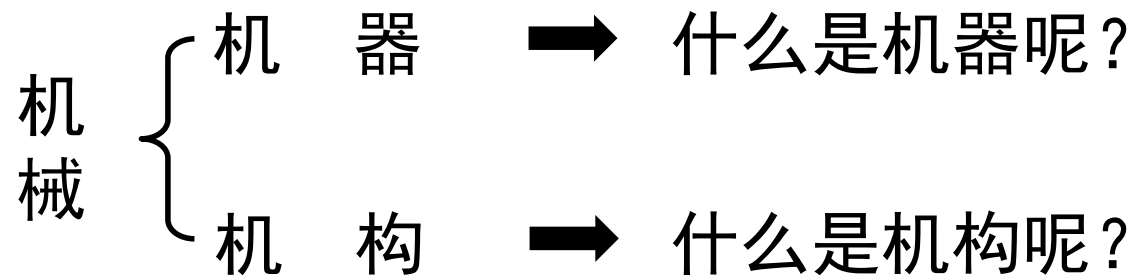


## 科研中的应用



➤本课程的研究对象：机械

➤机械是机器与机构的总称。

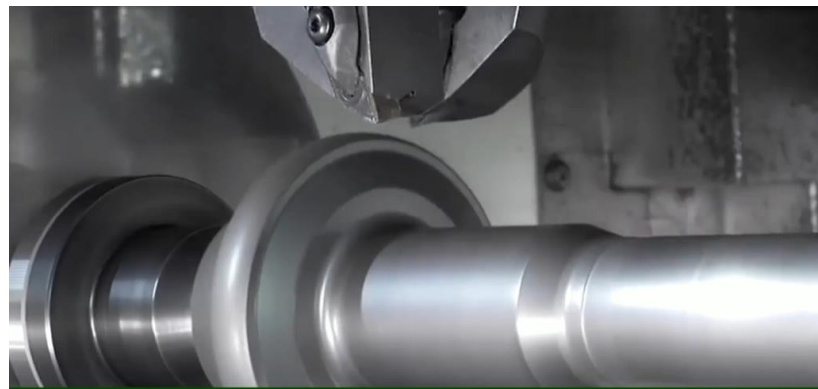




## 什么是机器？

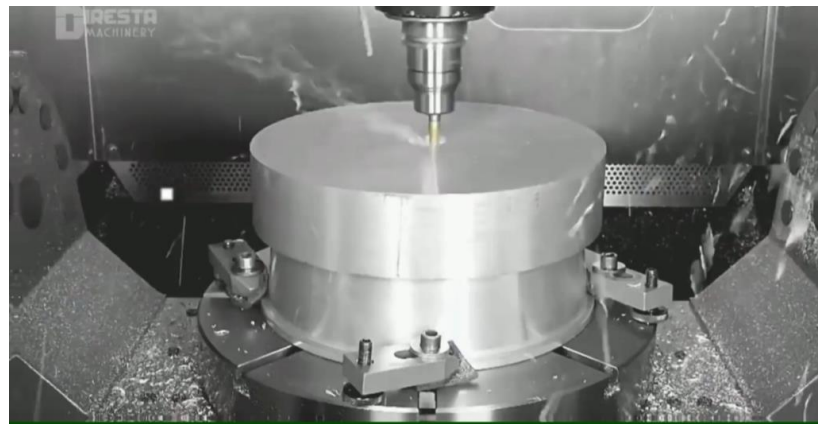
机器是一种人为实物组合的具有确定机械运动的装置，它用来完成有用功、转换能量或处理信息，以代替或减轻人类的劳动。

## 机器的实例



数控车床

## 机器的实例



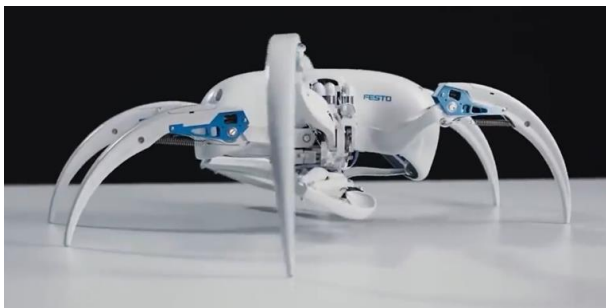
数控铣床

## 机器的实例



牛头刨床

## 机器的实例



仿生蜘蛛

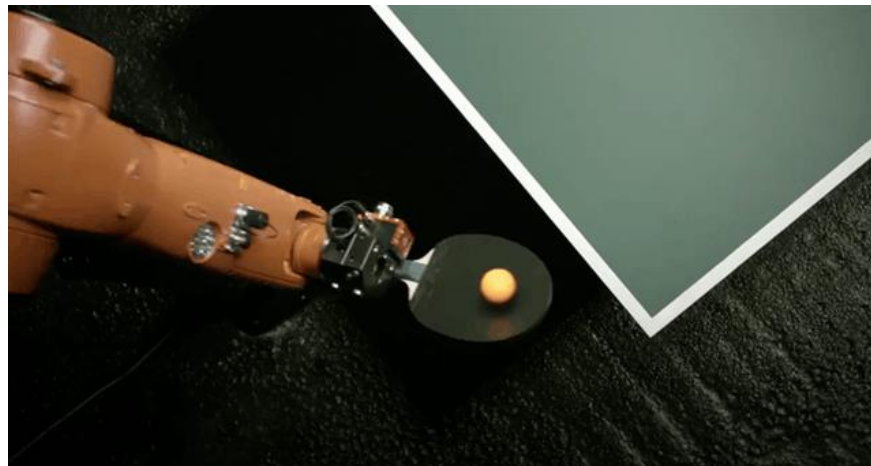


仿生蝙蝠

## 机器的实例



服务机器人

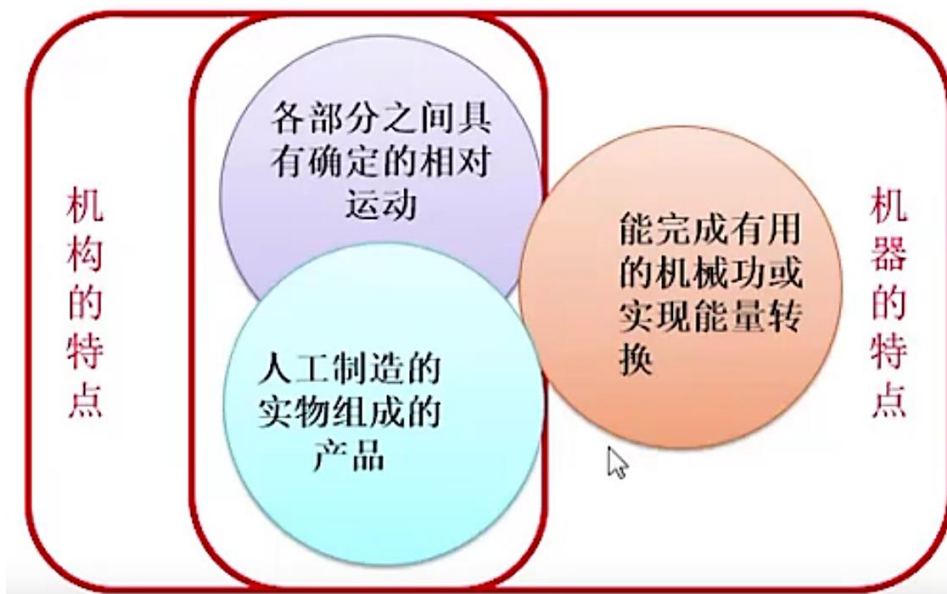


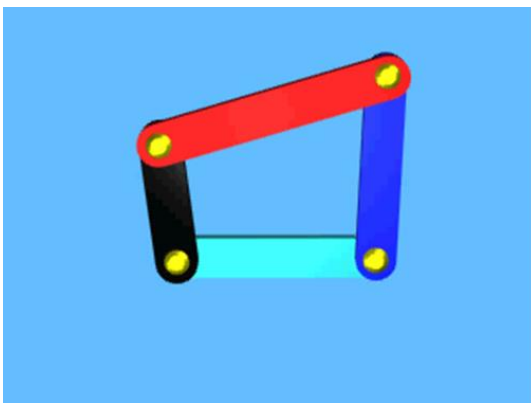
娱乐机器人



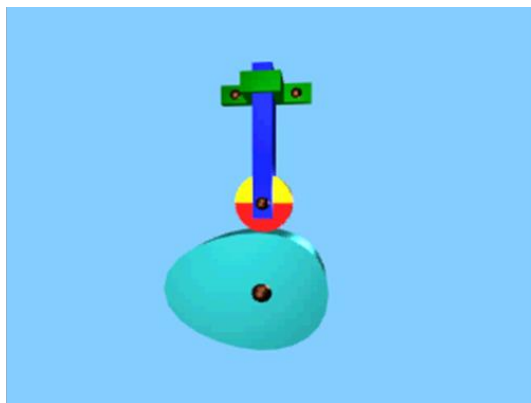
## 什么是机构？

机构可以定义为：是一个**具有确定的机械运动**的构件系统，或称它是用来传递运动和动力的可动装置。

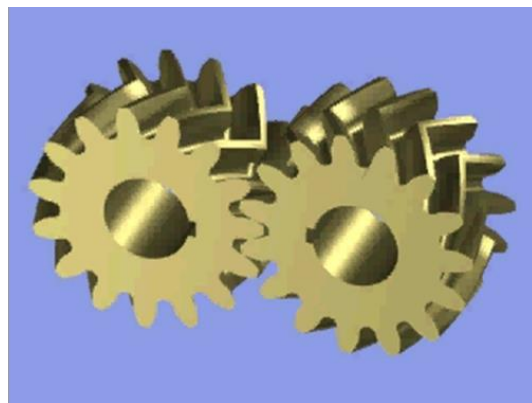




连杆机构



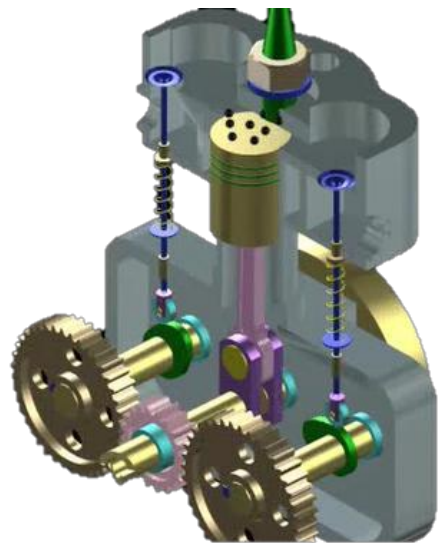
凸轮机构



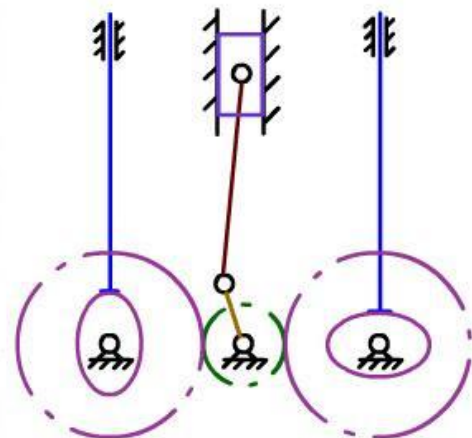
齿轮机构



# 绪论



SUCTION STROKE  
COMPRESSION STROKE  
POWER STROKE  
EXHAUST STROKE

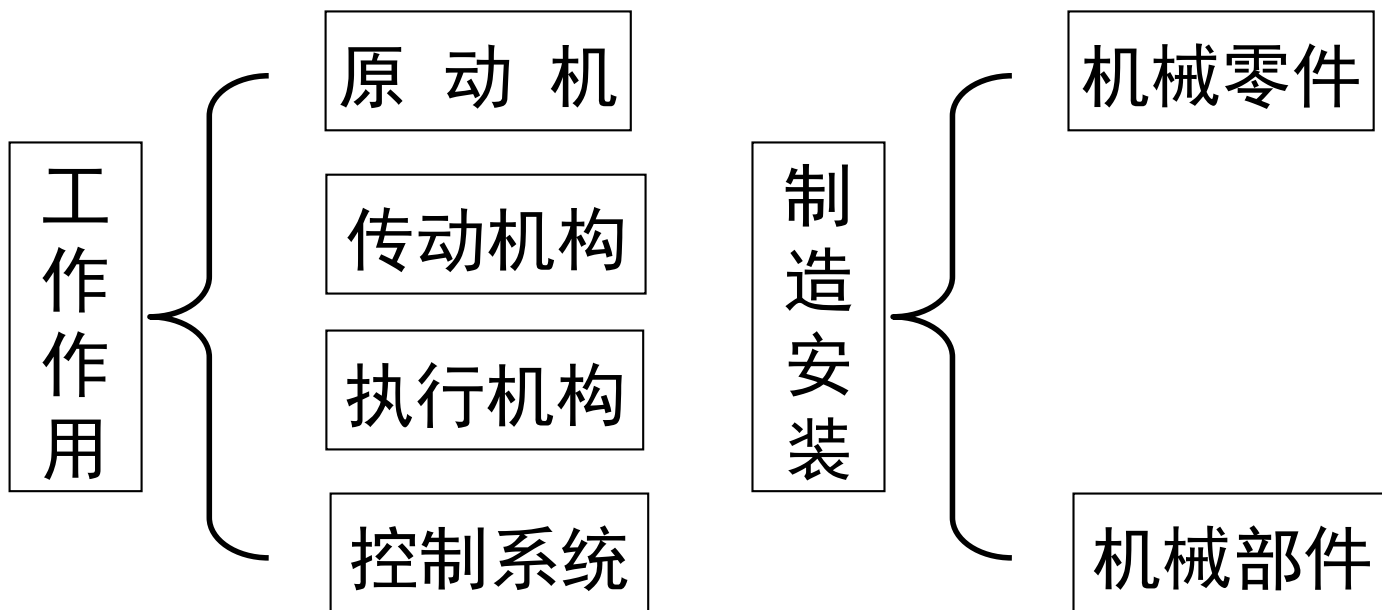


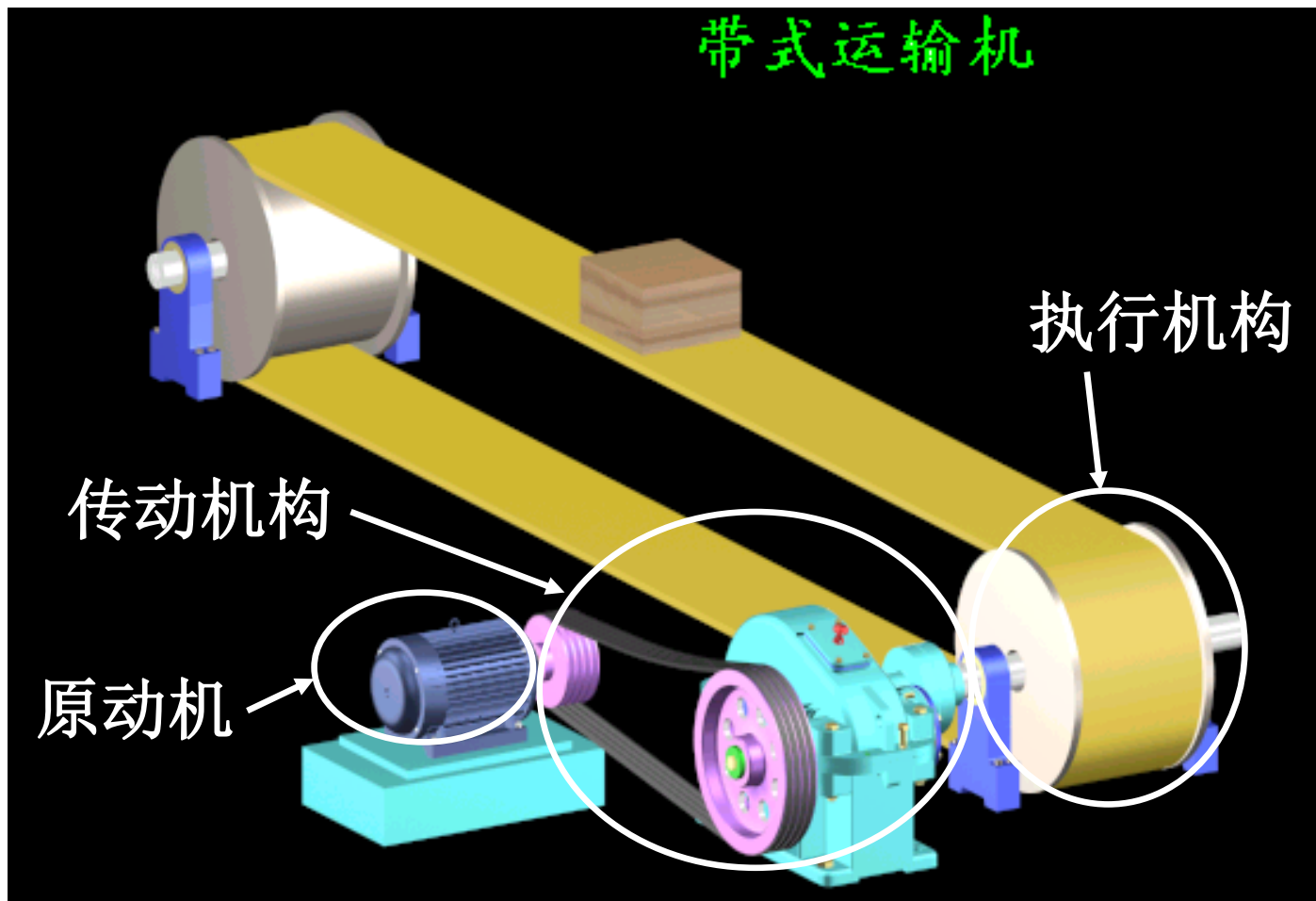
内燃机机构运动简图

一部机器可能包含多种类型的机构，也可能只包含一种机构。

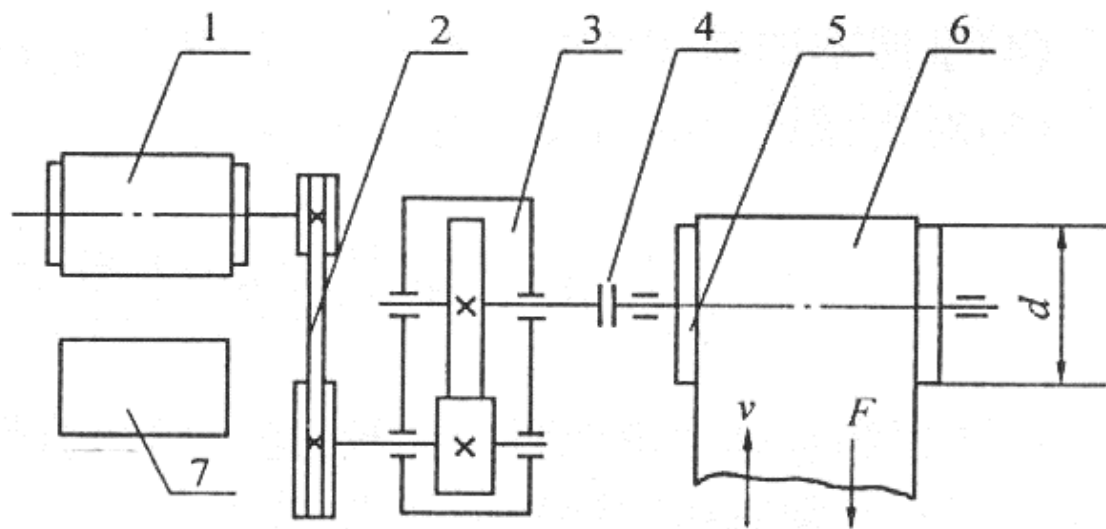
从工作作用的角度，一台典型的现代化机器是由四个部分组成的，即原动机、传动机构、执行机构和控制系统。

从制造安装的角度，机械可分为零件和部件。

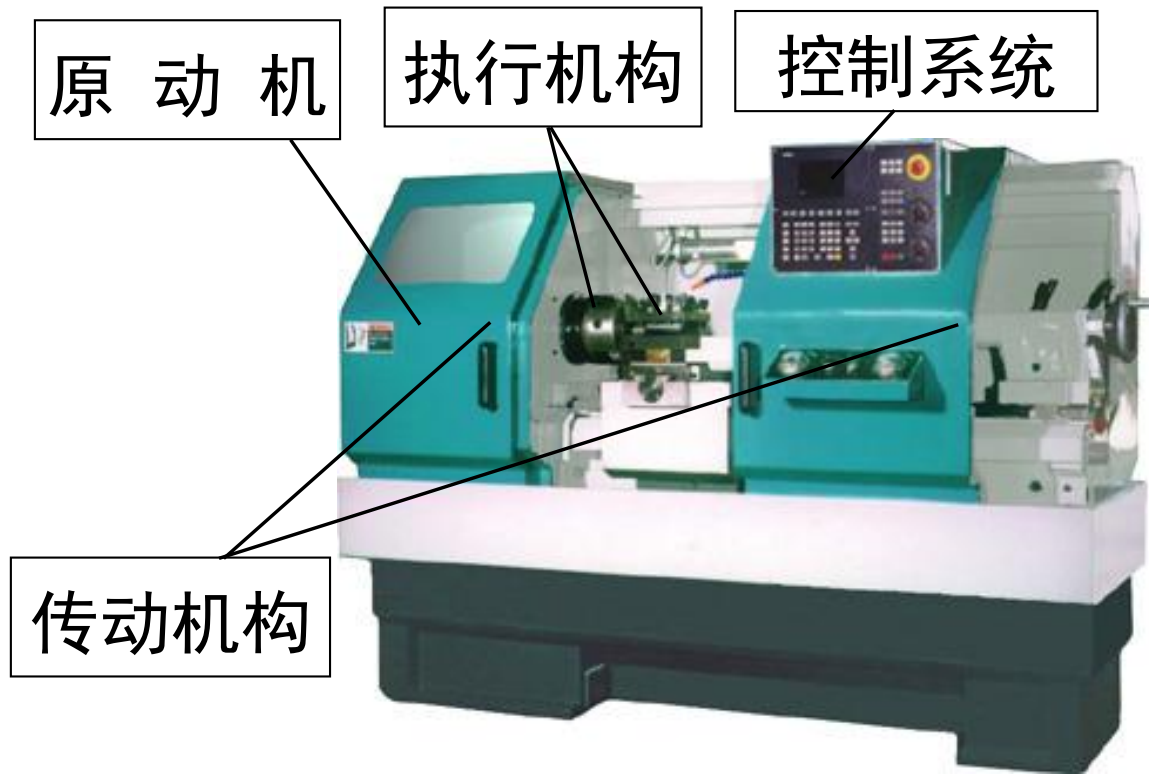


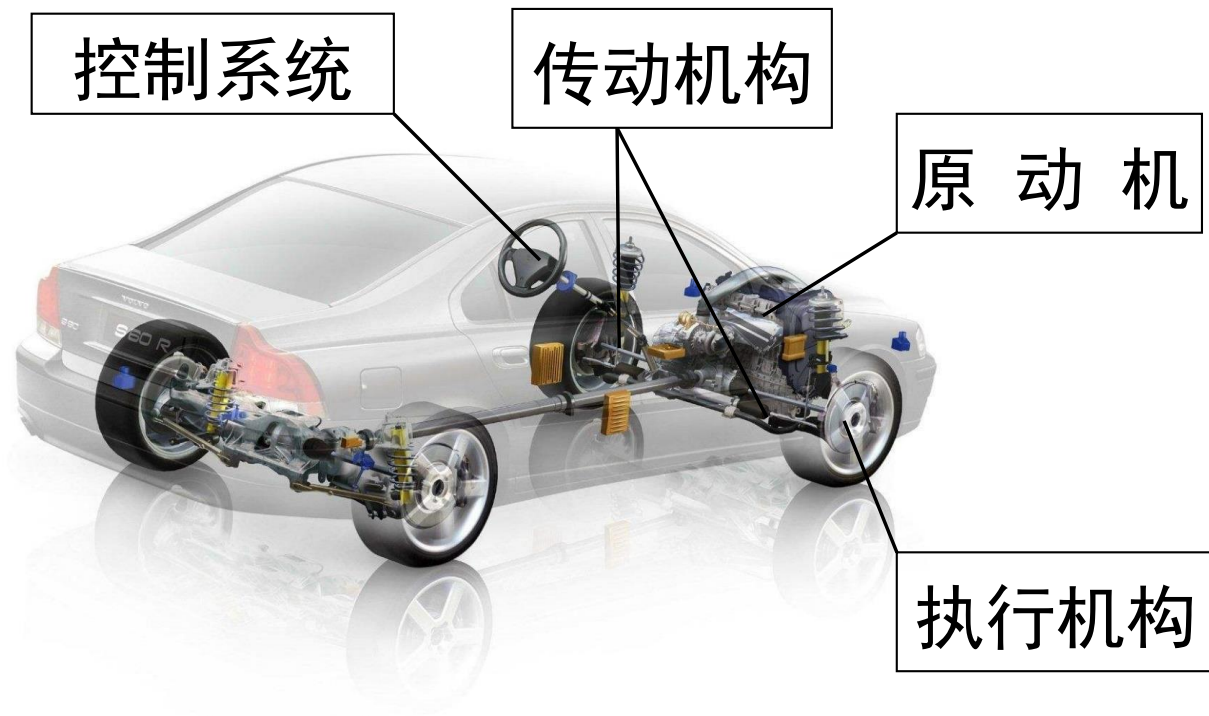


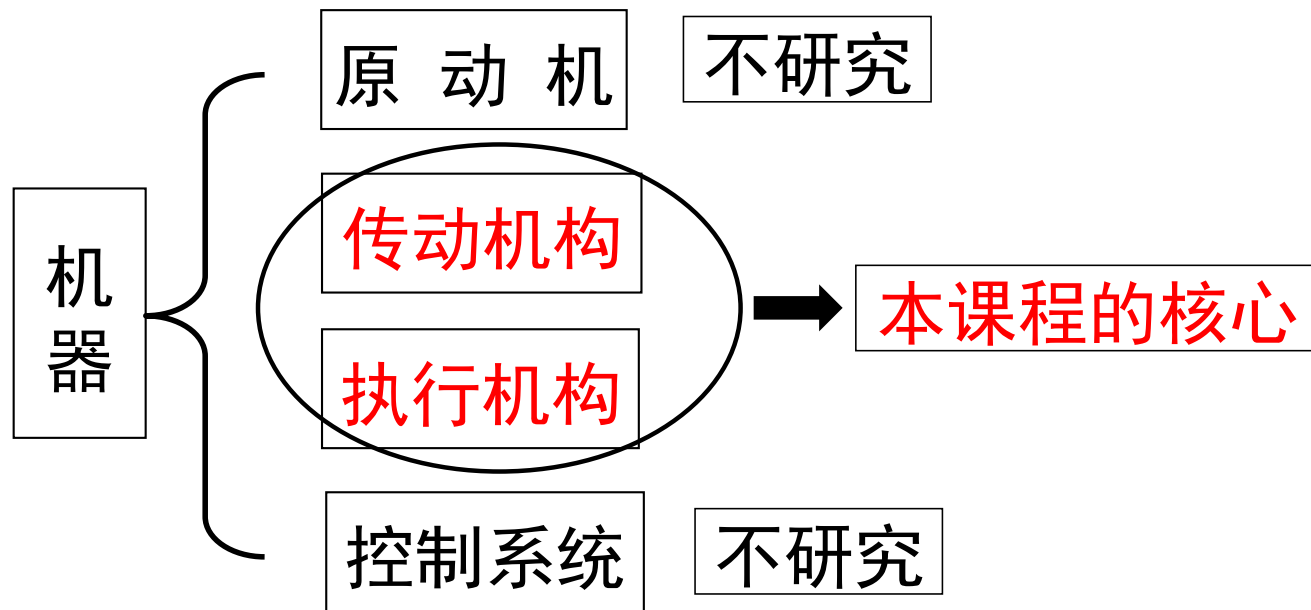
# 绪论



- 1—电动机
- 2—V带传动
- 3—齿轮传动
- 4—联轴器
- 5—卷筒
- 6—输送带
- 7—控制系统







# 绪论

任何机械设备都是由许多机械零件、部件组成的。

## 1) 机械零件

机械制造过程中不可分拆的最小单元

{ 专用零件：气轮机叶片；汽缸；曲轴和连杆等

{ 通用零件：齿轮；螺栓；轴；轴承；弹簧等（各类机械中常用）



## 2) 机械部件

机械制造过程中为完成同一目的而由若干协同工作的零件组合在一起的组合体。例如：轴承；离合器；减速器等。

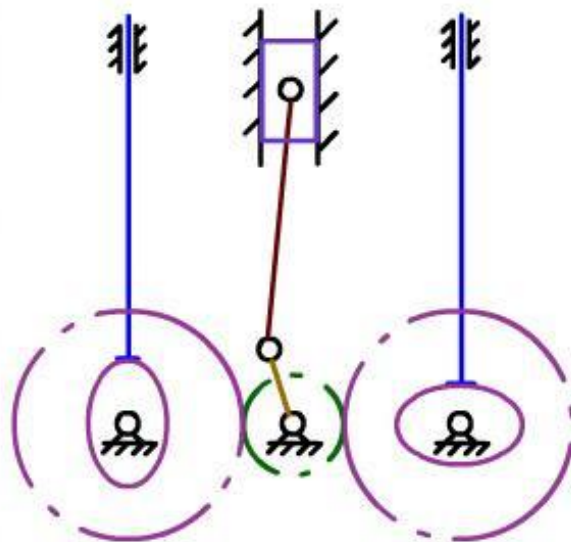
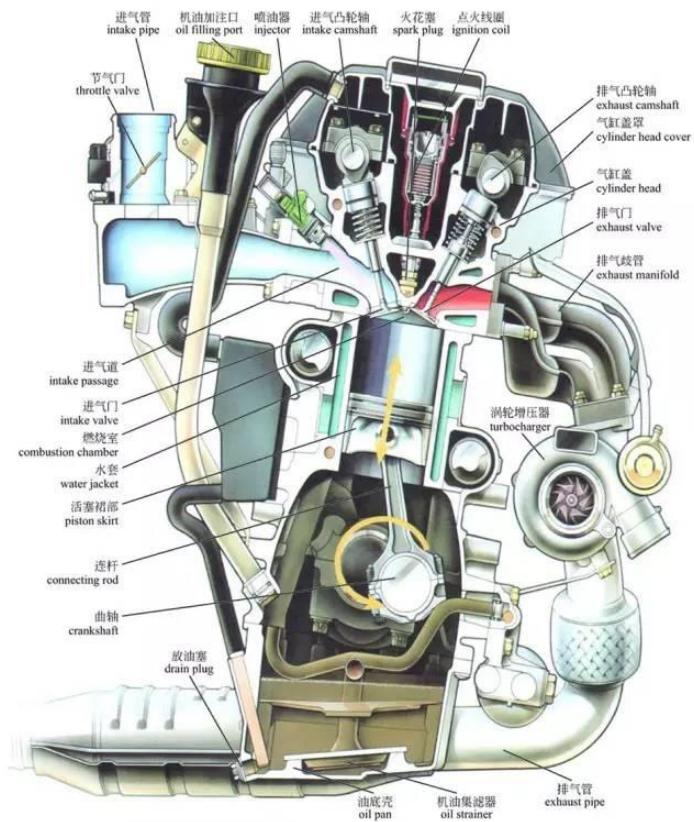




## 零件和构件，部件和机构的区别

	零件	构件	部件	机构
定义	制造单元	运动单元	在制造中完成同一目的的若干协调工作的零件组合体	具有各自特点的能变换运动的构件组合体
特点	制造中不可再分的最小实体。有形体特征。	单一的整体或是有几个最基本的实物（零件）组合的刚性结构	强调制造和功能，有形体特征。	强调原理和运动，无形体特征。

# 绪论



## “机械设计基础”课程

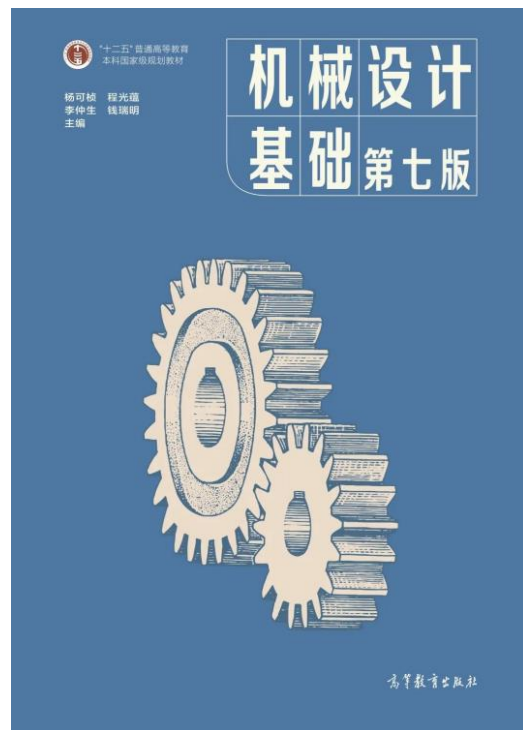
“机械原理” + “机械设计”



从运动和力的  
角度研究机械。



从强度和结构的  
角度研究机械。



## 机械原理

### 1、机构的分析

研究机构的组成原理，即机构组成的一般规律。  
研究机构运动的可能性与确定性的条件。

### 第一章：平面机构自由度和速度分析

## 2、机构的设计

主要研究**连杆机构、凸轮机构、齿轮机构、间歇运动机构**等的设计理论和设计方法。

**第二章：平面连杆机构；第三章：凸轮机构**

**第四章：齿轮机构；第五章：轮系**

**第六章：间歇运动机构**

## 机械设计

**研究对象：**研究机械中具有**一般工作条件**和**常用参数范围**内的通用零部件的工作原理、结构特点、基本设计理论和设计计算方法。

**\*注意：**所指的**通用零件**不包括那些尺寸特大或特小、环境温度过高或过低以及在高速、高压或其他特殊条件下工作的零件。

## 通用零部件（分4类）

- 1、连接零件 螺纹（螺栓螺母）；键销；异形连接等

第十章：连接

- 2、传动零件 带和链；齿轮；蜗轮蜗杆；减速器等

第十一章：齿轮传动 第十三章：带传动和链传动

- 3、轴系部件 轴、轴承；联轴器、离合器、制动器等

第十四章：轴；第十六章：滚动轴承；

第十七章：联轴器、离合器和制动器

- 4、其他零件 弹簧；机架等

## 机械设计部分的主要内容：

工作原理，受力分析，  
失效形式，设计准则，  
强度计算，参数选择，

结构设计

- (1) 研究零件的**工作原理**、**类型**、**特点**和**使用场合**；
- (2) 分析零件的**工作条件**、**受力分析**等；
- (3) 研究零件的**失效形式**，提出**设计准则**；
- (4) 按**强度计算**确定该零件的主要参数；
- (5) 选择其他参数，进行零件的**结构设计**。



## 机械产品的基本要求

1. 良好的使用性能
2. 安全、可靠、耐用
3. 经济实用
4. 符合环保与能耗要求
5. 产品造型美观、舒适



飞行汽车

# 机械设计基础

## 第一章 平面机构的自由度和速度分析

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



# 第一章 平面机构的自由度和速度分析

1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

1-2 机构自由度的计算

1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

## 知识目标：

- 掌握机构的组成
- 掌握平面机构运动简图的绘制方法
- 掌握机构自由度的计算方法
- 掌握机构速递分析的方法

# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 什么是机构？

机构是指一种用来传递与变换运动和力的可动装置

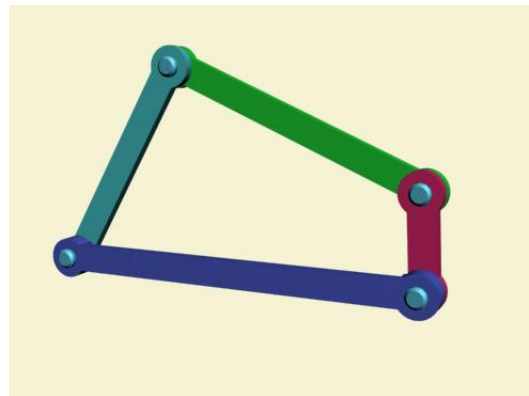
### 一、机构的组成要素

#### 1. 零件

独立的制造单元

#### 2. 构件

作为一个整体参与机构运动的刚性单元体  
称为构件

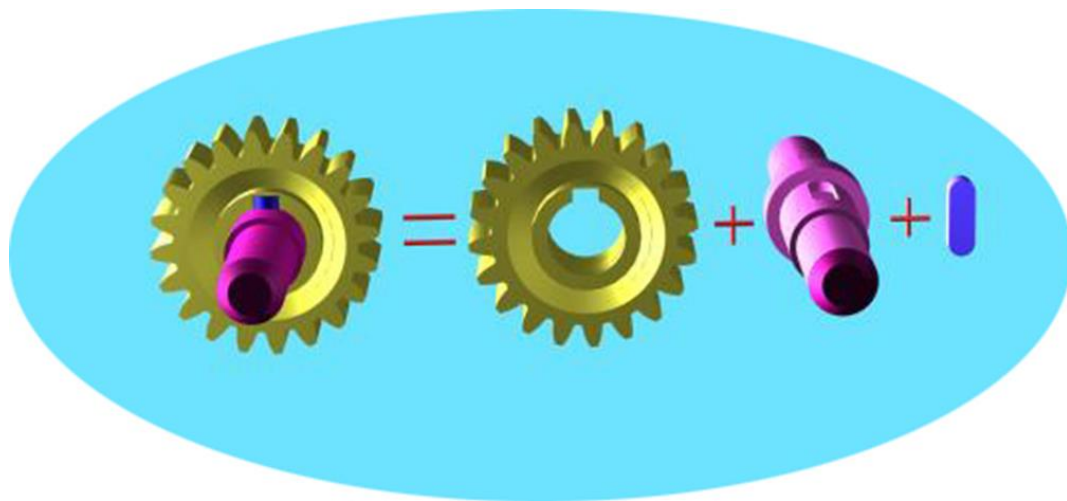


连杆机构

## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

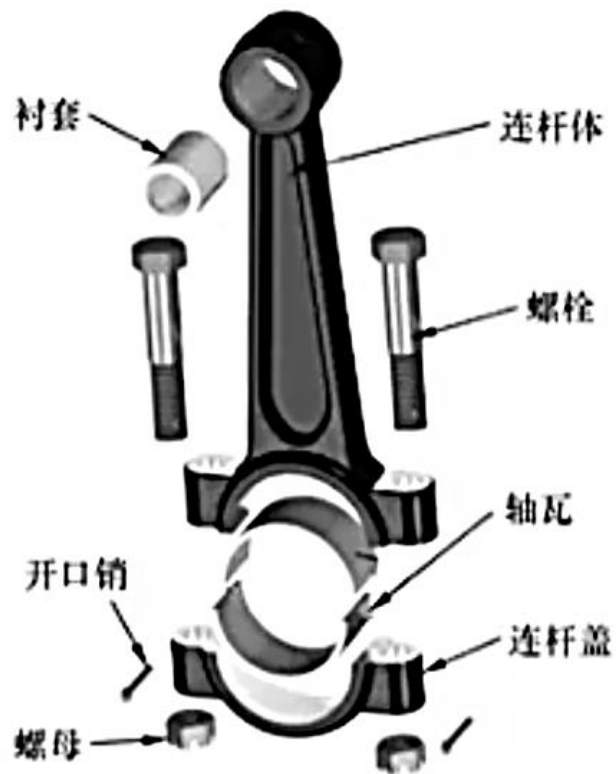
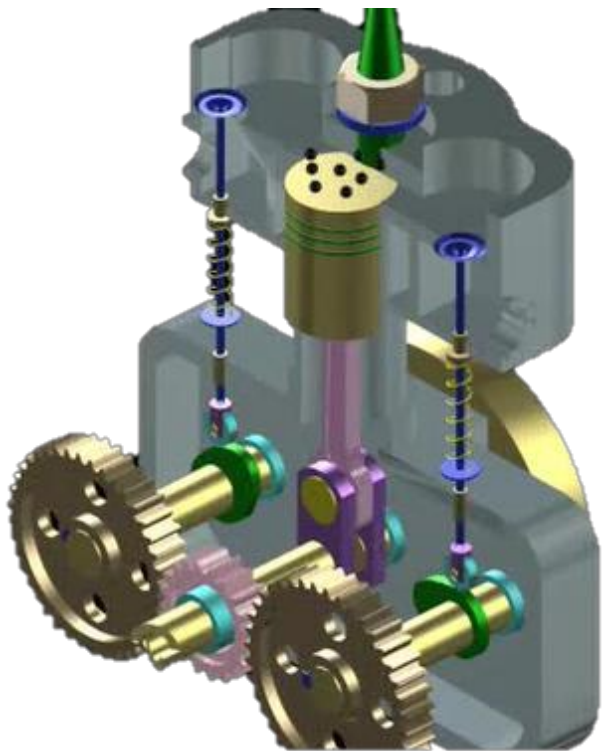
一个构件，可以是不能拆开的单一整体，也可能是由若干个不同零件组装起来的刚性体。

例如：



## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

例如：

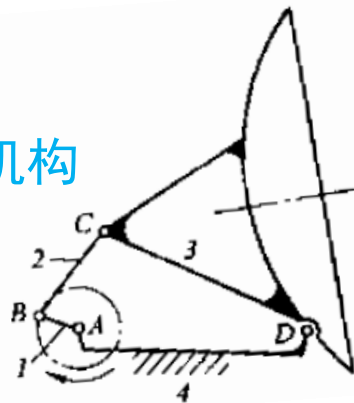


连杆

# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

机构中的构件可分为哪几种？

雷达调整机构



(1) 机架：固定构件，用来支撑活动构件的构件（构件4）

(2) 主动件：运动由外界输入，运动规律已知的活动构件  
（又称为输入构件）（构件1）

(3) 从动件 { 输出构件：输出预期运动的从动件（构件3）  
其他从动件：用于传动（构件2）

机构的组成：

机构 = 机架 + 主动件 + 从动件

1个

1个或几个

若干



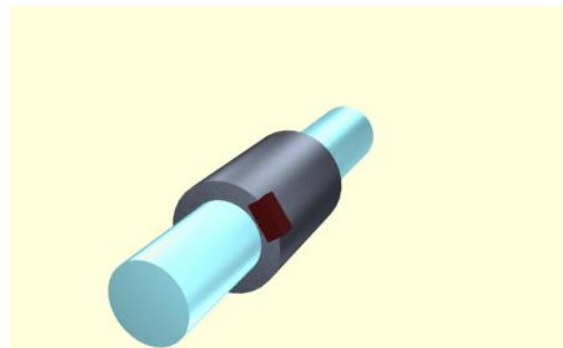
## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

构件之间是如何联接形成机构的？

### 3. 运动副

由两个构件**直接接触**而产生一定**相对运动**的联接称为**运动副**。

- (1) **直接接触**；
- (2) 能产生**相对运动**



#### **运动副元素**

两构件上参与接触构成运动副的部分称为运动副元素。

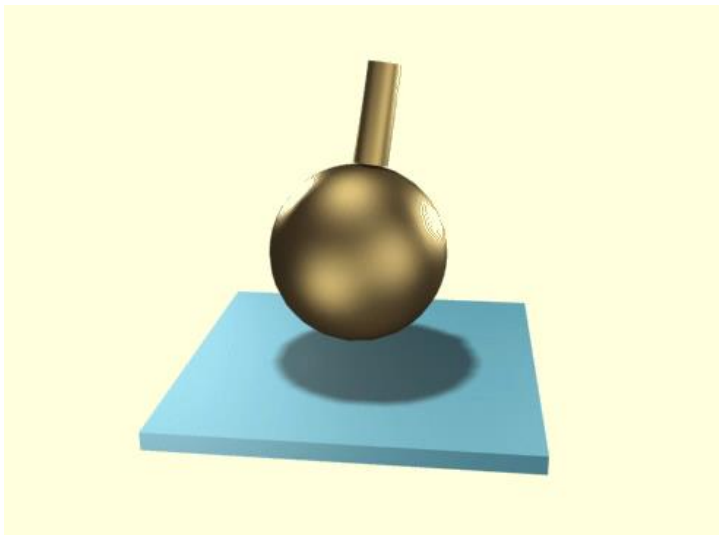
圆柱的外侧表面和套筒的内侧表面

## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

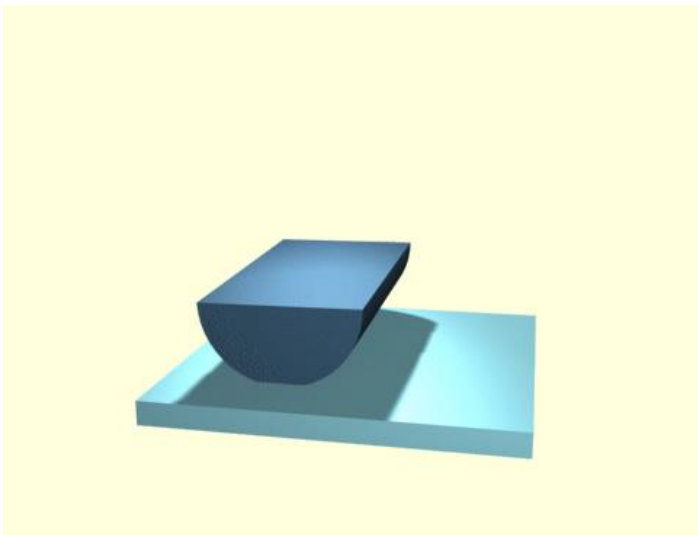
### 二、运动副的分类

#### 1. 根据运动副的两个运动副元素的接触情况分类

运动副元素以点或线接触的运动副称为高副。(接触压强高)



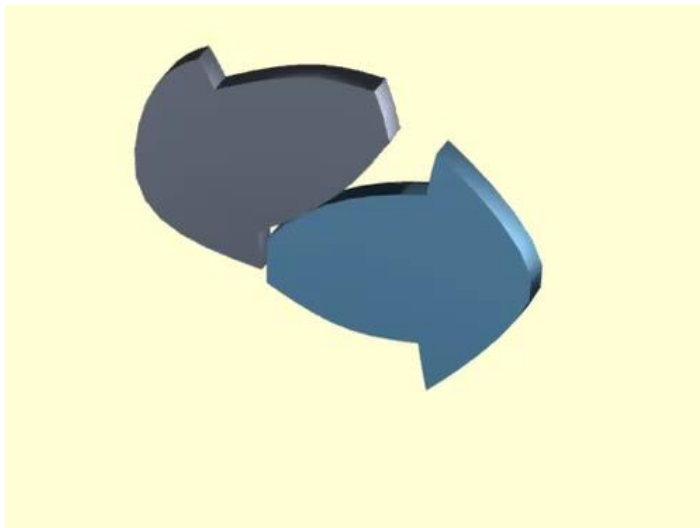
球面高副



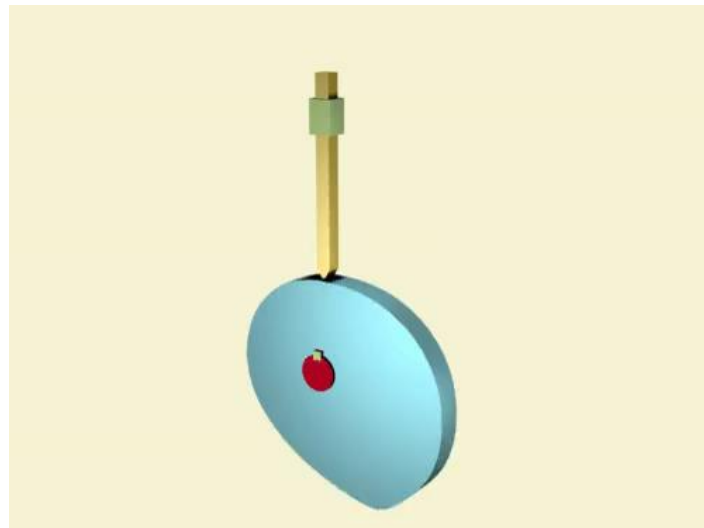
柱面高副

## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

运动副元素以点或线接触的运动副称为高副。



齿轮副



凸轮副

## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

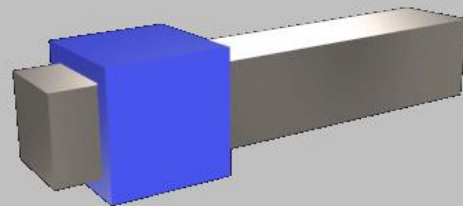
运动副元素以**面接触**的运动副称为**低副**（接触压强低）。



球面低副



转动副

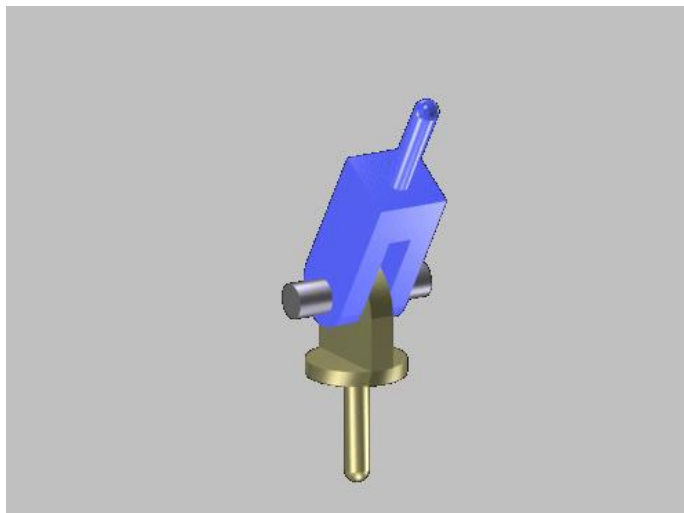


移动副

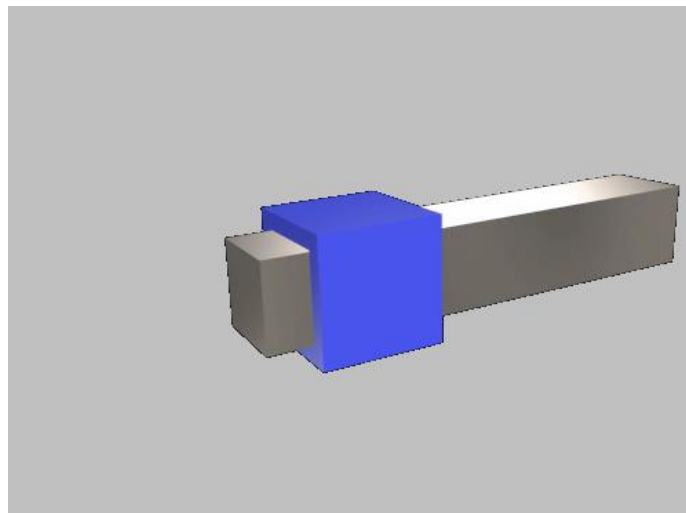
## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

### 2. 根据组成运动副两个构件的相对运动形式分类

**平面**运动副（所有相对运动都在同一个平面或平行的平面内）



转动副



移动副

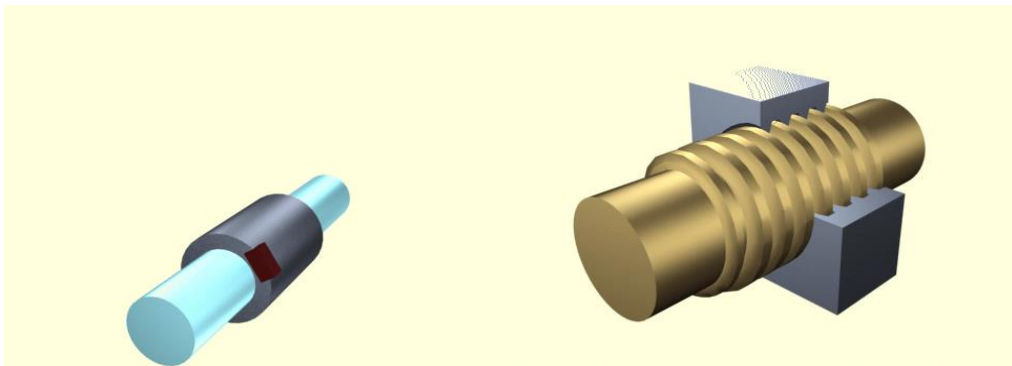
## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

### 空间运动副



球面副

可以沿着水平面旋转，  
也可以沿着竖直平面旋转，  
水平旋转面和竖直旋转面不在  
同一个平面也不平行



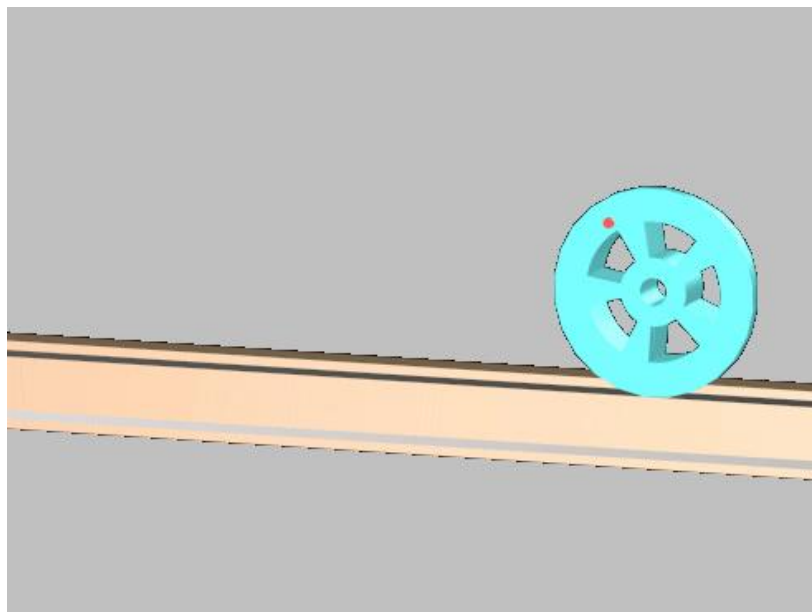
圆柱副

螺旋副

可以绕着轴线转动，  
也可以沿着轴线移动，  
移动方向垂直于旋转平面，既  
不在旋转平面内也不平行

## 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

试分析如下所示滚动副，高副or低副？平面or空间？

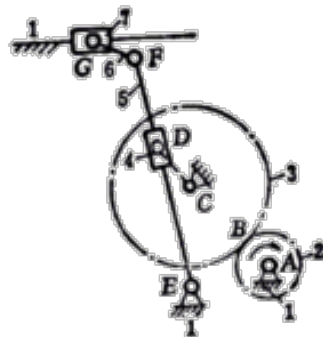
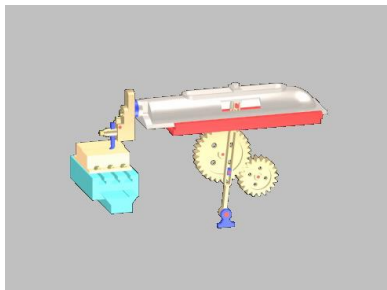
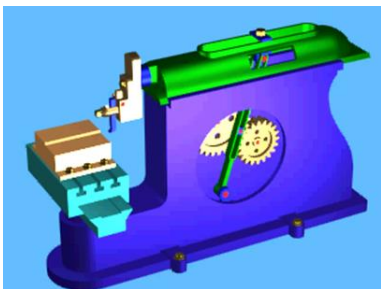


线接触，高副  
平面运动副



# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 机构运动简图的绘制



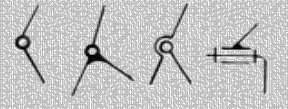
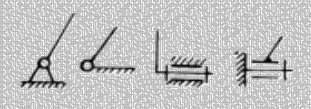
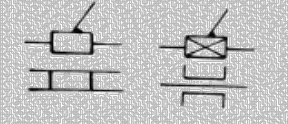
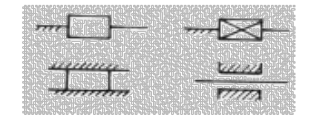
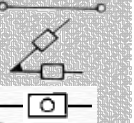
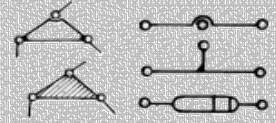
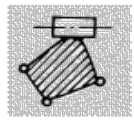
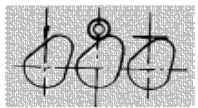
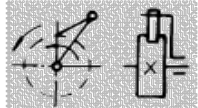
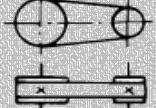
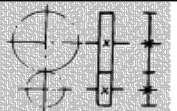
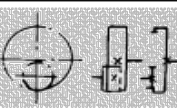
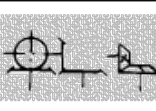
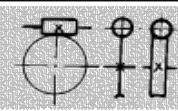
牛头刨床机构运动简图

为了便于研究机构的运动，有必要撇开与运动无关的构件外形和运动副具体构造，而只用简单的符号代表构件和运动副，并按比例定出各运动副位置，表示机构的组成和传动情况。这样绘制出能够准确表达机构运动特性的简明图形就称为机构运动简图。

只是为了表明机构的运动状态或各构件的相互关系，也可以不按比例来绘制运动简图，通常把这样的简图称为机构示意图。

# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 常用机构构件、运动副代表符号 (摘自GB4460-84)

	两运动构件形成的运动副		两构件之一为机架时所形成的运动副	
转动副				
移动副				
构件	二副元素构件	三副元素构件	多副元素构件	
				
凸轮及其它机构	凸轮机构	棘轮机构	带传动	
				
齿轮机构	外齿轮	内齿轮	圆锥齿轮	蜗杆蜗轮
				



# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 绘制机构运动简图的步骤

### 1. 确定机构组成

首先确定**机构的原动件和执行件**，两者之间为传动部份，由此确定出组成机构的所有构件（用**数字**编号），然后确定**构件间运动副**的类型（用**大写字母**编号）。

### 2. 选择恰当的投影面

一般选择与**多数构件的运动平面相平行的面**为投影面。

### 3. 选择适当的比例尺

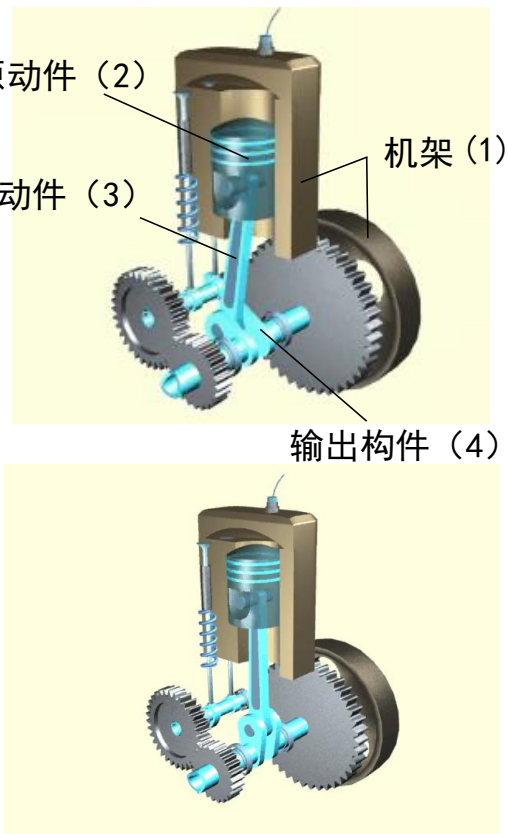
以**机架**为参考坐标系，按**比例**定出各个**运动副的位置**，然后用规定的符号画出**各类构件和运动副**。

### 4. 完成标注

**标示原动件**，以箭头标示原动件的位置及其运动方向。

# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 内燃机（曲柄滑块机构）



1. 确定机构组成

2. 选择恰当的投影面

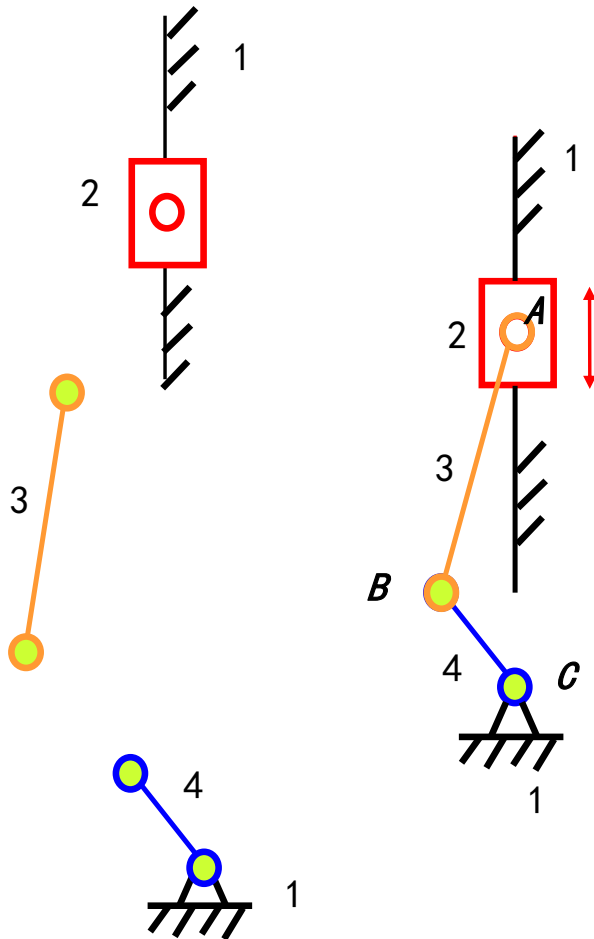
3. 选择适当的比例尺画图

4. 完成标注

移动副  
原动件 (2)  
转动副

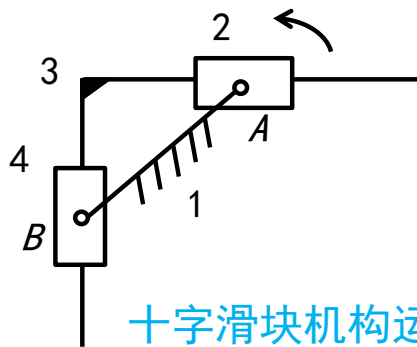
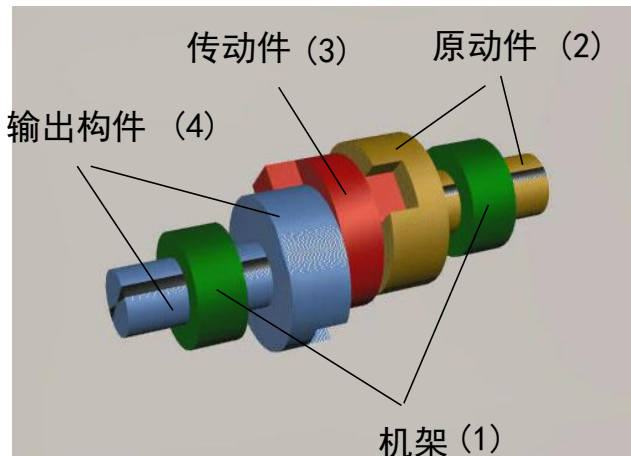
转动副  
传动件 (3)  
转动副

转动副  
输出构件 (4)  
转动副



# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 案例：十字滑块联轴节的运动简图



十字滑块机构运动简图

1. 确定机构组成

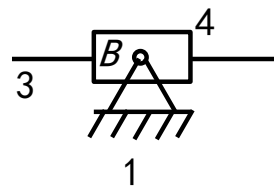
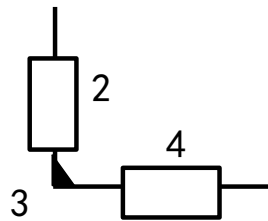
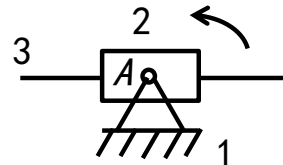
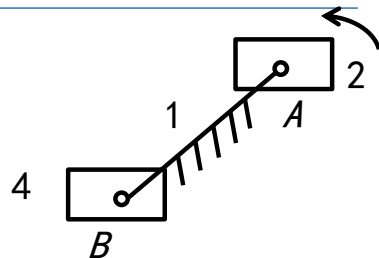
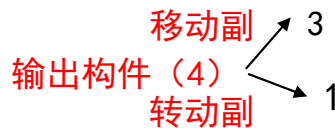
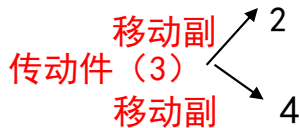
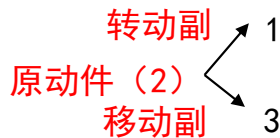
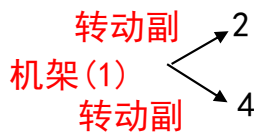
2. 选择恰当的投影面

垂直于轴的旋转平面

3. 选择适当的比例尺画图

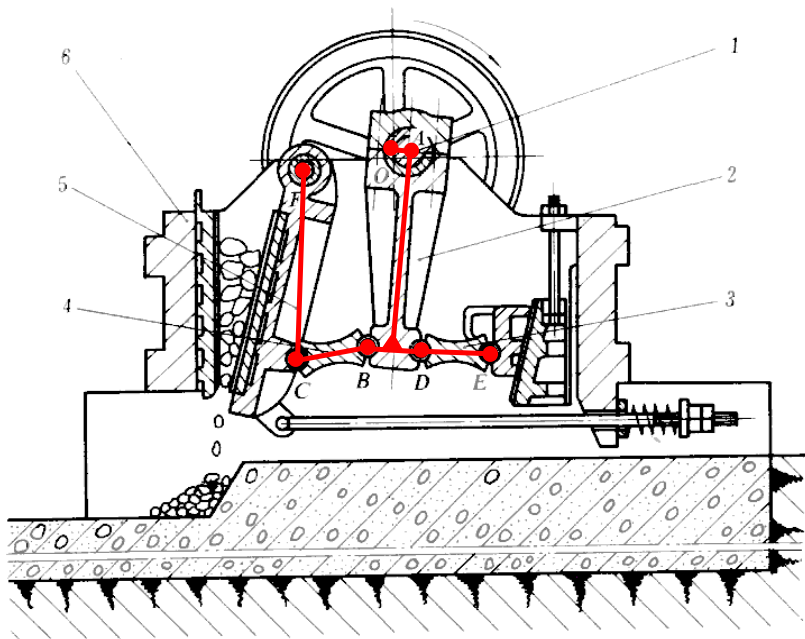
4. 完成标注

以正确、简单、清晰为原则



# 1-1 机构的组成及其运动简图的绘制

## 案例：颞式碎石机的运动简图

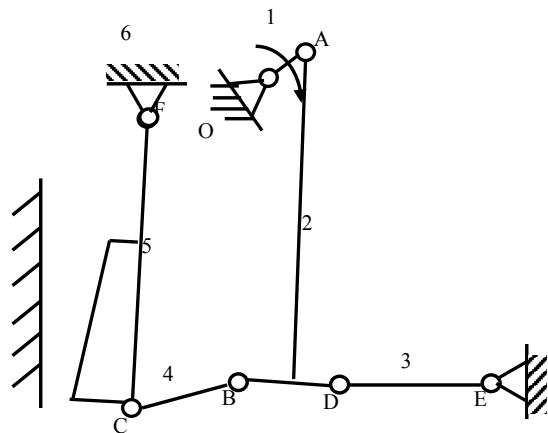


1. 确定机构组成

2. 选择恰当的投影面

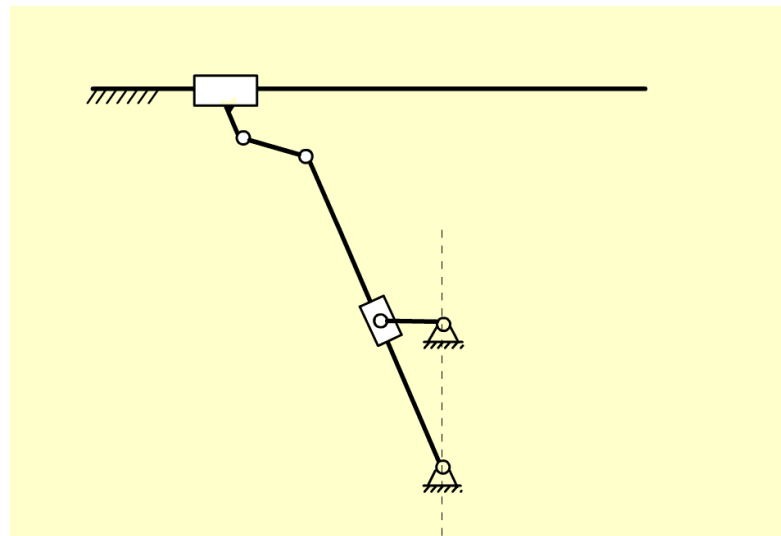
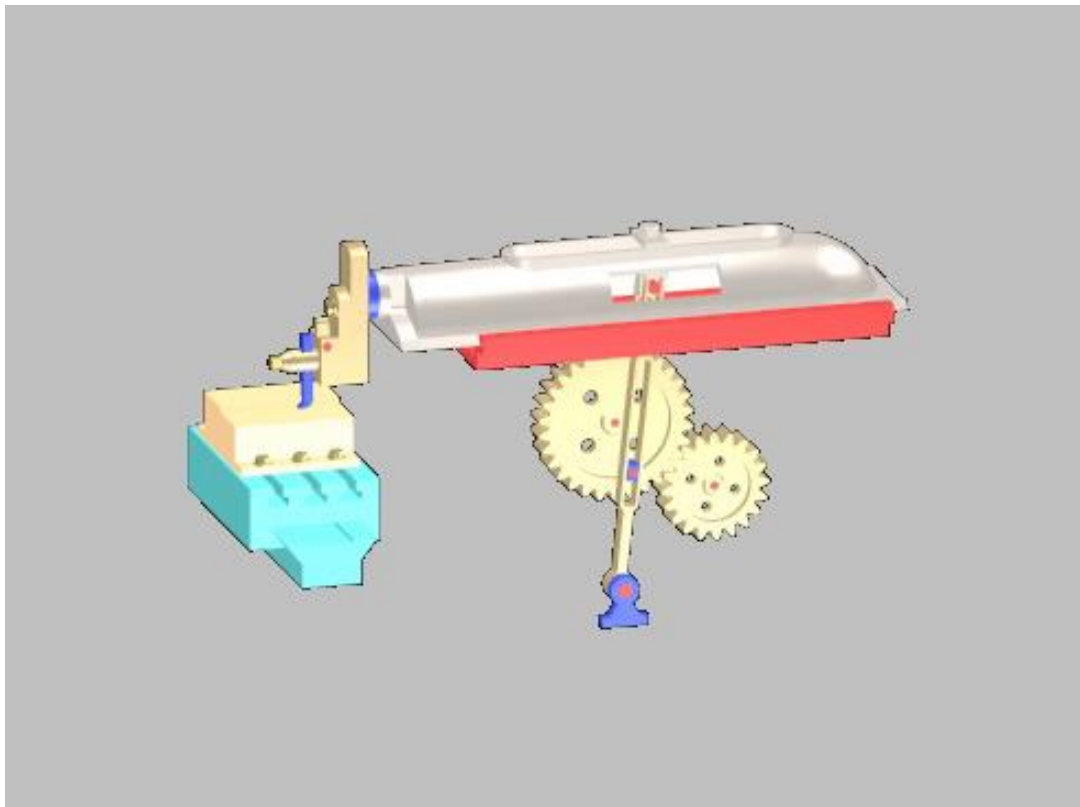
3. 选择适当的比例尺画图

4. 完成标注



# 第一章 平面机构的自由度和速度分析

习题：绘制牛头刨床机构的运动简图





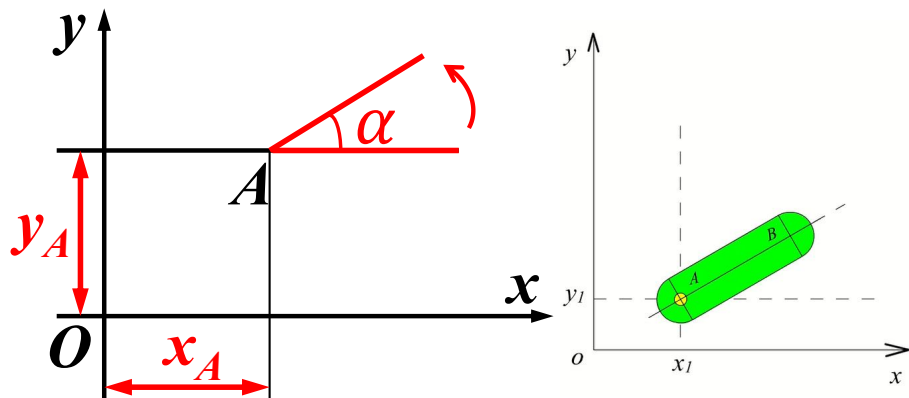
## 1-2 机构自由度的计算

### 一、自由度与约束

**自由度：** 机构相对于机架具有的独立运动的数目

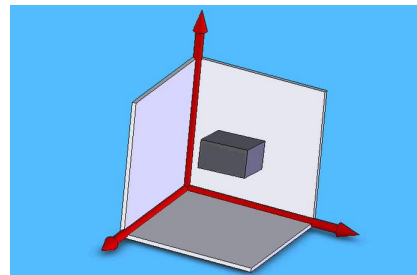
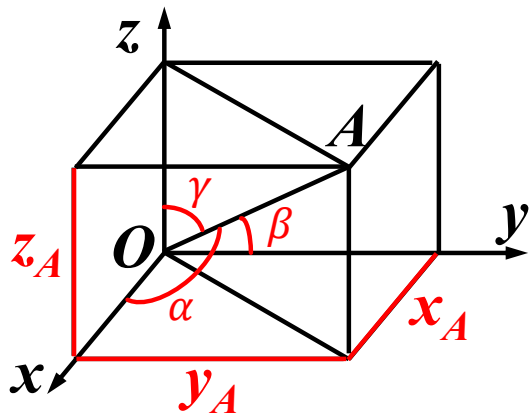
一个平面自由运动的刚体有几个自由度？

3个，沿着 $x, y$ 方向平移和 $z$ 方向的旋转



一个空间自由运动的刚体有几个自由度？

6个，沿着 $x, y, z$ 方向的移动和旋转

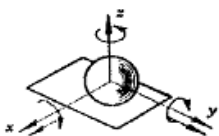



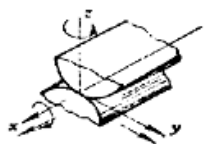


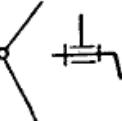


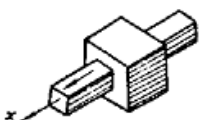
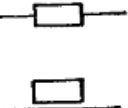
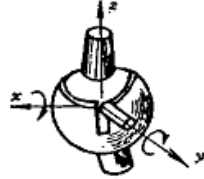





当构件组成运动副后，其独立运动受到约束，自由度也会随之减少

为什么？ 两个形成运动副的构件会有接触，有接触就会有约束

# 1-2 机构自由度的计算

**约束：** 对构件运动的限制作用

名称	图 形	简图符号	副级	自由度	名称	图 形	简图符号	副级	自由度
球面高副			I	5	圆柱套筒副			IV	2
柱面高副			II	4	转动副			V	1
球面低副			III	3	移动副			V	1
球销副			IV	2	螺旋副			V	1

# 1-2 机构自由度的计算

## 二、平面机构自由度的计算公式

若机构中有K个构件，其中活动构件数为 $n=K-1$ ，机构的总自由度为 $3n$

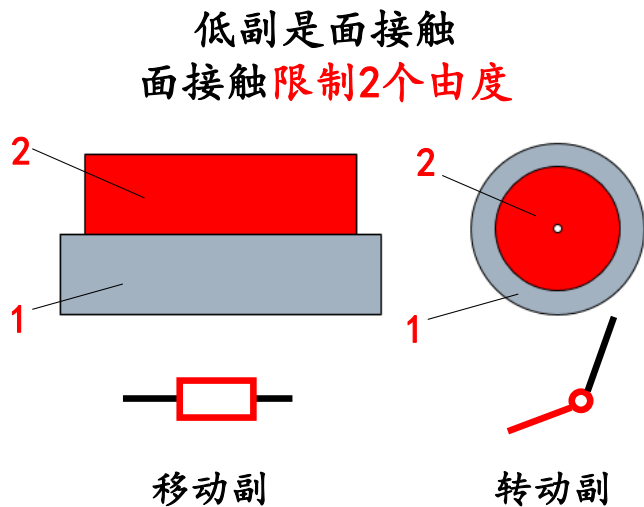
则平面机构自由度为

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

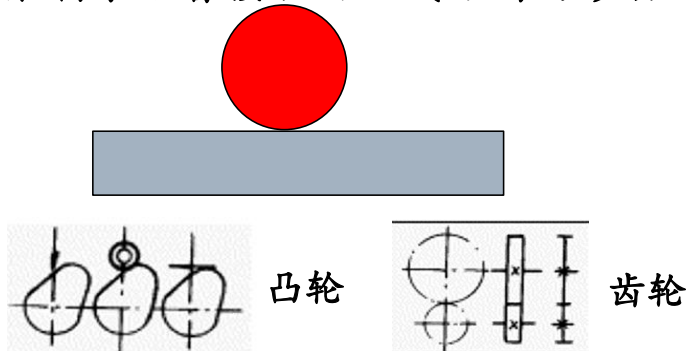
$P_L$ 个低副，失去自由度为 $2P_L$

$P_H$ 个高副，失去自由度为 $P_H$

平面机构自由度=活动构件总自由度-运动副引入约束数目的和



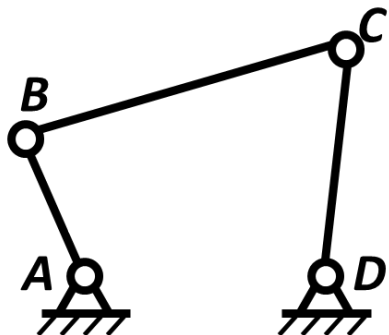
高副是点、线接触  
只限制1个自由度  
限制了沿着接触面法线方向的移动



## 1-2 机构自由度的计算

### 计算下列机构的自由度

例1



解：

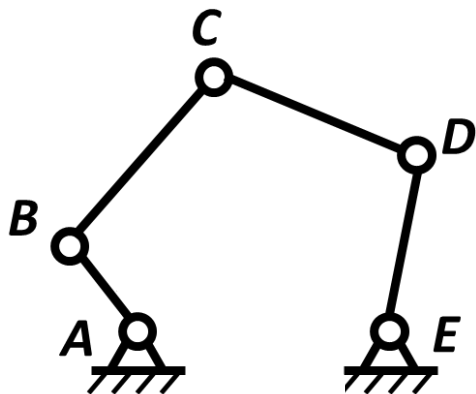
$n=3$ ,  $P_L=4$ ,  $P_H=0$ , 则

$$F = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 \\ = 1$$

## 1-2 机构自由度的计算

### 计算下列机构的自由度

例2



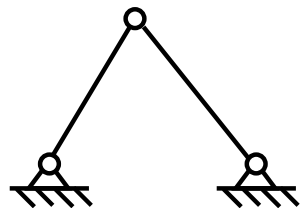
解：

$n=4, P_L=5, P_H=0$ , 则

$$F = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 \\ = 2$$

## 1-2 机构自由度的计算

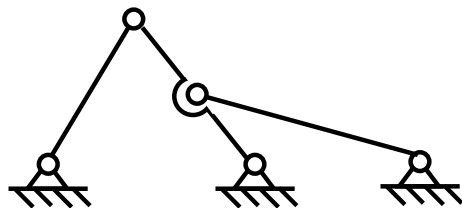
### 三、机构具有确定运动的条件



$$n = 2, \quad P_L = 3, \quad P_H = 0$$

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

$$= 3 \times 2 - 2 \times 3 - 0 = 0$$



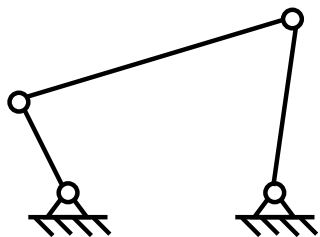
$$n = 3, \quad P_L = 5, \quad P_H = 0$$

$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

$$= 3 \times 3 - 2 \times 5 - 0 = -1$$

若机构自由度  $F \leq 0$ ，则机构不能动

## 1-2 机构自由度的计算

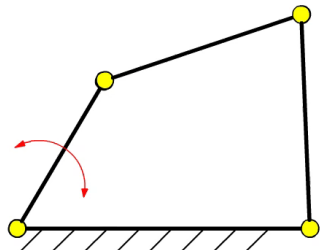


$$n = 3, \quad P_L = 4, \quad P_H = 0$$

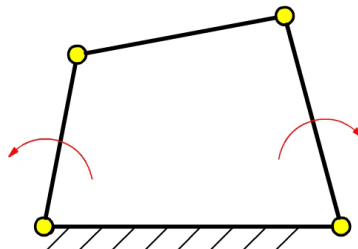
$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

$$= 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

机构的自由度等于原  
动件个数——运动确定



机构的自由度小于原  
动件个数——机构破坏

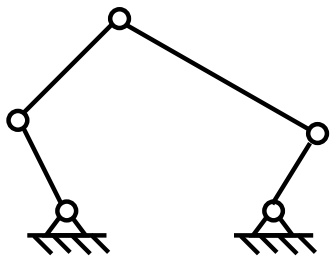


若  $F > 0$  且与原动件数相等，则机构各构件间的相对运动是确定的；

若  $F > 0$ ，而原动件数  $> F$ ，则构件间不能运动或产生破坏。



## 1-2 机构自由度的计算

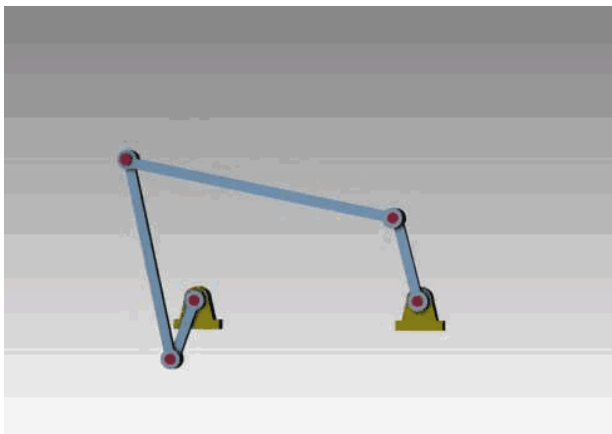


$$n = 4, \quad P_L = 5, \quad P_H = 0$$

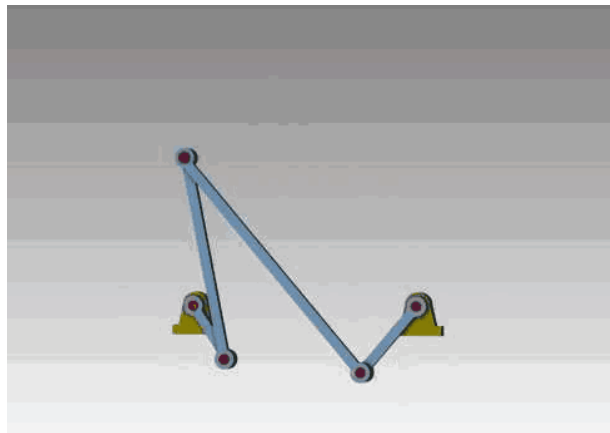
$$F = 3n - 2P_L - P_H$$

$$= 3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 = 2$$

机构的自由度大于原动件  
个数——运动不确定



机构的自由度等于原动件  
个数——运动确定



若  $F > 0$ ，而原动件数  $< F$ ，则构件间的运动是不确定的。



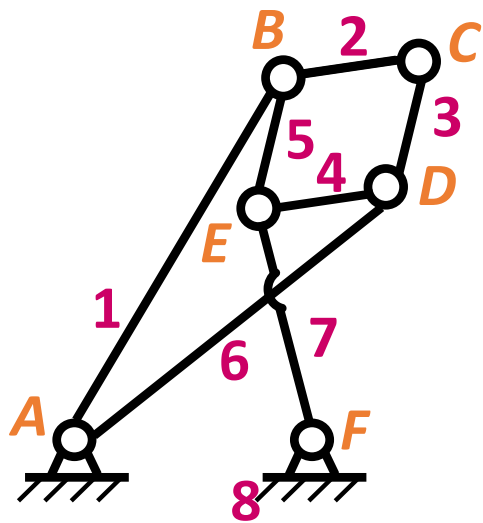
## 1-2 机构自由度的计算

- 1) 若机构自由度  $F \leq 0$ ，则机构不能动；
- 2) 若  $F > 0$  且与原动件数相等，则机构各构件间的相对运动是确定的，因此，机构具有确定运动的条件是：**机构的原动件数等于机构的自由度数**；
- 4) 若  $F > 0$ ，而原动件数  $< F$ ，则构件间的运动是不确定的；
- 3) 若  $F > 0$ ，而原动件数  $> F$ ，则构件间不能运动或产生破坏。

## 1-2 机构自由度的计算

### 计算下列机构的自由度

例3



解：

$n=7, P_L=6, P_H=0$ , 则

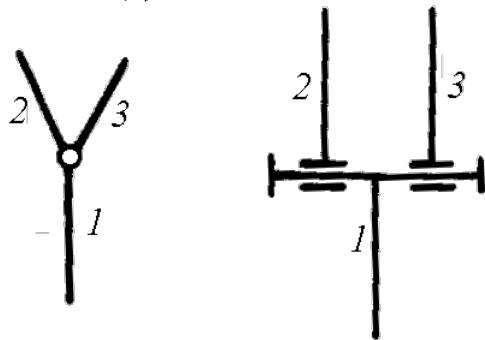
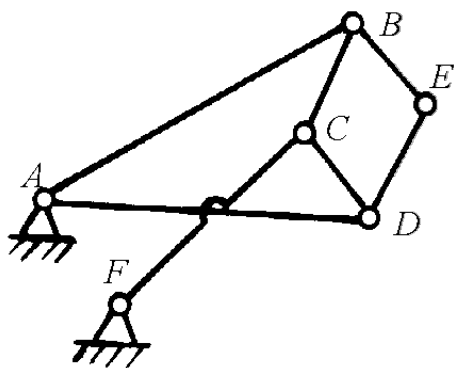
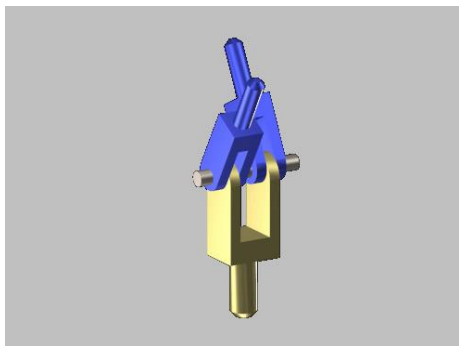
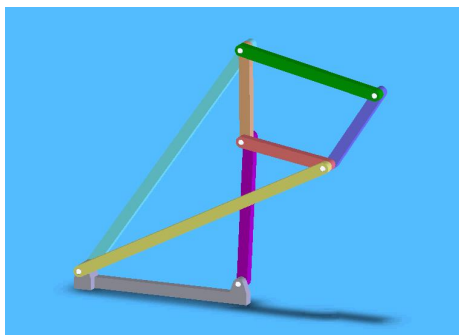
$$F = 3 \times 7 - 2 \times 6 - 0 \\ = 9$$

显然，错误！

## 1-2 机构自由度的计算

### 三、计算机构自由度时应注意的事项

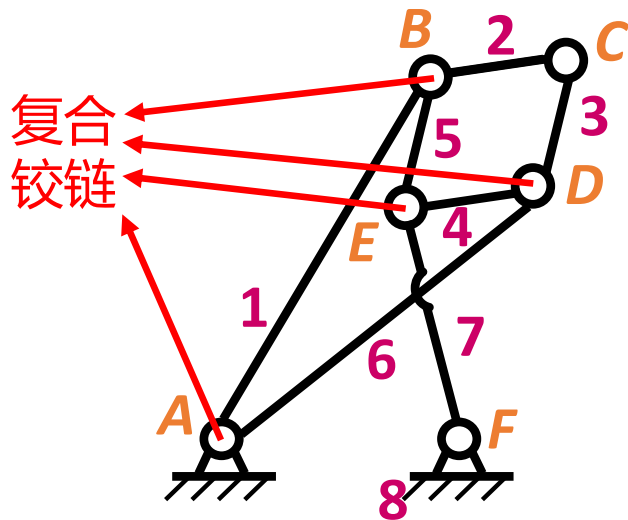
1. 复合铰链：两个以上构件在同一处由转动副连接  
 **$K$ 个构件汇交的复合铰链具有  $(K-1)$  个转动副。**



## 1-2 机构自由度的计算

计算下列机构的自由度

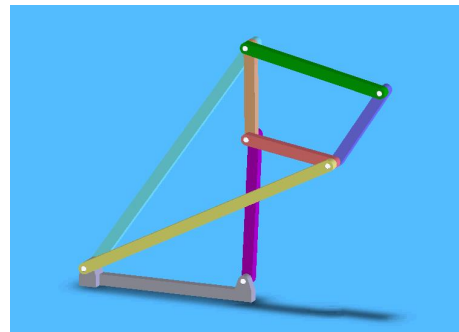
再看例3



解:

$$n=7, P_L=10, P_H=0, \text{ 则}$$

$$\begin{aligned} F &= 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 \\ &= 21 - 20 \\ &= 1 \end{aligned}$$



## 1-2 机构自由度的计算

### 2. 局部自由度：不影响机构整体运动的自由度

在计算机构自由度时，局部自由度应当舍弃不计。

$n=3$ ,  $P_L=3$ ,  $P_H=1$ , 则

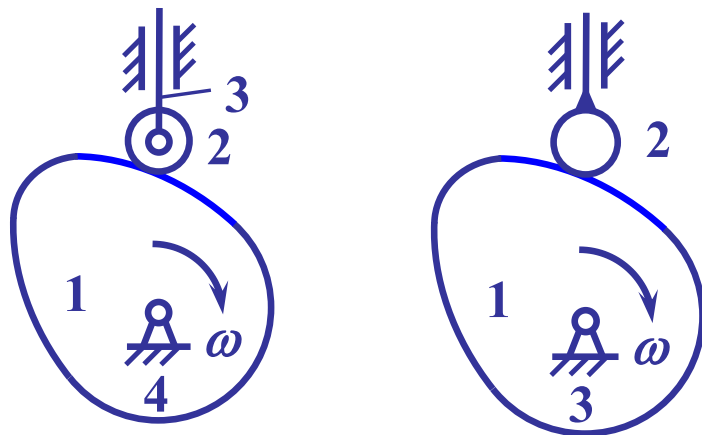
$$F = 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 = 2$$

与实际不符！

有局部自由度的地方，应将其去掉，看做将滚子与从动件焊在一起。

$n=2$ ,  $P_L=2$ ,  $P_H=1$ , 则

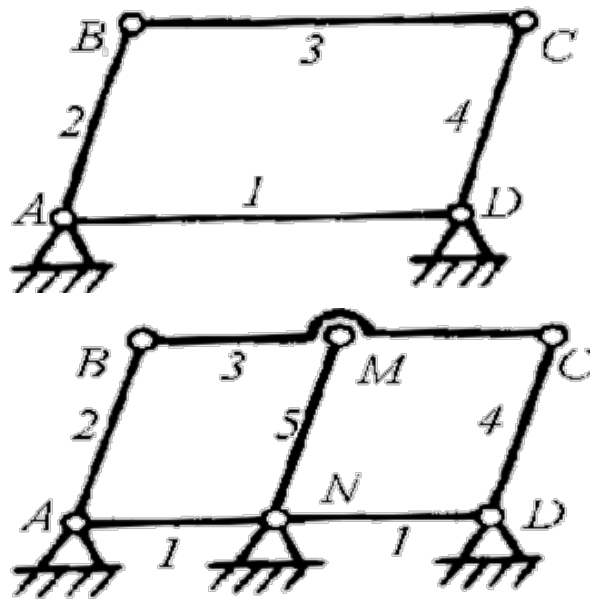
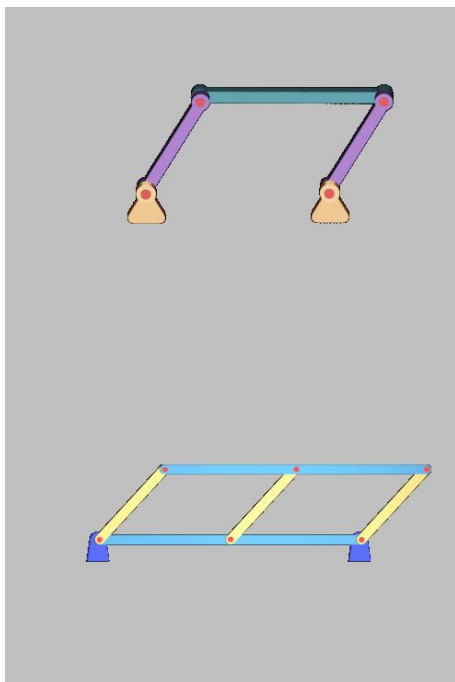
$$F = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$$



## 1-2 机构自由度的计算

3. 虚约束：在机构中，有些约束所起的限制作用可能是重复的，这种不起独立限制作用的约束称为虚约束。

应先将产生虚约束的构件和运动副去掉，然后再进行计算。

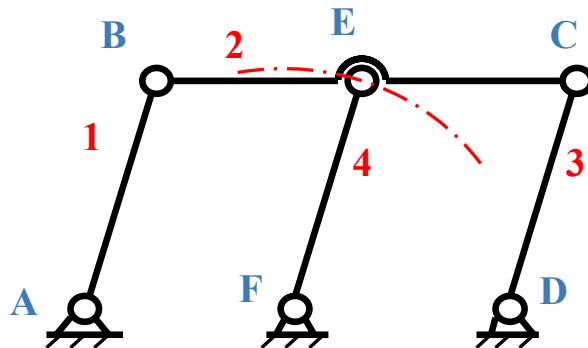


## 1-2 机构自由度的计算

$$AB \parallel CD \parallel EF$$

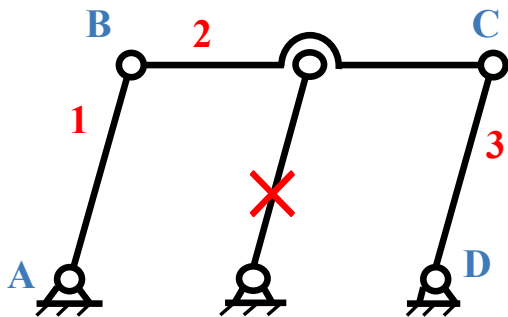
$$n=4, P_L=6, P_H=0, \text{ 则}$$

$$F=3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$



错误!

$\because FE = AB = CD$ , 故增加构件4前后E点的轨迹都是圆弧, 增加的约束不起作用, 应去掉构件4。



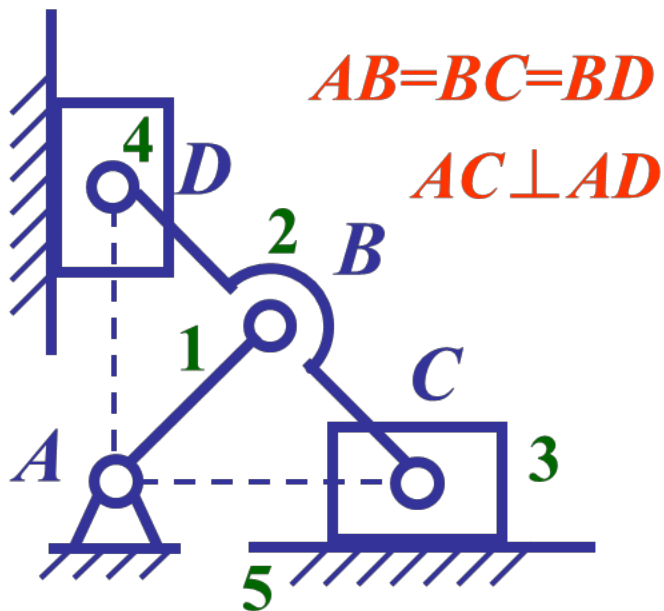
$$n=3, P_L=4, P_H=0, \text{ 则}$$

$$F=3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

正确!



## 1-2 机构自由度的计算



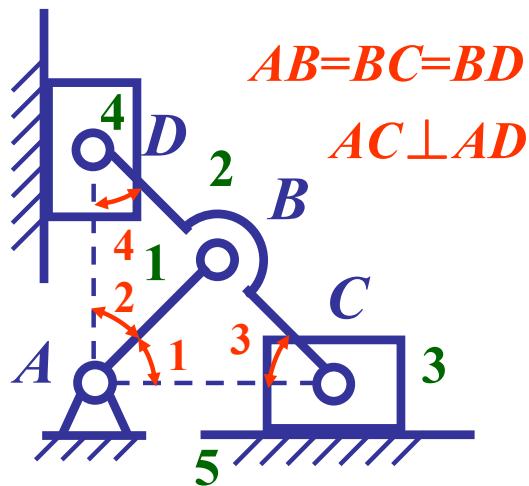
$n=4$ ,  $P_L=6$ ,  $P_H=0$ , 则

$$F = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 \\ = 0$$

实际上机构可动，算出 $F=0$   
是因为有虚约束存在。

## 1-2 机构自由度的计算

需证明当滑块4拿掉后，仍有  $AC \perp AD$



即  $\angle 1 + \angle 2 = 90^\circ$ 。

证明：  $AB = BC = CD$

$\therefore \angle 1 = \angle 3, \angle 2 = \angle 4$

$\angle 1 + \angle 2 + \angle 3 + \angle 4 = 180^\circ$

$\therefore \angle 1 + \angle 2 = 90^\circ$

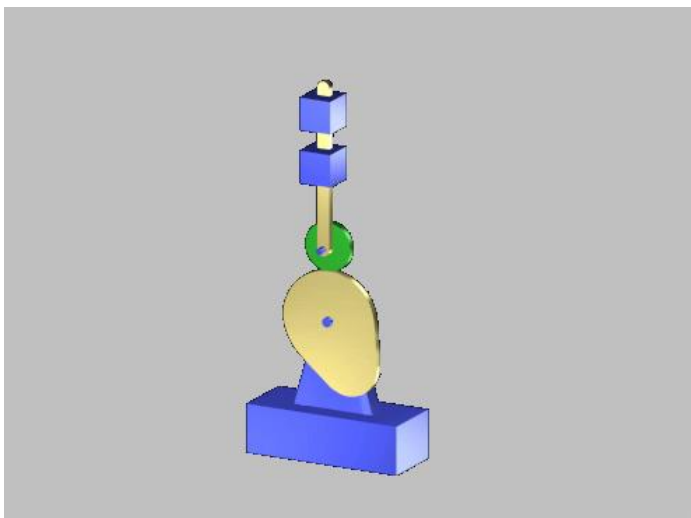
即 将D点滑块去掉后,  $n=3, P_L=4, P_H=0$ , 则

$$F = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

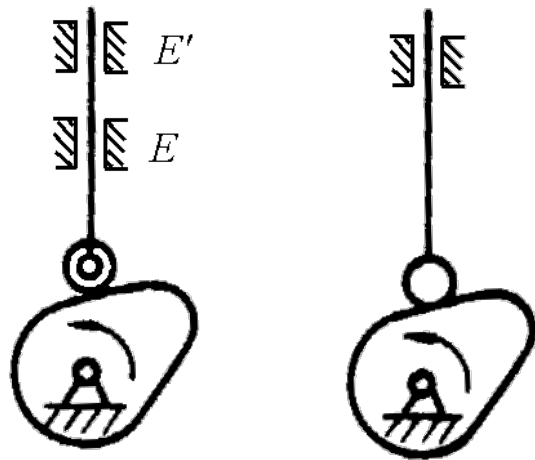
## 1-2 机构自由度的计算

常见的虚约束有以下几种情况：

- 1) 当两构件组成多个移动副，且其**导路互相平行或重合**时，则只有一个移动副起约束作用，其余都是虚约束。

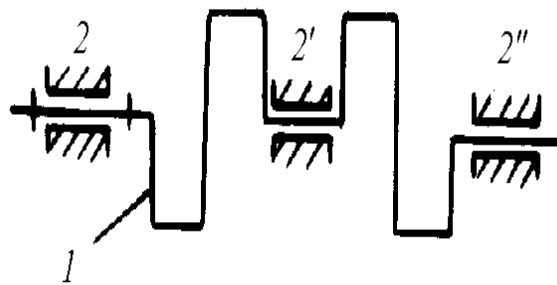
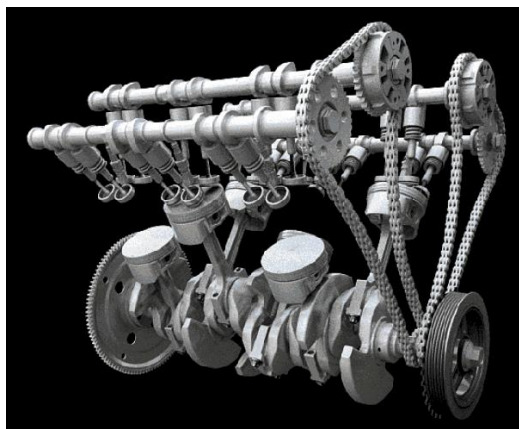


带虚约束的凸轮机构



## 1-2 机构自由度的计算

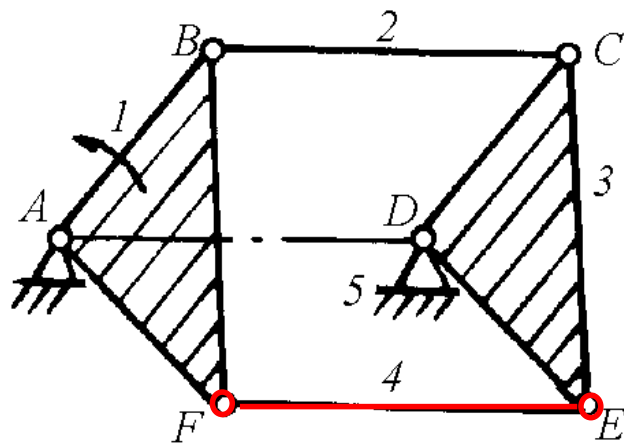
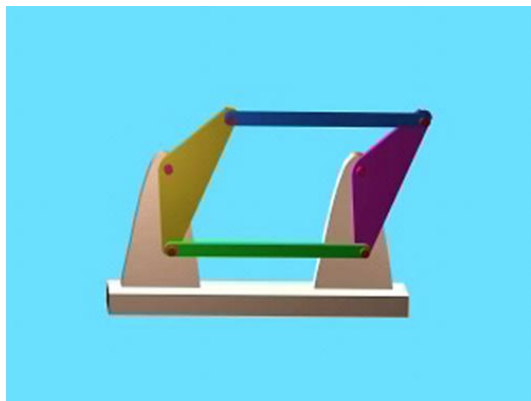
2) 当两构件构成多个转动副，且**轴线互相重合**时，则只有一个转动副起作用，其余转动副都是虚约束。



带虚约束的曲轴

## 1-2 机构自由度的计算

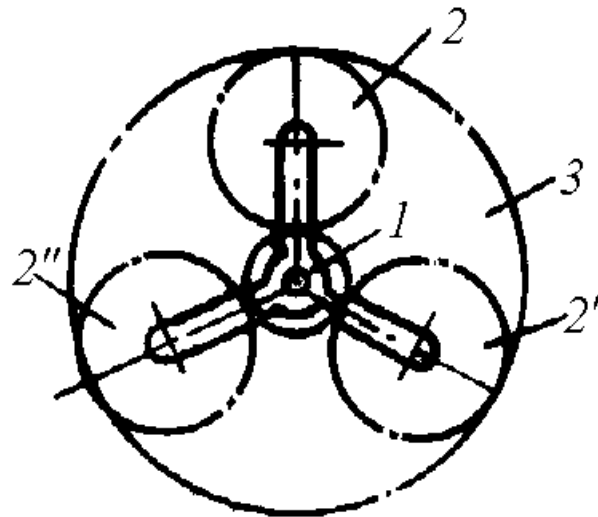
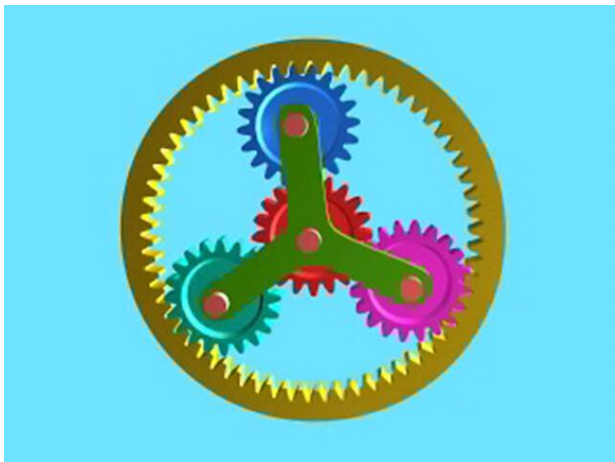
3) 如果机构中两活动构件上**某两点的距离始终保持不变**, 此时若用具有两个转动副的附加构件来连接这两个点, 则将会引入一个虚约束。



带虚约束的杆机构

## 1-2 机构自由度的计算

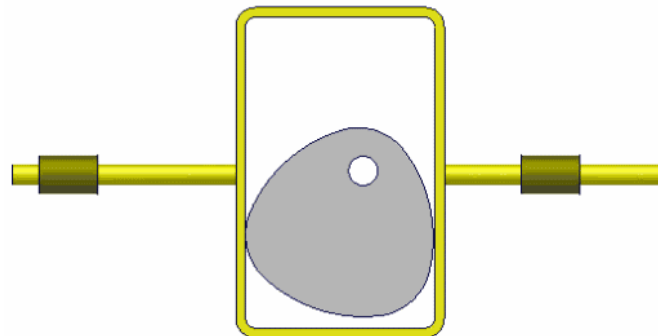
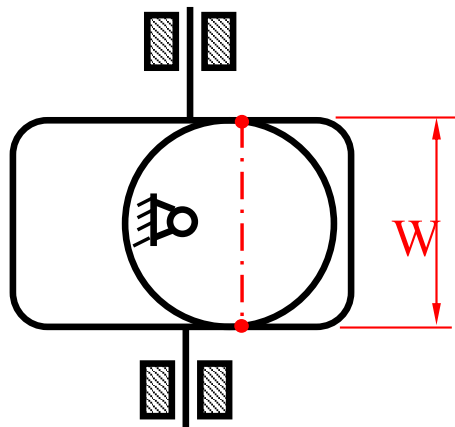
4) 机构中对运动起重复限制作用的对称部分也往往会引入虚约束。



带虚约束的行星轮系

## 1-2 机构自由度的计算

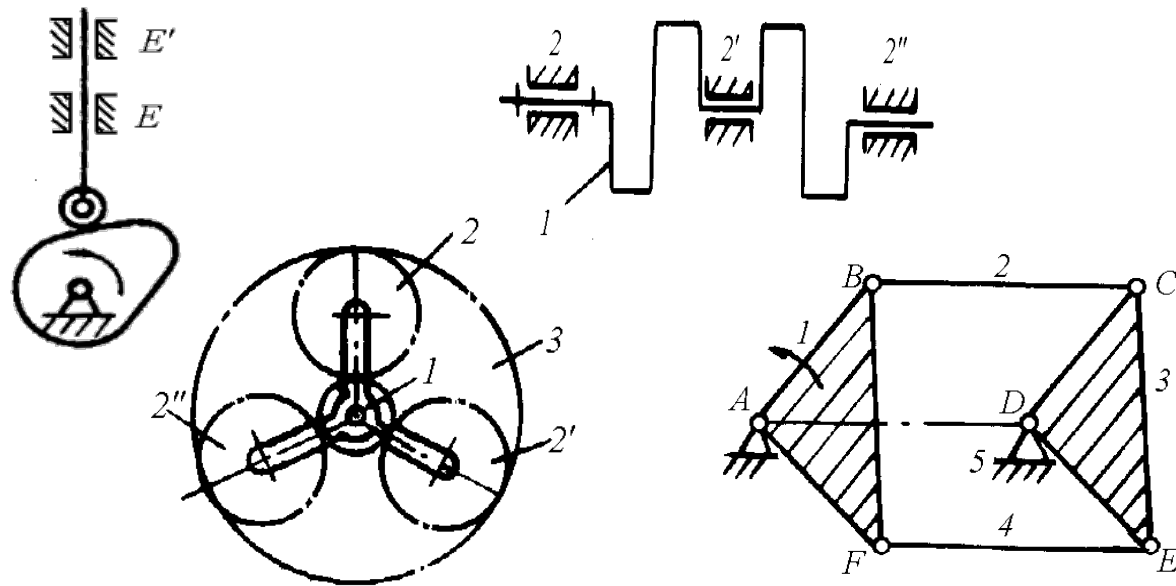
5) 两构件构成高副，**两处接触，且法线重合**。如等宽凸轮。



[www.jxage.com](http://www.jxage.com)

## 1-2 机构自由度的计算

### 虚约束的本质是什么？



从运动的角度看, 虚约束就是 “重复的约束” 或者是 “多余的约束” 。

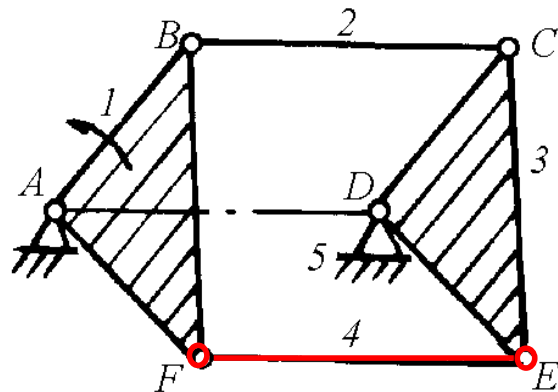


## 1-2 机构自由度的计算

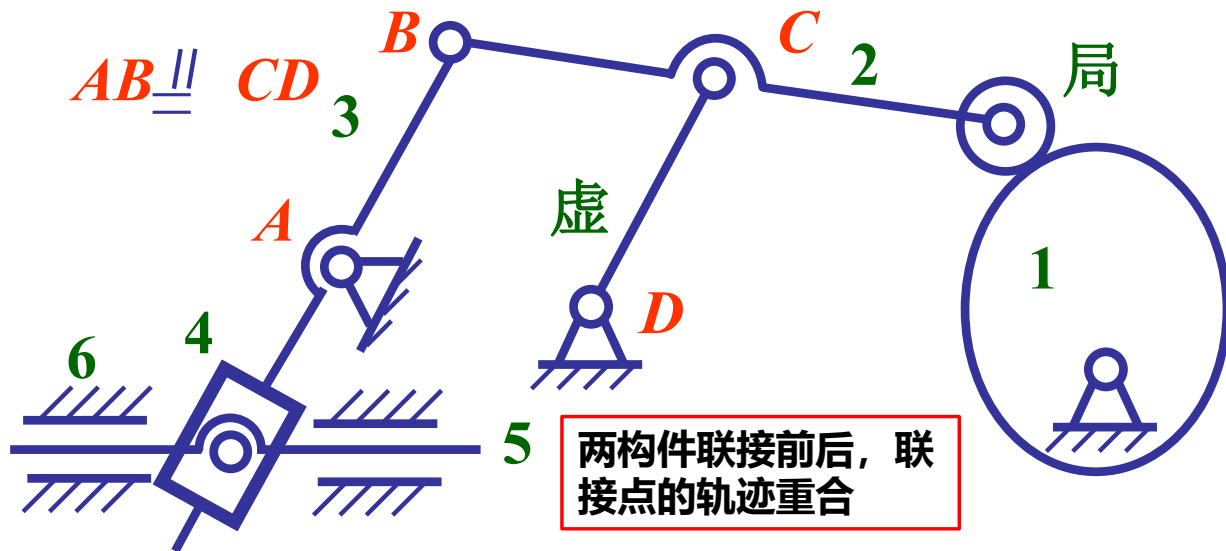
### 机构中为什么要使用虚约束？

虚约束的作用：

- ① 改善构件的受力情况，如多个行星轮。
- ② 增加机构的刚度，如轴与轴承、机床导轨。
- ③ 使机构运动顺利，避免运动不确定。



## 1-2 机构自由度的计算

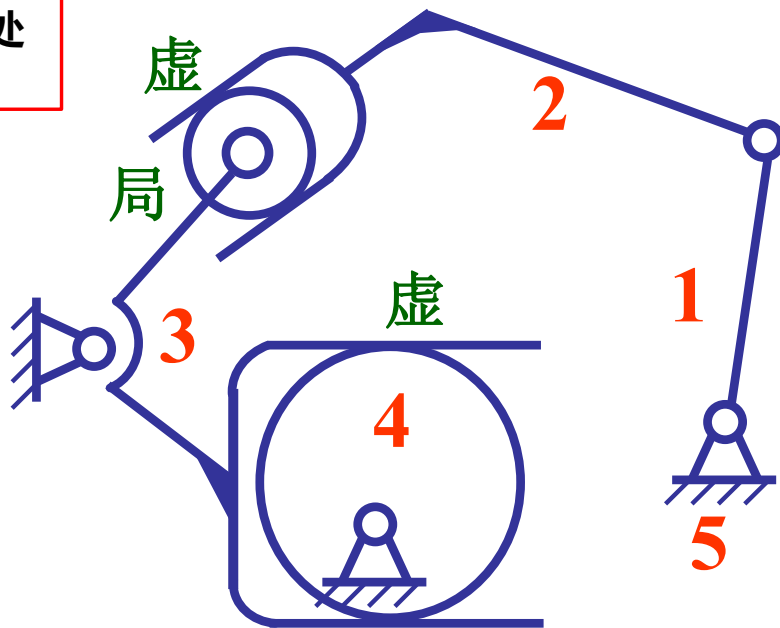


解：  $n=5$ ,  $P_L=6$ ,  $P_H=1$ , 则

$$F=3 \times 5 - 2 \times 6 - 1 = 2$$

## 1-2 机构自由度的计算

两构件构成高副，两处  
接触，且法线重合。



解：  $n=4$ ，  $P_L=4$ ，  $P_H=2$ ， 则

$$F=3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$$



## 1-2 机构自由度的计算

### 自由度计算小结

- $F=3n-2P_L-P_H$
- 机构自由度 =  $3 \times$  活动构件数 - ( $2 \times$  低副数 +  $1 \times$  高副数)
- 几种特殊情况:

复合铰链、 局部自由度（“滚子”，排除）、虚约束（排除）

$F \leq 0$ ,  $F$  小于、等于、大于原动件数 ( $F > 0$ ), 机构的运动情况

## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

### 一、什么是速度瞬心？

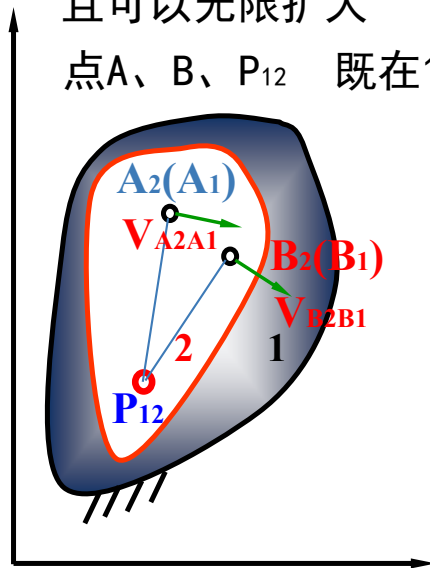
两个刚体，在任一瞬时，其相对运动可看作是绕某一重合点的转动。该重合点称为**速度瞬心**或瞬时回转中心。

- ✓ **相对瞬心**—重合点绝对速度不为零。
- ✓ **绝对瞬心**—重合点绝对速度为零（其中一个刚体速度为零）。

瞬心的表示——构件*i* 和 *j* 的瞬心用  $P_{ij}$  表示。

假想刚体1和刚体2运动互不干涉，并且可以无限扩大

点A、B、 $P_{12}$  既在1上又在2上



$V_{A2A1}$  与  $V_{B2B1}$  两速度向量垂线的交点  $P_{12}$  便是两构件的速度瞬心



## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

### 机构中瞬心的数目

若机构中有  $N$  个构件（包括机架），则

∴ 每两个构件就有一个瞬心

∴ 根据排列组合有

$$K = C_N^2 = \frac{N!}{2! \times (N-2)!} = \frac{N(N-1)}{2}$$

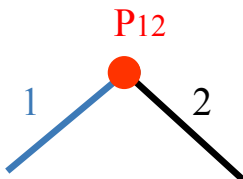
# 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

## 二、瞬心位置的确定

### 1、通过运动副直接连接的两个构件

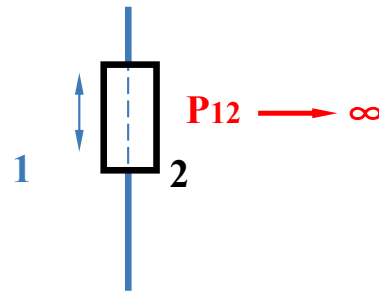
1) 以转动副相连的两构件的瞬心

——转动副的中心。



2) 以移动副相连的两构件的瞬心

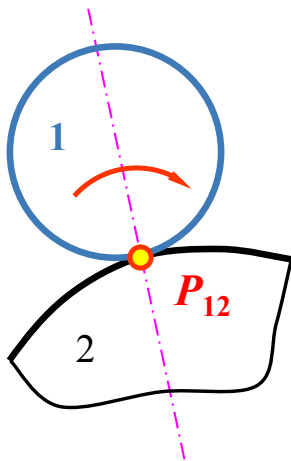
——移动副导路的垂直方向上的无穷远处。



3) 以平面高副相连的两构件的瞬心

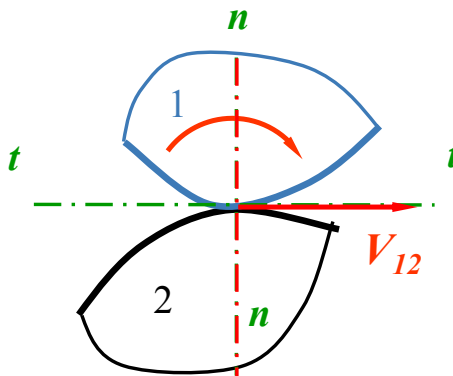
✓ 当两高副元素作纯滚动时

——瞬心在接触点上。



✓ 当两高副元素之间既有相对滚动，又有相对滑动时

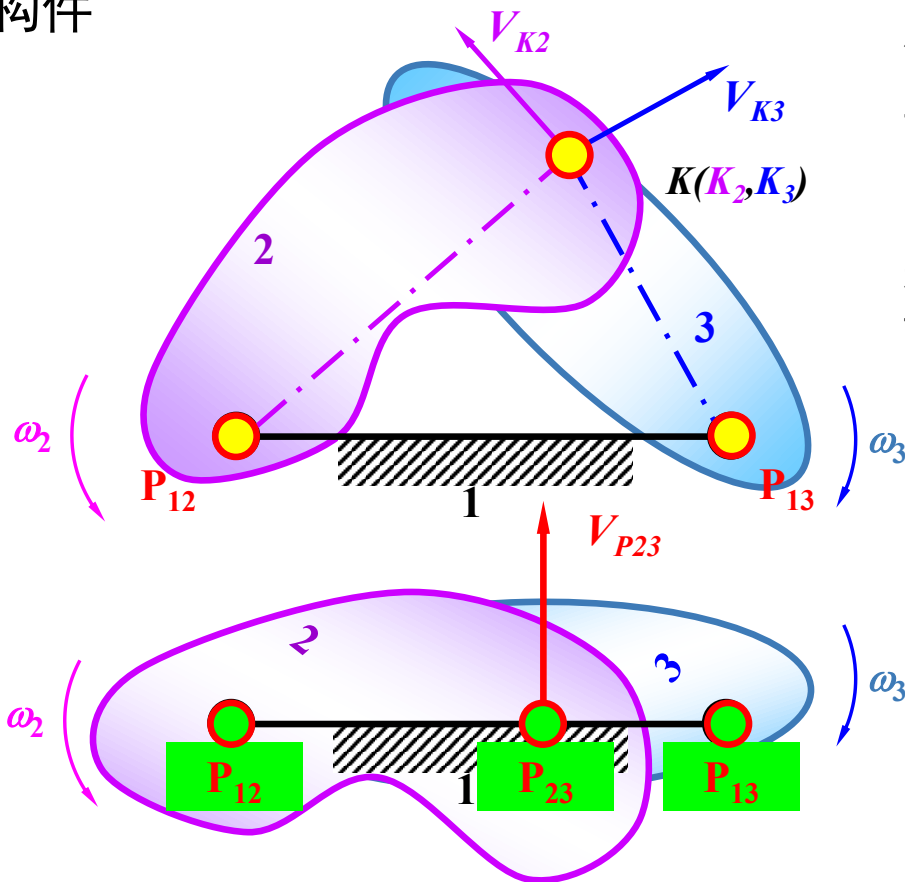
——瞬心在过接触点的公法线  $n-n$  上，具体位置需要根据其它条件确定。



# 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

## 2、不直接连接的两个构件

**三心定理：**三个作相对平面运动的构件共有三个瞬心，这三个瞬心位于同一条直线上。



**证明（反证法）：**

假设K点为2和3的同速度点，  
且不与 $P_{12}$ 和 $P_{13}$ 共线

$V_{K2}$ 与 $V_{K3}$ 方向不一致，  
和同速点矛盾，  
故必共线！



## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

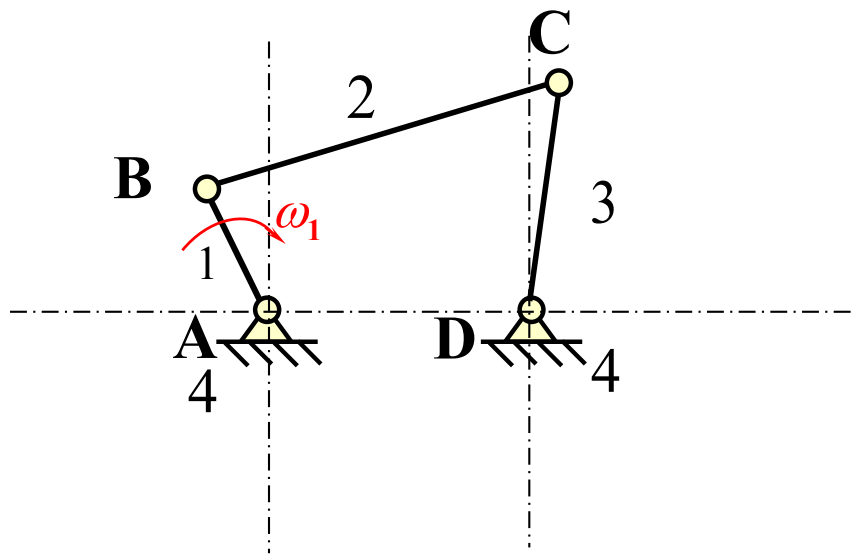
### 三、用速度瞬心对平面机构作速度分析

已知：原动件角速度  $\omega_1$

求：所有速度瞬心，  $\omega_3$

**解：** 首先确定该机构所有瞬心的数目

$$\begin{aligned} K &= N(N-1)/2 \\ &= 4(4-1)/2 = 6 \end{aligned}$$



# 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

求  $\omega_2$

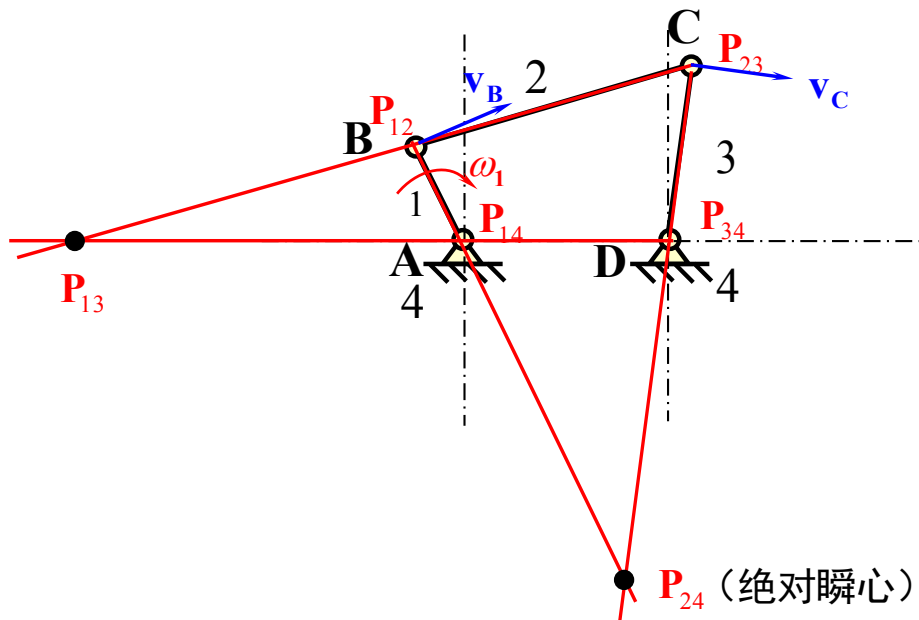
$$v_B = \overline{P_{12}P_{14}} \cdot \omega_1 \quad \omega_2 = \frac{v_B}{\overline{P_{24}P_{12}}}$$

求  $\omega_3$

法一：  $v_C = \overline{P_{24}P_{23}} \cdot \omega_2 \quad \omega_3 = \frac{v_C}{\overline{P_{23}P_{34}}}$

法二：  $v_{P_{13}} = \overline{P_{13}P_{14}} \cdot \omega_1 = \overline{P_{13}P_{34}} \cdot \omega_3$

$$\omega_3 = \frac{\overline{P_{13}P_{14}}}{\overline{P_{13}P_{34}}} \cdot \omega_1$$



## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

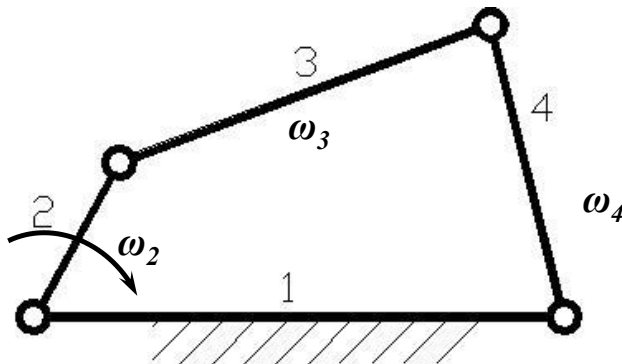
### 基于瞬心法的速度计算小结

- 计算机构的总瞬心数 ( $K = N(N-1) / 2$ )
- 找出机构中所有瞬心

直接通过运动副连接的瞬心：移动副，转动副，滚动高副，滚动加滑动高副

未直接相连的两构件的瞬心：三心定理

- 利用瞬心处两构件速度相等构建等式，求解速度



## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

已知：原动件角速度  $\omega_1$

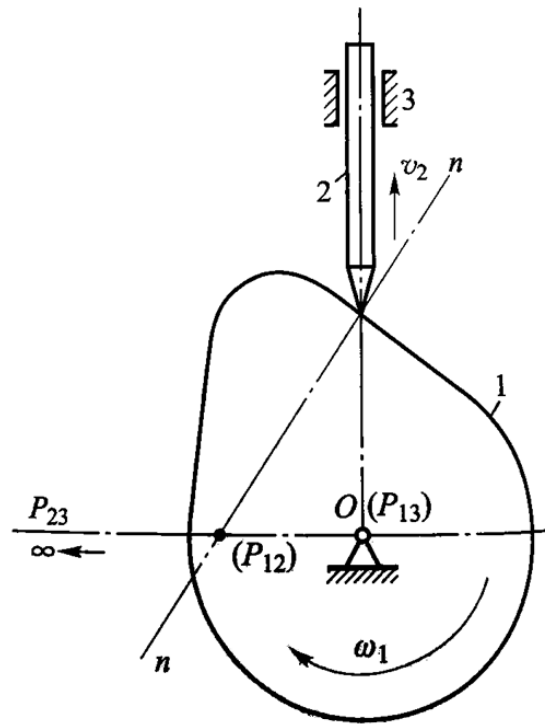
求：所有速度瞬心，  $v_2$

$$K = N(N-1) / 2 = 3(3-1) / 2 = 3$$

$$v_{P_{12}} = \overline{P_{13}P_{12}} \cdot \omega_1$$

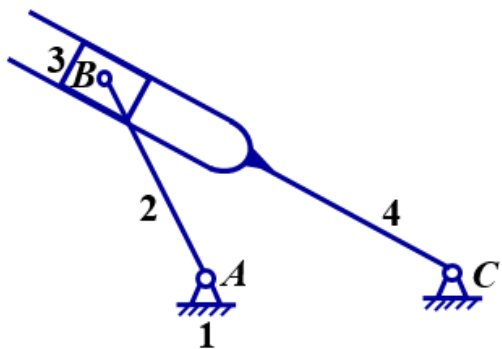
$$v_{P_{12}} = v_2$$

$$v_2 = \overline{P_{13}P_{12}} \cdot \omega_1$$

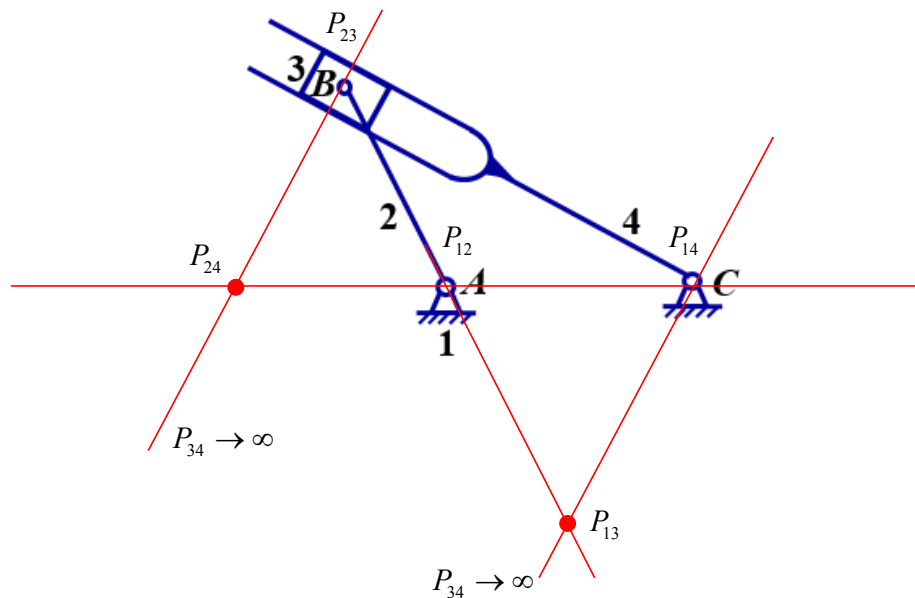


## 1-3 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

曲柄2以 $\omega_2$ 匀速转动，则在图示位置时导杆4的角速度 $\omega_4$ 的大小？



$$\omega_4 = \frac{\overline{P_{12}P_{24}} \cdot \omega_2}{\overline{P_{14}P_{24}}}$$



# 机械设计基础

## 第二章 平面连杆机构

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第二章 平面连杆机构

---

2-1 概述

2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

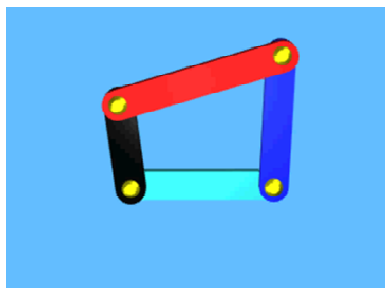
2-3 四杆机构的基本特性

2-4 四杆机构的设计

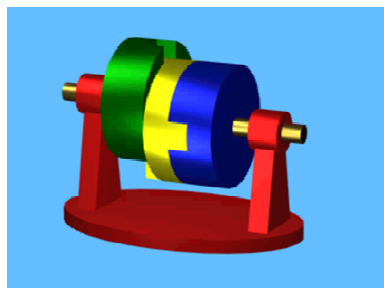
## 2-1 概述

### 定义与分类

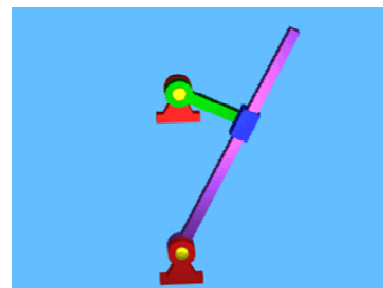
(1) 由若干刚性构件用低副联接而成的机构称为**连杆机构**。连杆机构又称为**低副机构**。



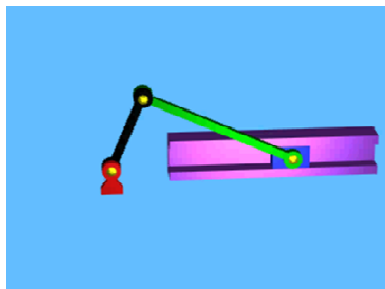
铰链四连杆



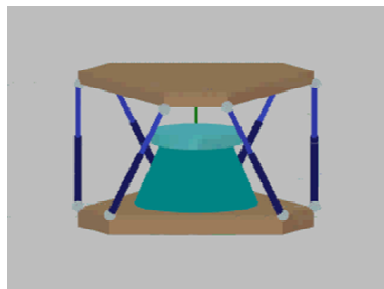
滑块联轴器



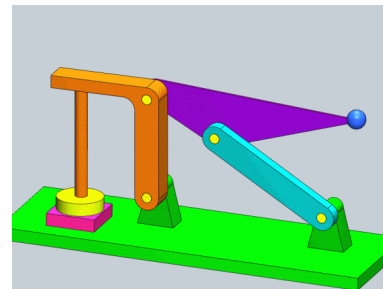
摆动导杆



曲柄滑块



六自由度运动平台



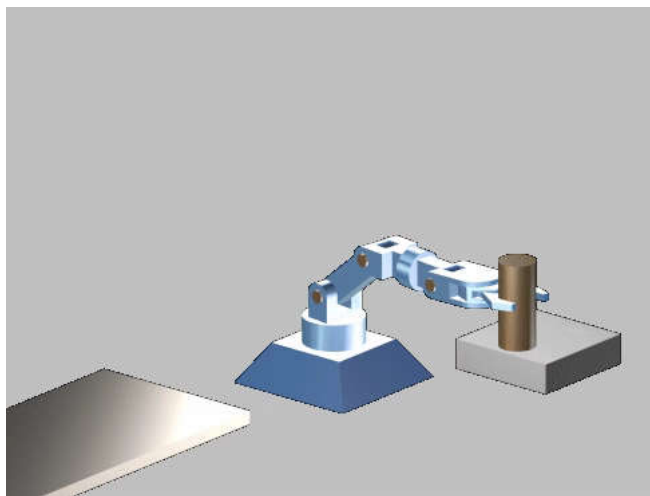
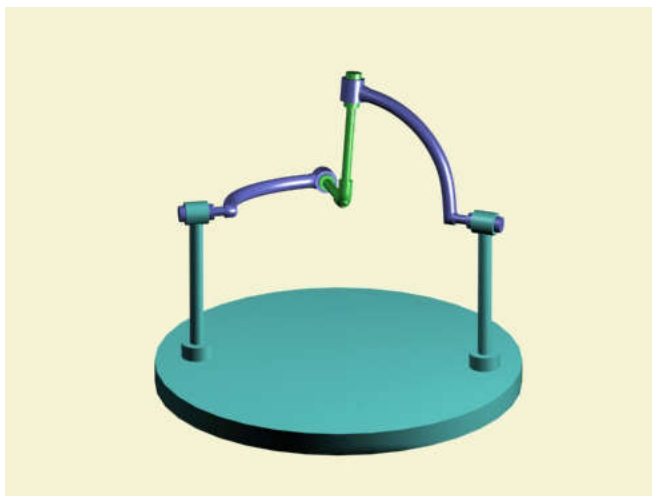
夹紧机构



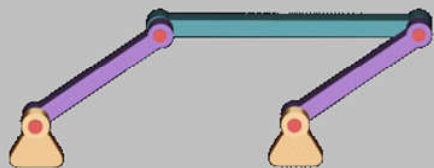
## 2-1 概述

(2) 连杆机构可分为**空间连杆机构**和**平面连杆机构**。

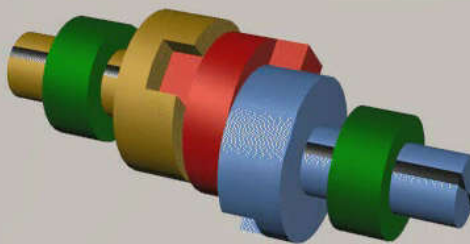
### 空间连杆机构



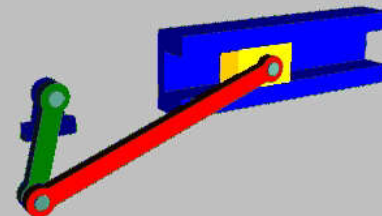
### 平面连杆机构



铰链四连杆机构



滑块联轴器

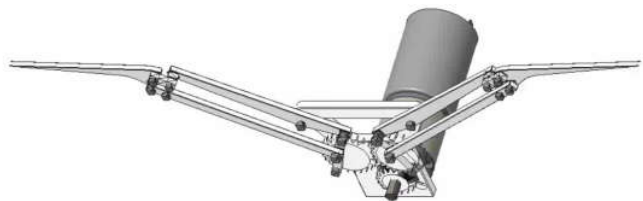


曲柄滑块机构

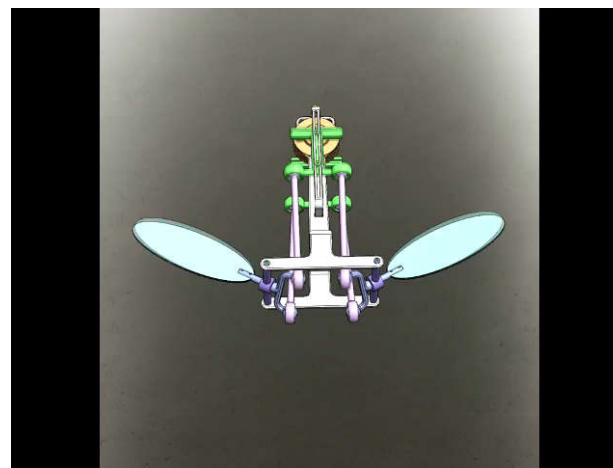
## 2-1 概述



### 平面连杆机构



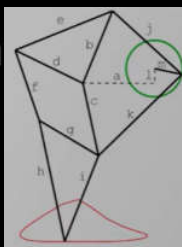
### 空间连杆机构



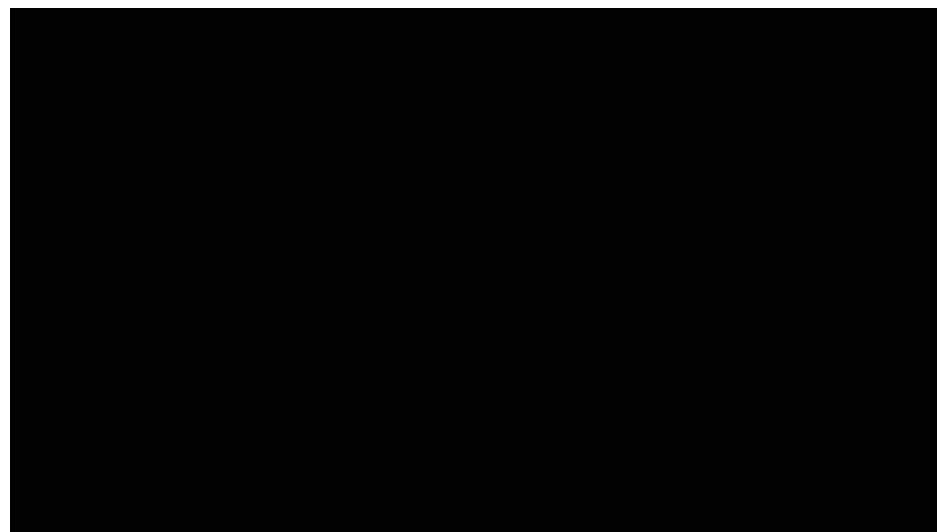
## 2-1 概述

### 复杂的平面连杆机构 Jansen's linkage “Strandbeest”

In 1990, Dutch artist Theo Jansen built his first Strandbeest, a wind-powered, walking kinetic sculpture.



仿生兽



人形机器人



## 2-1 概述

### 优点：

- (1) 采用低副：面接触、承载大、便于润滑、不易磨损。
- (2) 形状简单、易加工、容易获得较高的制造精度。
- (3) 改变杆的相对长度，从动件运动规律不同。
- (4) 两构件之间的接触是靠本身的几何封闭来维系的，不像凸轮机构有时需利用弹簧等力封闭来保持接触。
- (5) 连杆曲线丰富，可满足不同要求。

### 缺点：

- (1) 构件和运动副多，累积误差大、运动精度低、效率低。
- (2) 产生动载荷（惯性力），且不易平衡，不适合高速。
- (3) 设计复杂，难以实现精确的轨迹。



## 第二章 平面连杆机构

---

2-1 概述

2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

2-3 四杆机构的基本特性

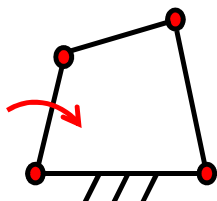
2-4 四杆机构的设计

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

### 一、铰链四杆机构

全部用转动副相连的平面四连杆机构称为平面铰链四杆机构。

铰链四杆机构



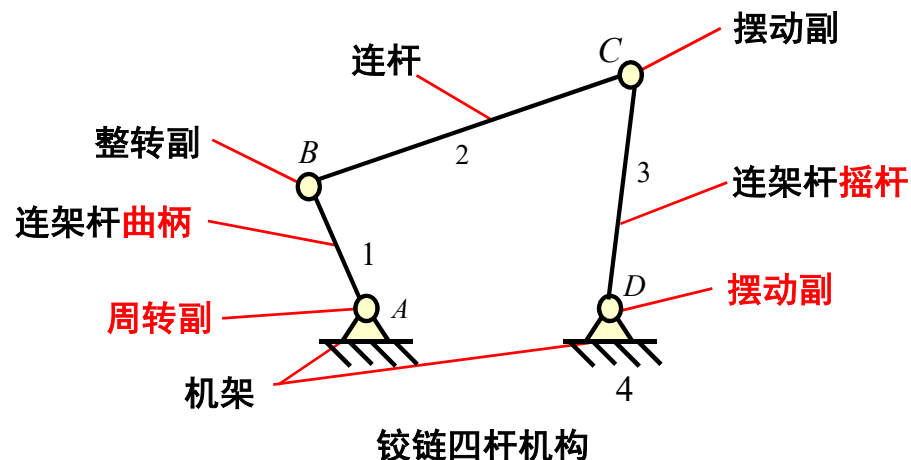
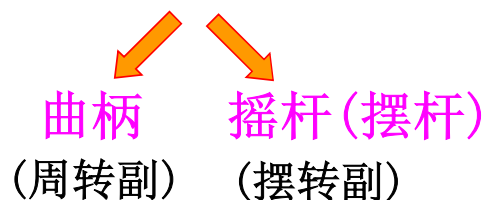
结构特点：四个运动副均为转动副

- 平面连杆机构的基本型式是铰链四杆机构
- 其余连杆机构均是由铰链四杆机构演化而成的

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

### 铰链四杆机构

□组成：机架、连杆、连架杆



**机架**：机构的固定构件 — AD

**连架杆**：与机架用转动副相连接的构件 — AB、CD

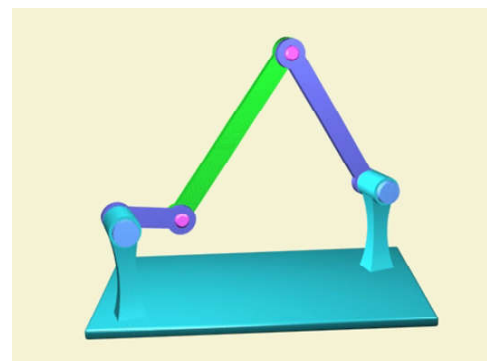
**连杆**：不与机架连接的构件 — BC

**曲柄**：与机架组成**周转副**的连架杆 — AB

**摇杆**：与机架组成**摆动副**的连架杆 — CD

**周转副**：做整周运动的转动副 — A、B

**摆动副**：做往复摆动的转动副 — C、D

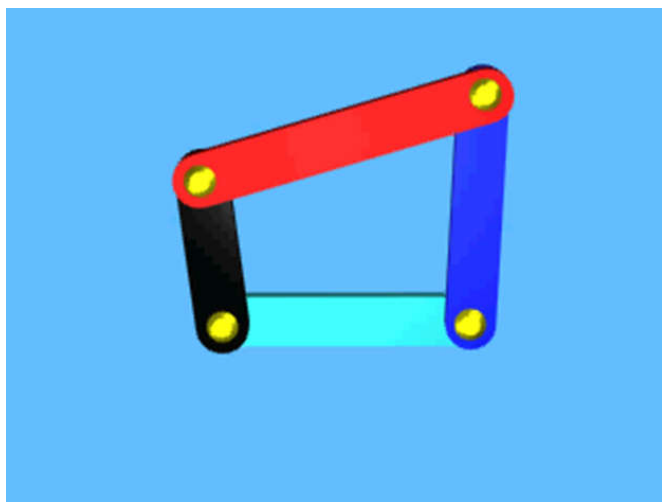




## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

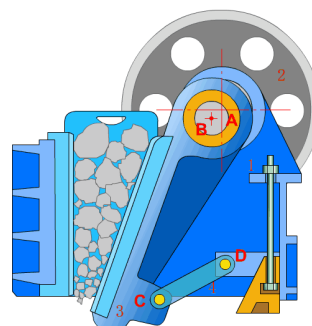
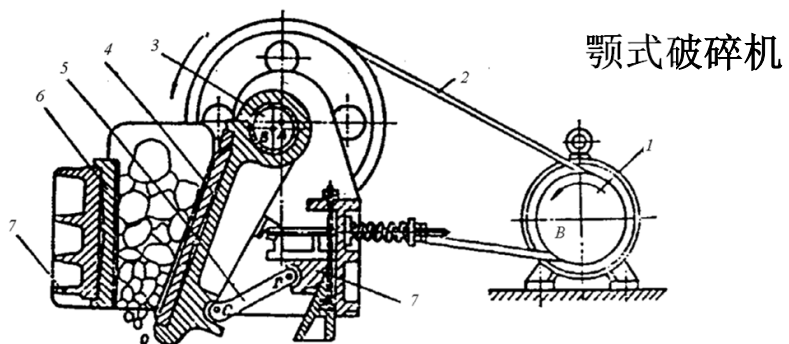
### 铰链四杆机构有三种基本形式

#### 1. 曲柄摇杆机构



一个连架杆作整周转动；  
一个连架杆作摆动；  
连杆作平面运动。

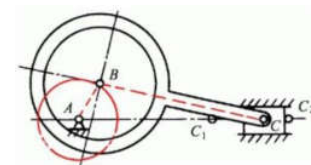
## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用



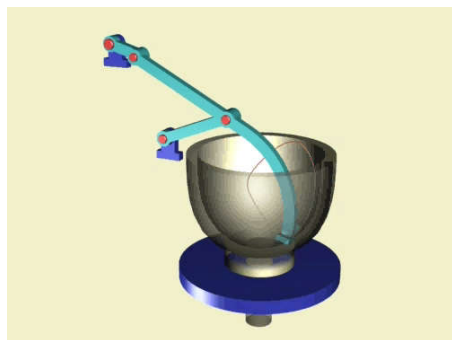
这里有曲柄吗？

曲柄从杆 (AB) 演化成偏心轮，  
为什么要换？

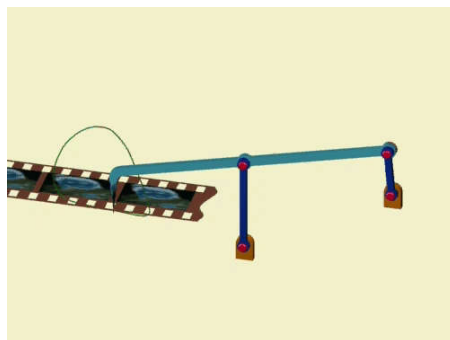
增加强度和刚度



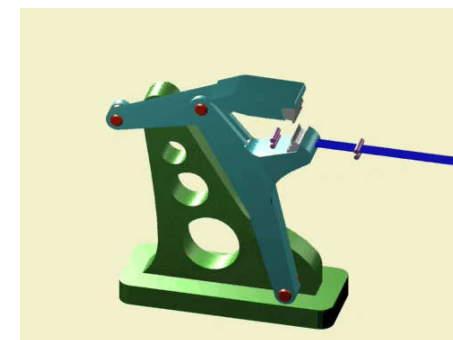
偏心轮机构



搅拌机



抓片机

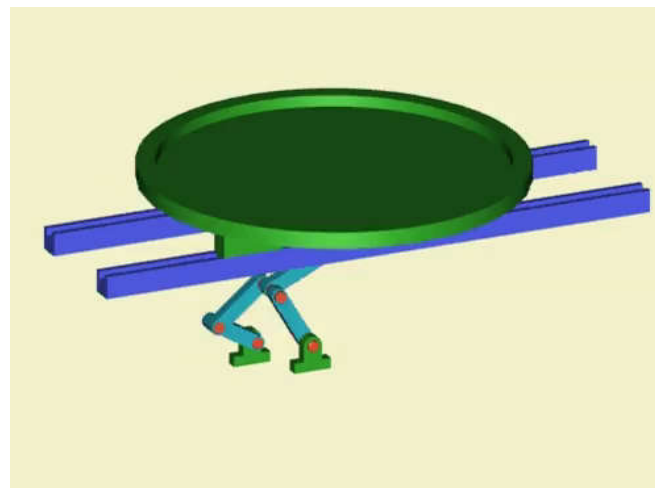
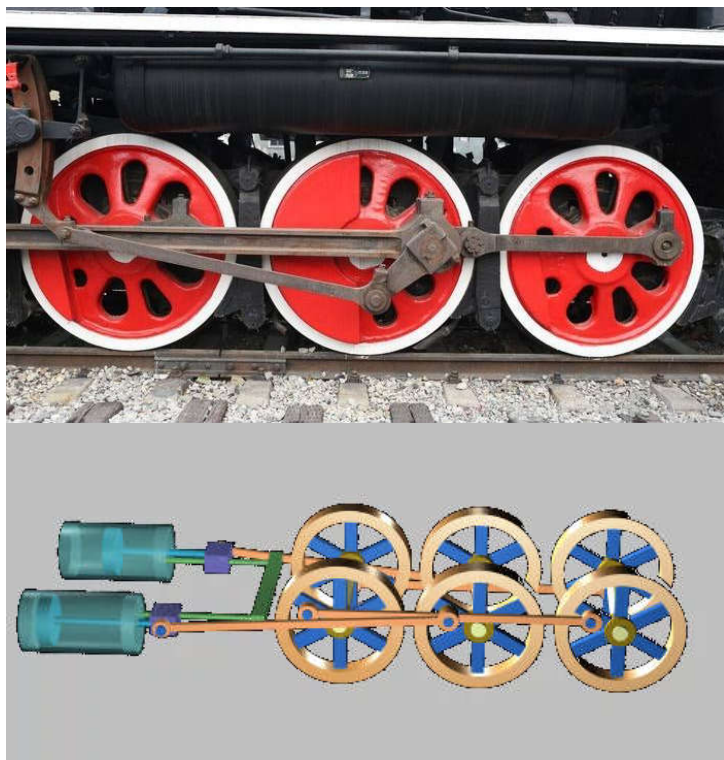


飞剪

利用连杆或连杆上的某点可以实现复杂的运动轨迹达到特定的功能

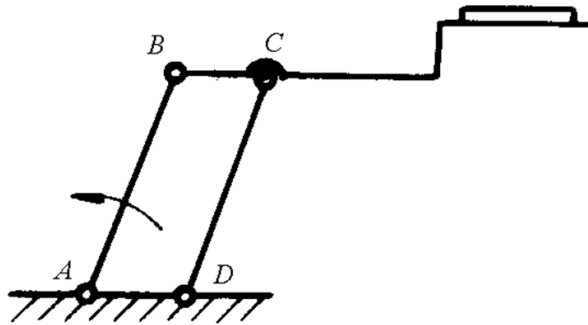
## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

### 2. 双曲柄机构

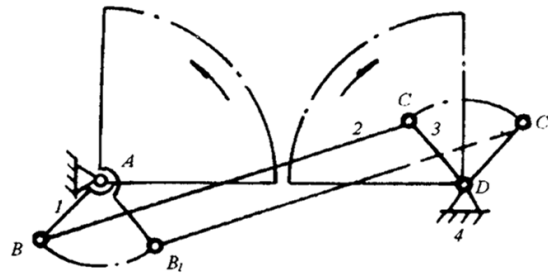
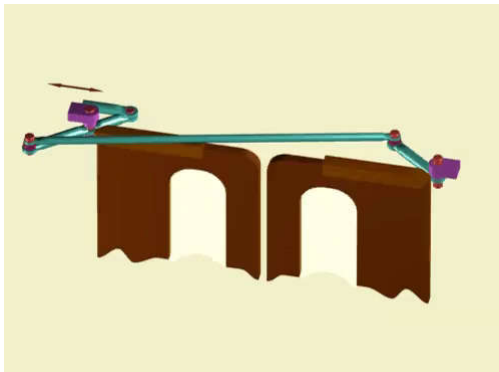


两个连架杆都作整周转动；  
连杆作平面运动。

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用



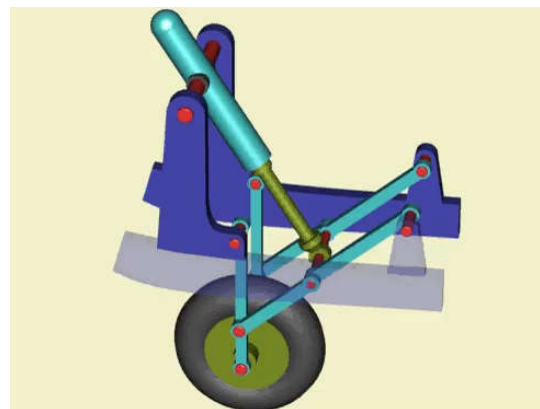
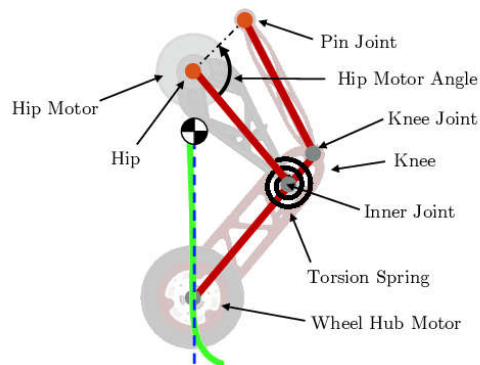
平行四边形机构对边长度相等且平行，实现水平升降



反平行四边形机构对边长度相等但不平行，实现两扇门同时开闭

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

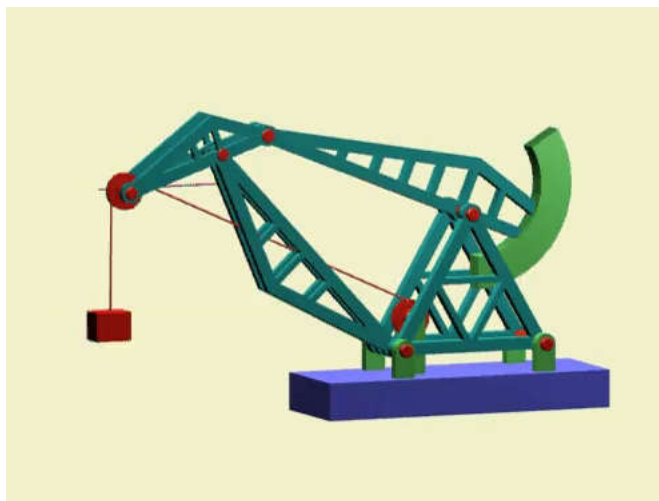
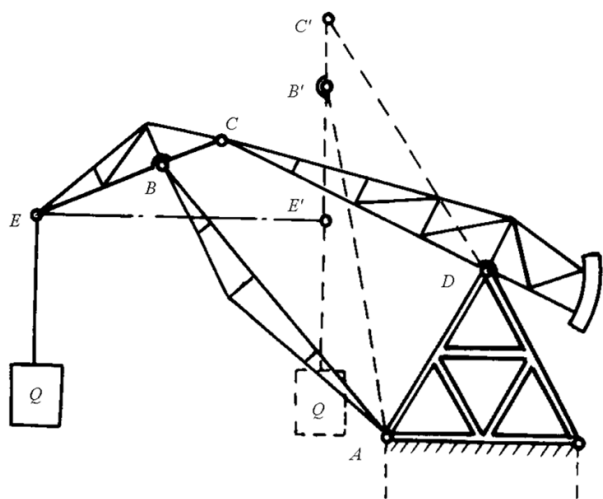
### 3. 双摇杆机构



两个连架杆都作摆动；  
连杆作平面运动。

Ascento机器人由苏黎世联邦理工学院（ETH）的本科生团队开发。

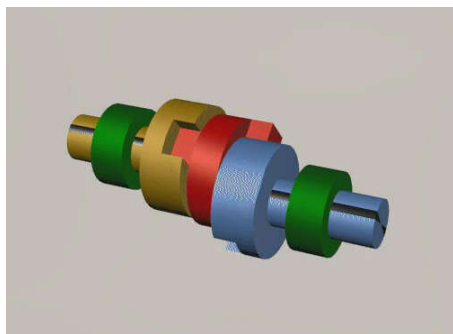
## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用



# 鹤式起重机

利用双摇杆机构连杆上某点可以实现直线运动轨迹，使货物可以水平移动

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用



十字滑块联轴器这个机构是怎么想出来的？



平面四杆机构基本形式的演化



## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

### 二、平面四杆机构的演化

(1) 改变运动副类型

转动副  $\longleftrightarrow$  移动副

(2) 改变相对杆长

(3) 选不同构件作机架

铰链四连杆机构是平面连杆机构的基本类型，其他四连杆机构可看成是在铰链四杆机构的基础上扩展而成的。



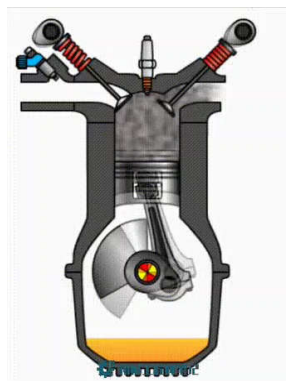
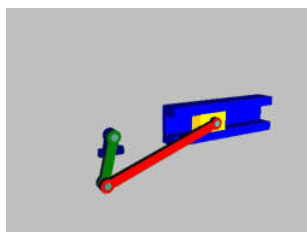
## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

### 含一个移动副的四杆机构

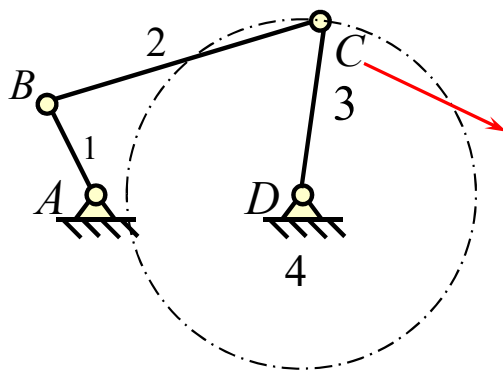
#### 曲柄滑块机构

如何从铰链四连杆机构演化而来？

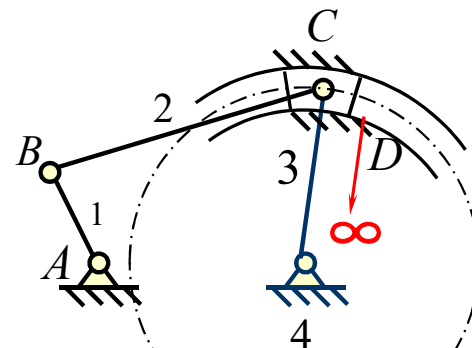
(1) 改变运动副和相对杆长



应用：内燃机、  
空气压缩机、冲床

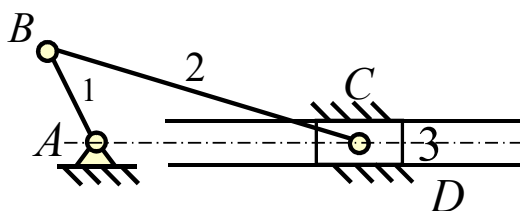


改变运动副类型  
转动副变移动副

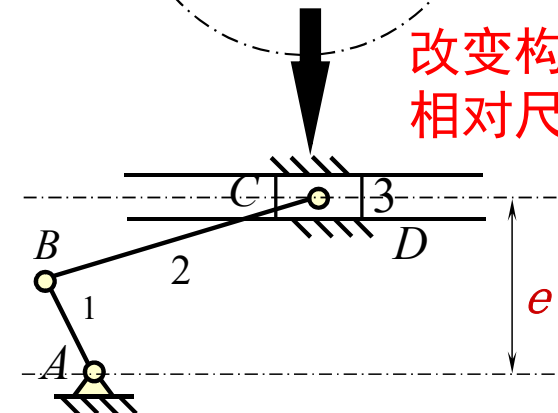


改变构件  
相对尺寸

改变构件相对  
尺寸  $e=0$



对心曲柄滑块机构

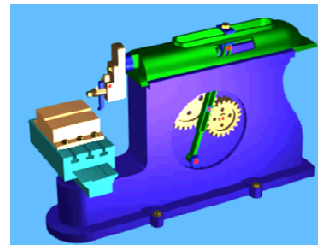
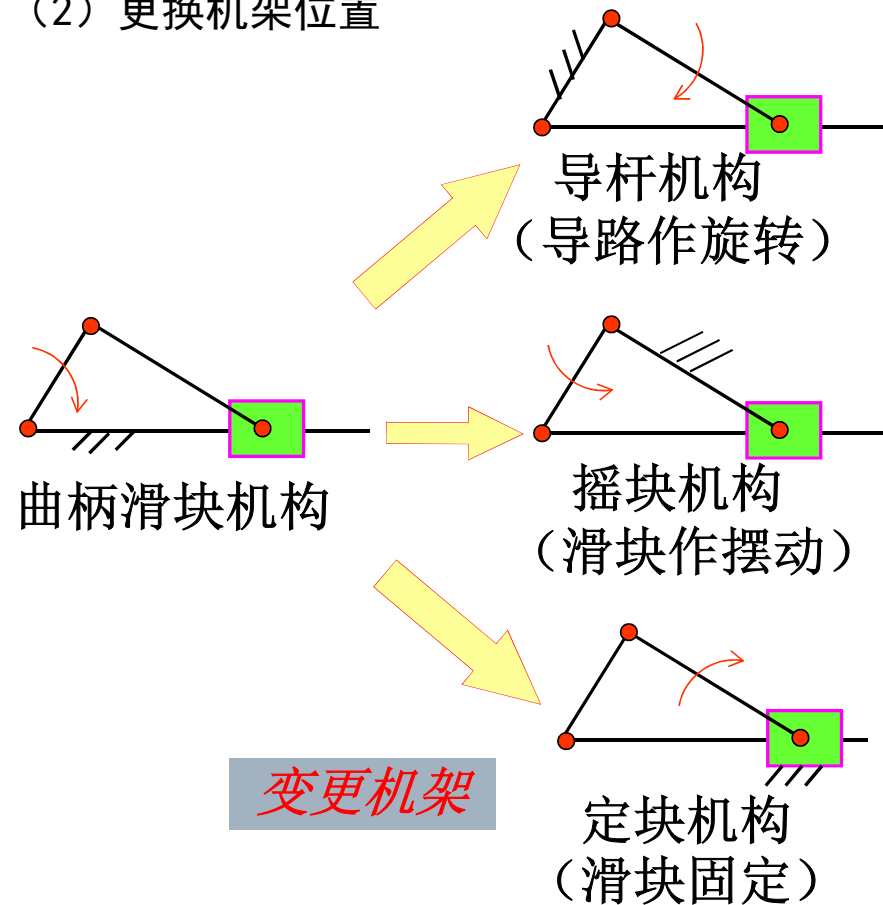


偏置曲柄滑块机构

## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

曲柄滑块机构如何进一步演化？

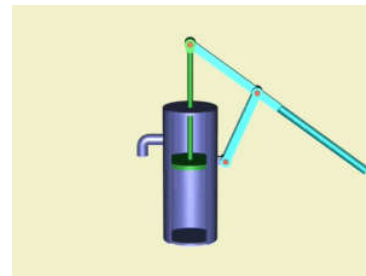
(2) 更换机架位置



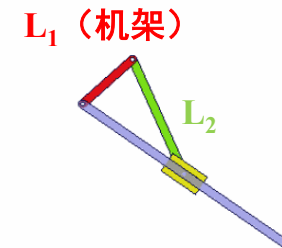
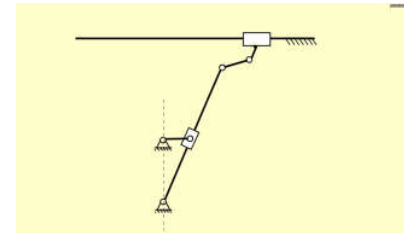
牛头刨床



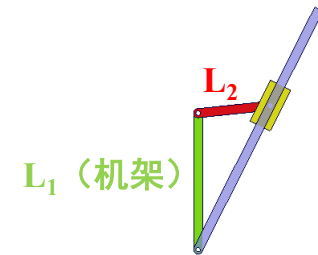
卸货机构



抽水筒机构



曲柄转动导杆机构  $L_1 < L_2$

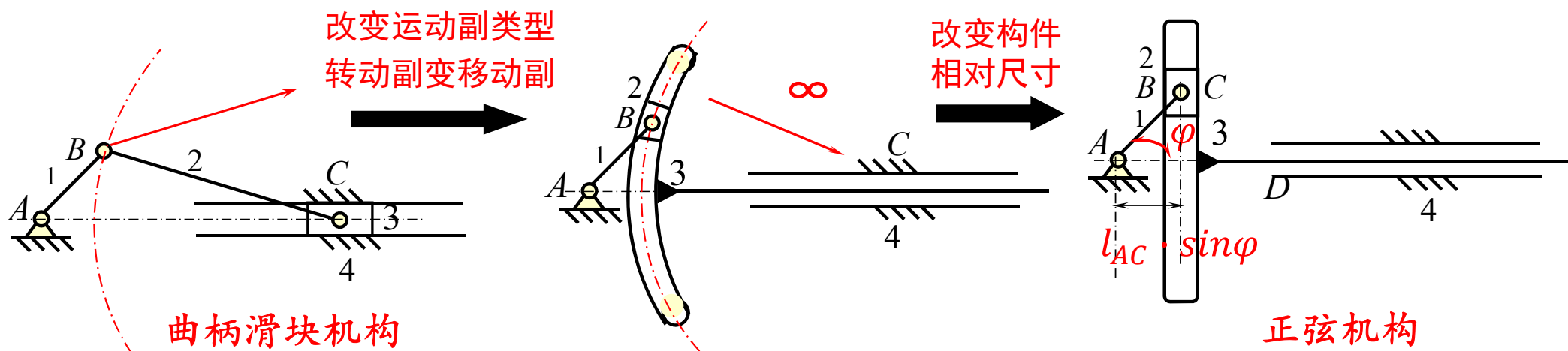


曲柄摆动导杆机构  $L_1 > L_2$

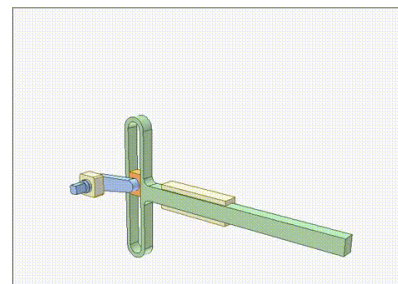
## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

含两个个移动副的四杆机构 如何从曲柄滑块杆机构演化而来？

(1) 改变运动副和相对杆长



特性：输出位移 ( $l_{AC} \cdot \sin\varphi$ )  
与原动曲柄的输入转角 ( $\varphi$ )  
的正弦成正比

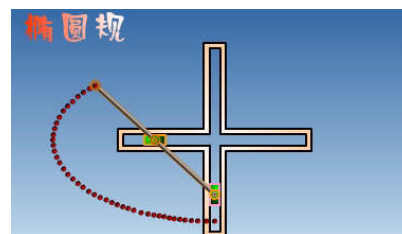


## 2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

正弦机构可否进一步演化?

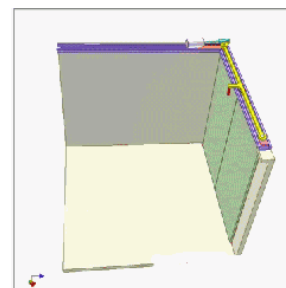
让2变为机架

双滑块机构

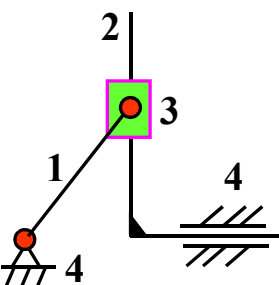
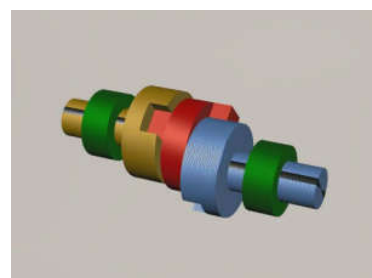


应用：椭圆仪

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$



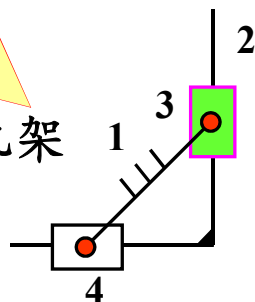
应用：十字滑块联轴器



正弦机构

让1变为机架

双转块机构





## 第二章 平面连杆机构

---

2-1 概述

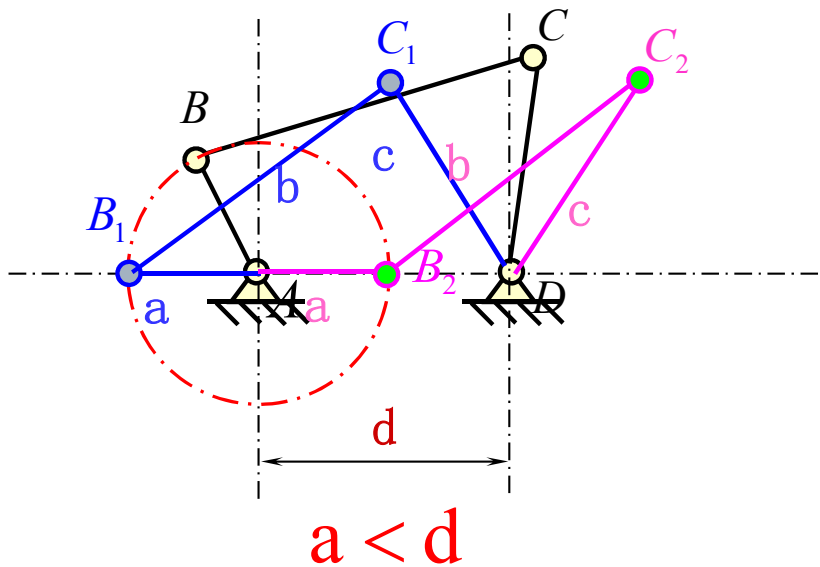
2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

2-3 四杆机构的基本特性

2-4 四杆机构的设计

## 2-3 平面四杆机构的特性

### 一、铰链四杆机构有整转副的条件



蓝色三角形成立  $\Delta B_1C_1D$

$$a + d \leq b + c$$

$$b \leq a + d + c$$

$$c \leq a + d + b$$

紫色三角形成立  $\Delta B_2C_2D$

$$d - a \leq b + c$$

$$b \leq d - a + c$$

$$c \leq d - a + b$$

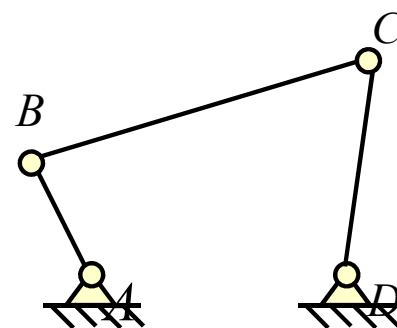
## 2-3 平面四杆机构的特性

比较

$$\begin{array}{l|l}
 a + d \leq b + c & d - a \leq b + c \rightarrow d - a < a + d \leq b + c \rightarrow a + d \leq b + c \\
 b \leq a + d + c & b \leq d - a + c \rightarrow b \leq d - a + c < a + d + c \rightarrow b \leq d - a + c \\
 c \leq a + d + b & c \leq d - a + b \rightarrow c \leq d - a + b < a + d + b \rightarrow c \leq d - a + b
 \end{array}$$

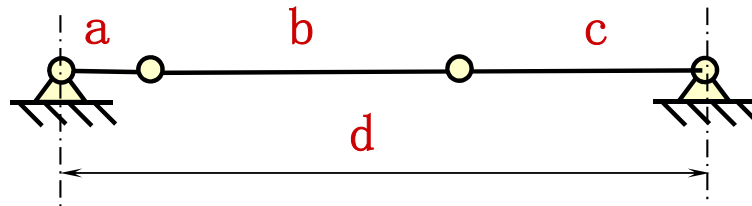
$$\begin{array}{l}
 a + d \leq b + c \\
 b \leq d - a + c \\
 c \leq d - a + b
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 + \\
 + \\
 +
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 \rightarrow \\
 \rightarrow \\
 \rightarrow
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 a \leq c \\
 a \leq b \\
 a \leq d
 \end{array}
 \rightarrow a \text{ 最短}$$

结论：a最短时机机构有曲柄？





## 2-3 平面四杆机构的特性



该机构中构件a最短，构件a能否整周回转？

否！条件不充分，a最短，不一定能满足

$$\left\{ \begin{array}{l} a + d \leq b + c \\ b \leq d - a + c \\ c \leq d - a + b \end{array} \right.$$

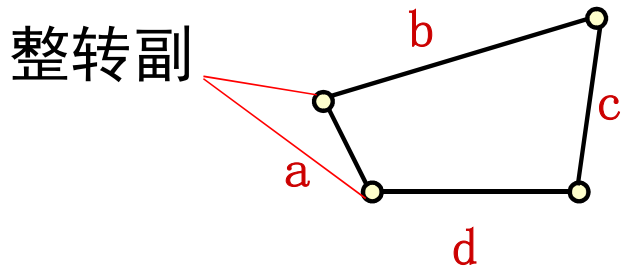


## 2-3 平面四杆机构的特性

除了a最短，还要满足什么条件？

$$\left. \begin{array}{l} a+d \leq b+c \\ b \leq d-a+c \\ c \leq d-a+b \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{设 } b \text{ 最长}} \left. \begin{array}{l} a+d \leq b+c \\ a+b \leq d+c \\ a+c \leq d+b \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{必然成立} \\ \text{成立} \end{array}$$
 (最短杆)

◆最短杆与最长杆之和小于等于其它两杆长度之和。

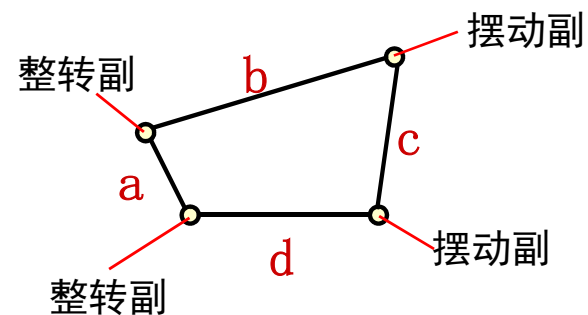


这是平面四杆机构有整转副的几何条件, 该式表明平面四杆机构有两个整转副, 并且这两个整转副在最短杆的两端。

## 2-3 平面四杆机构的特性

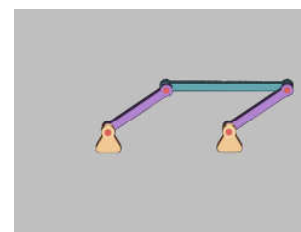
### 有曲柄条件的讨论

有整转副的连架杆



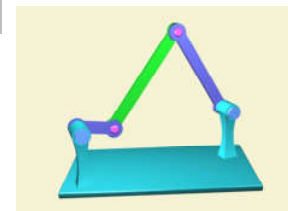
最短杆a是机架时，连架杆b, d都是曲柄

→ 双曲柄机构



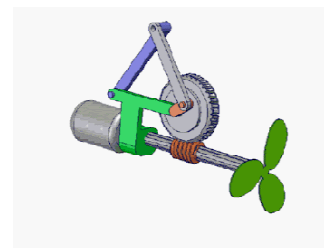
最短杆a是连架杆时，b或d是机架，a是曲柄

→ 曲柄摇杆机构



c是机架时，无曲柄

→ 双摇杆机构



◆ 最短杆是连架杆或机架



## 2-3 平面四杆机构的特性

平面四杆机构**有曲柄**的充分必要条件：

- ◆ 最短杆与最长杆之和小于等于其它两杆长度之和（**有整转副**）
- ◆ 最短杆是连架杆或机架

## 2-3 平面四杆机构的特性

### 结论：平面四杆机构整转副及曲柄存在的条件 ★

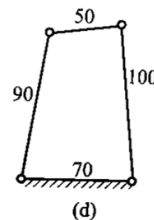
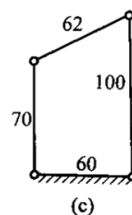
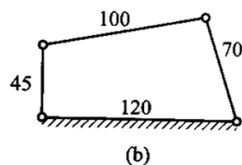
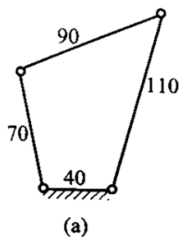
(1) 当  $L_{\max} + L_{\min} \leq L$  (其余两杆长度之和) 时,

有整转副存在, 且整转副由最短杆和相邻两个杆组成

- (a) 最短杆是机架 —— 双曲柄机构 (a)
- (b) 最短杆是连架杆之一 —— 曲柄摇杆机构 (b)
- (c) 最短杆是连杆 —— 双摇杆机构 (d)

(2) 当  $L_{\max} + L_{\min} > L$  (其余两杆长度之和) 时

无整转副 —— 双摇杆机构 (c)

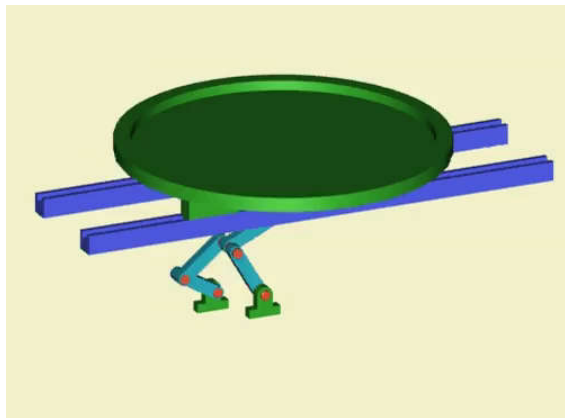


## 2-3 平面四杆机构的特性

### 二、急回特性

#### 急回运动

当曲柄等速回转的情况下，通常把从动件**往复运动速度快慢不同**的运动称为急回运动。



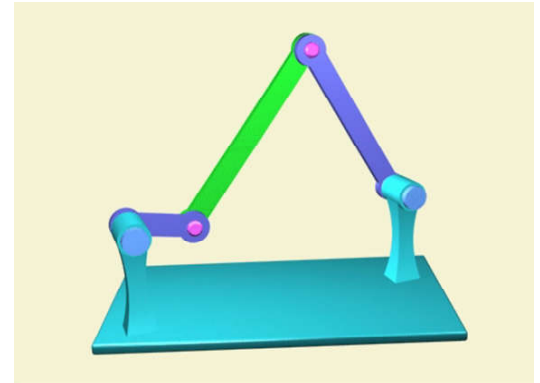
视频中曲柄连杆机构，**原动件曲柄**做**匀速转动**，我们仔细观察**输出件摇**的运动，会发现什么？

**回程比去程快！**

## 2-3 平面四杆机构的特性

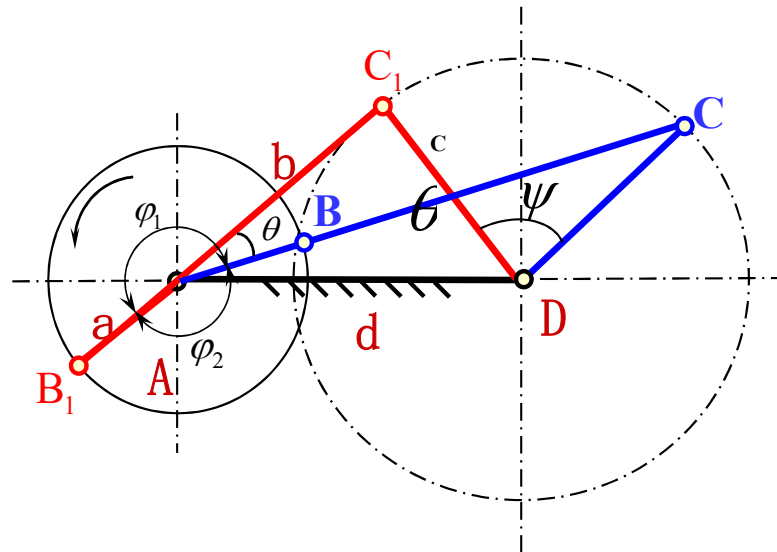
### 极位夹角

当机构从动件处于两极限位置时，**主动件**曲柄在两个相应位置所夹的角  $\theta$



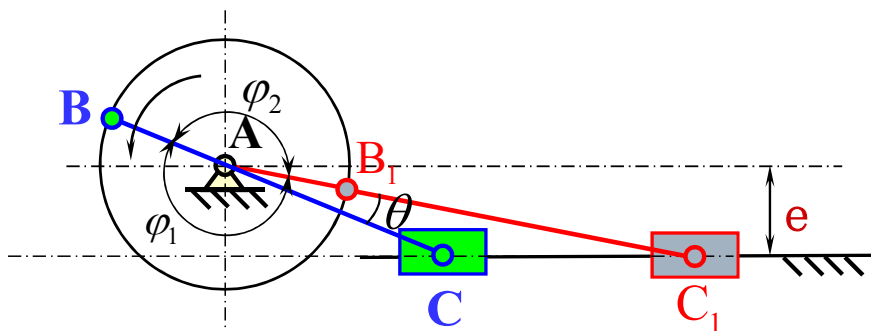
摆角：摇杆在两极限位置间的夹角  $\psi$

转角：  $\varphi$



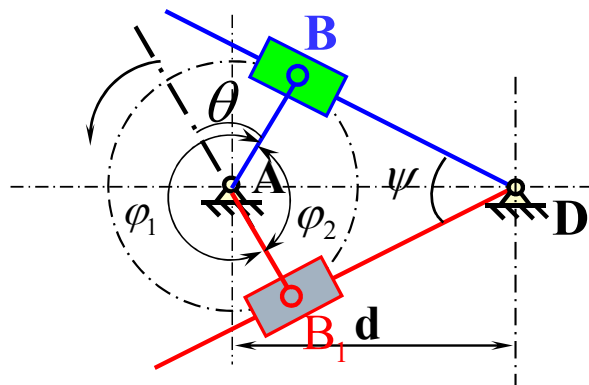
## 2-3 平面四杆机构的特性

### 曲柄滑块机构的极位夹角



$$\varphi_1 - \theta = \varphi_2 + \theta$$

### 曲柄导杆机构的极位夹角



$$\theta = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2}$$

## 2-3 平面四杆机构的特性

连杆机构的急回特性是如何形成的？

主动件a

从动件c

对于去程：运动：AB<sub>1</sub> → AB<sub>2</sub>

DC<sub>1</sub> → DC<sub>2</sub>

时间：t<sub>1</sub>

t<sub>1</sub>

转角：φ<sub>1</sub>

ψ

对于回程：运动：AB<sub>2</sub> → AB<sub>1</sub>

DC<sub>2</sub> → DC<sub>1</sub>

时间：t<sub>2</sub>

t<sub>2</sub>

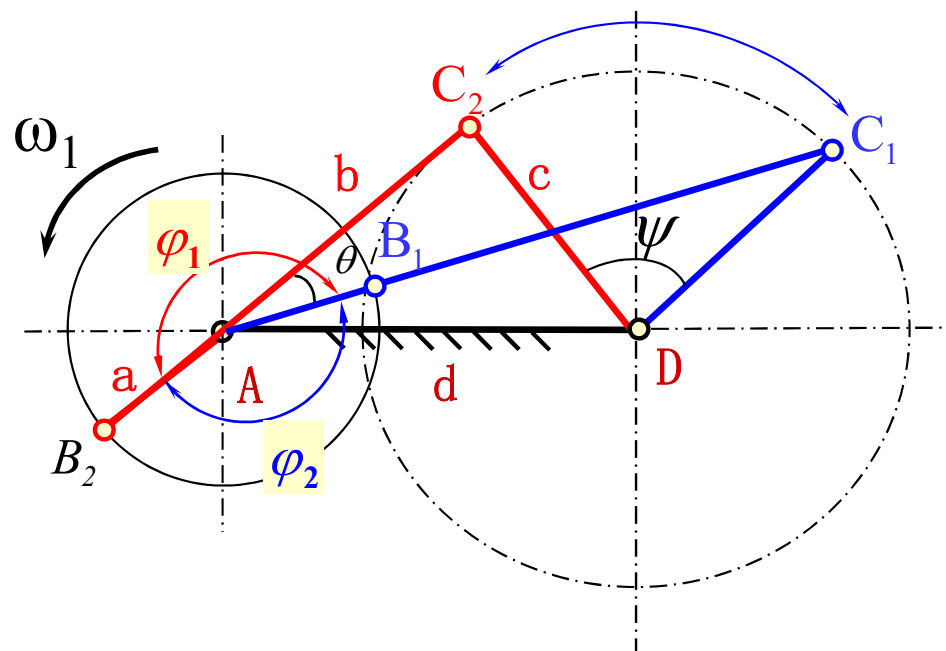
转角：φ<sub>2</sub>

ψ

从动件c的平均角速度：

$$DC_1 \rightarrow DC_2: \overline{\omega'_3} = \frac{\psi}{t_1} \quad t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1}$$

$$DC_2 \rightarrow DC_1: \overline{\omega''_3} = \frac{\psi}{t_2} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}$$



$$\varphi_1 > \varphi_2 \quad \overline{\omega'_3} < \overline{\omega''_3} \quad t_1 > t_2$$

形成急回





## 2-3 平面四杆机构的特性

### 如何衡量急回特性？

急回运动特性可用**行程速比系数**表示，通常把从动件往复运动平均速度的比(大于1)称为行程速比系数，**用K表示**。

$$K = \frac{\text{从动件快速行程平均速度}}{\text{从动件慢速行程平均速度}} = \frac{\overline{\omega_3''}}{\overline{\omega_3'}}$$

$$\overline{\omega_3'} = \frac{\psi}{t_1} \quad t_1 = \frac{\varphi_1}{\omega_1} = \frac{180^\circ + \theta}{\omega_1}$$

$$\overline{\omega_3''} = \frac{\psi}{t_2} \quad t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} = \frac{180^\circ - \theta}{\omega_1}$$

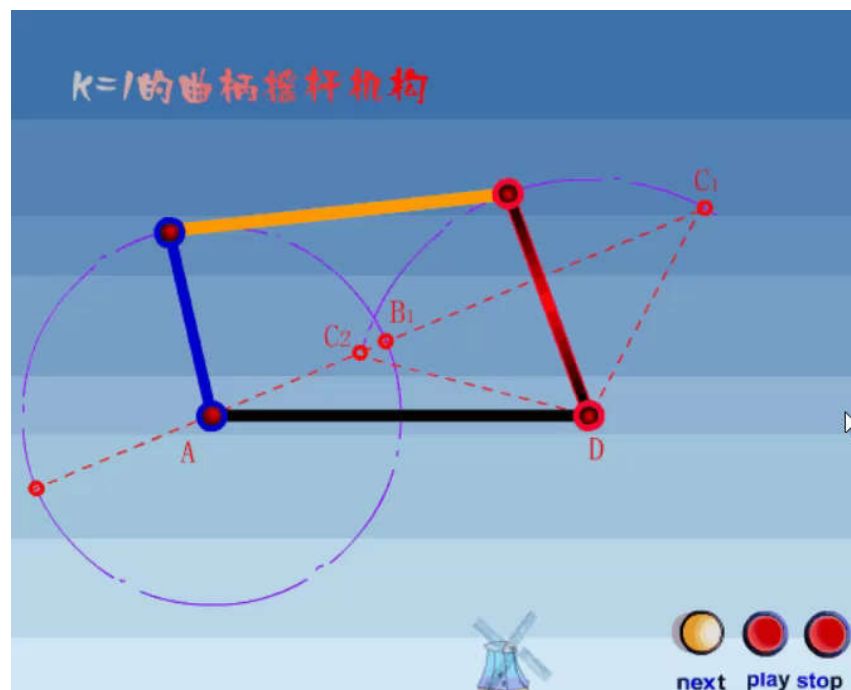
$$\star \quad K = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad \longleftrightarrow \quad \theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1}$$

$\theta \uparrow \quad K \uparrow$  急回特性越显著

$\theta=0 \quad K=1$  无急回特性

## 2-3 平面四杆机构的特性

### 无急回特性的连杆机构



$\theta=0$  ,  $K=1$  回程平均速度=去程回程速度 无急回特性

## 2-3 平面四杆机构的特性

### 机构急回特性的求解思路？

① 确定输出件往复运动的两个极限位置

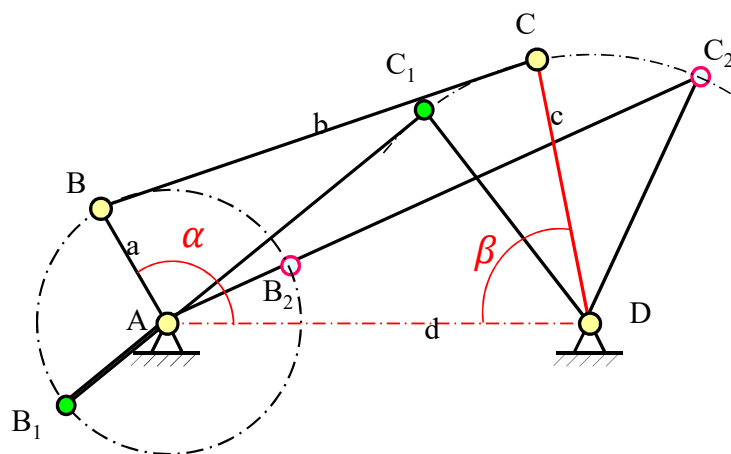


② 确定极位夹角 $\theta$



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

③ 机构行程速比系数



曲柄摇杆机构

如何确定输出件往复运动的两个极限位置？

1. 解析法

根据几何条件，求解 $\beta$ 与 $\alpha$ 的关系式，  
再根据关系式求 $\beta$ 极值（ $0 \leq \alpha \leq 360^\circ$ ）  
从而确定极限位置

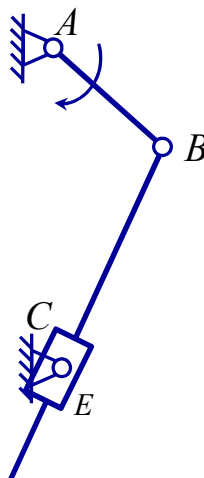
2. 作图法

通过实验或画图（带圆规），试值法...

## 2-3 平面四杆机构的特性

已知：曲柄的长度  $l_{AB} = 100\text{mm}$ ，机架的长度  $l_{AC} = 200\text{mm}$ 。求：

- (1) 从动杆BE的摆角  $\psi = ?$   $60^\circ$
- (2) 机构的极位夹角  $\theta = ?$   $60^\circ$
- (3) 机构的行程速比系数  $K = ?$   $K = 2$

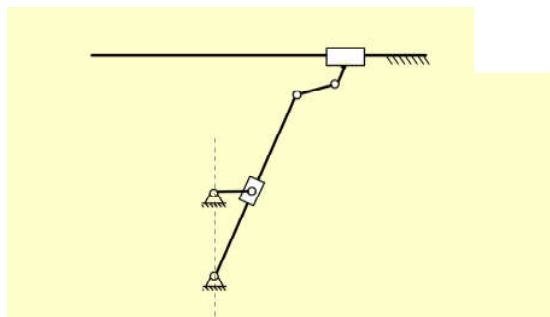
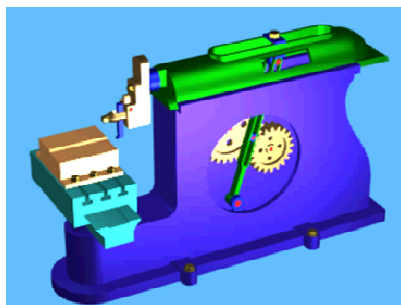


## 2-3 平面四杆机构的特性

### 急回特性的应用？

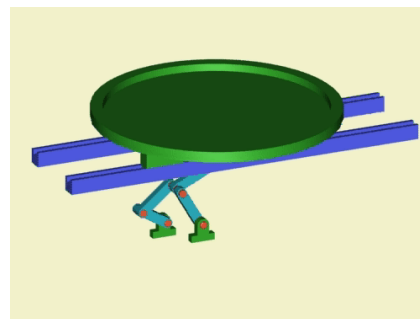
#### 1. 提高工作效率

当机器只需要在去程中做功而在回程中不做功（空回），如牛头刨床



#### 2. 产生惯性

需要产生惯性的应用，如惯性筛

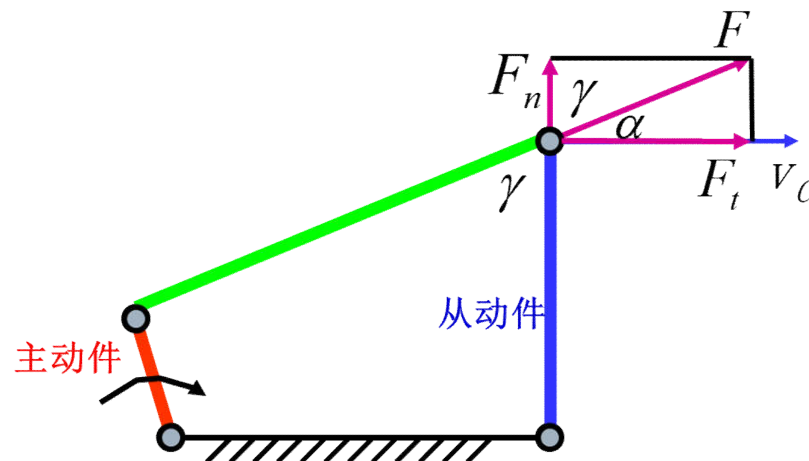
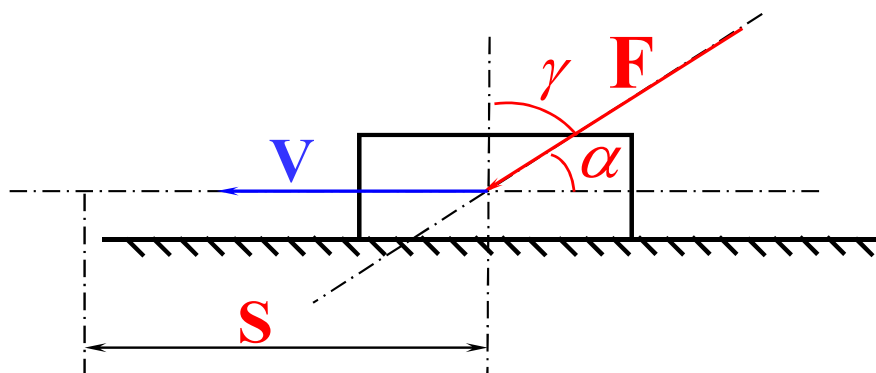


## 2-3 平面四杆机构的特性

### 三、压力角和传动角

压力角：力 $F$ 的作用线与力作用点绝对速度 $V$ 所夹的锐角 $\alpha$ 称为压力角。

传动角：压力角的余角 $\gamma$ 称为传动角。



$$W = F \cdot S \cdot \cos \alpha$$

压力角 $\alpha$ 越小，传动角 $\gamma$ 越大，做功 $W$ 越大，传动效果越好。

压力角是机构传力性能的一个重要指标，它是力的利用率大小的衡量指标。

## 2-3 平面四杆机构的特性

### 曲柄摇杆机构的传动角

$$\overline{BD}^2 = a^2 + d^2 - 2ad\cos\varphi$$

$$\overline{BD}^2 = b^2 + c^2 - 2bc\cos\delta$$

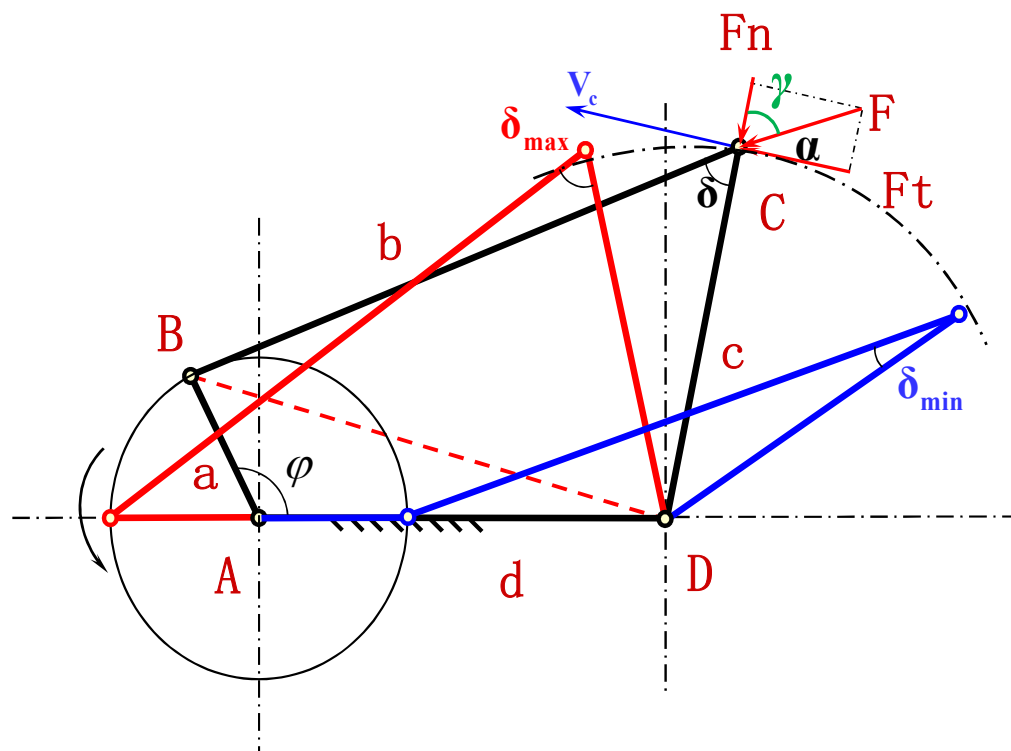
$$\cos\delta = \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2 + 2ad\cos\varphi}{2bc}$$

$\varphi = 0^\circ$  ,  $\cos\varphi = 1$ ,  $\cos\delta$  最大,  $\delta$  最小;

$\varphi = 180^\circ$  ,  $\cos\varphi = -1$ ,  $\cos\delta$  最小,  $\delta$  最大。

当  $\delta < 90^\circ$

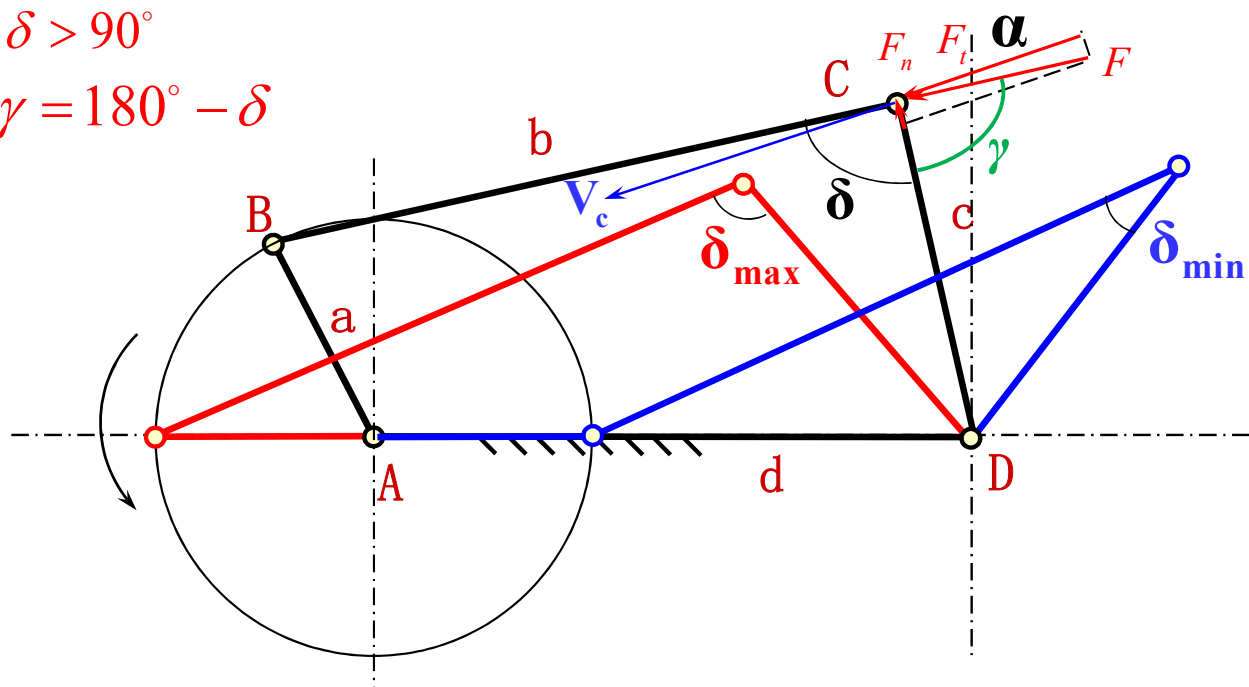
$$\gamma = \delta$$



## 2-3 平面四杆机构的特性

当  $\delta > 90^\circ$

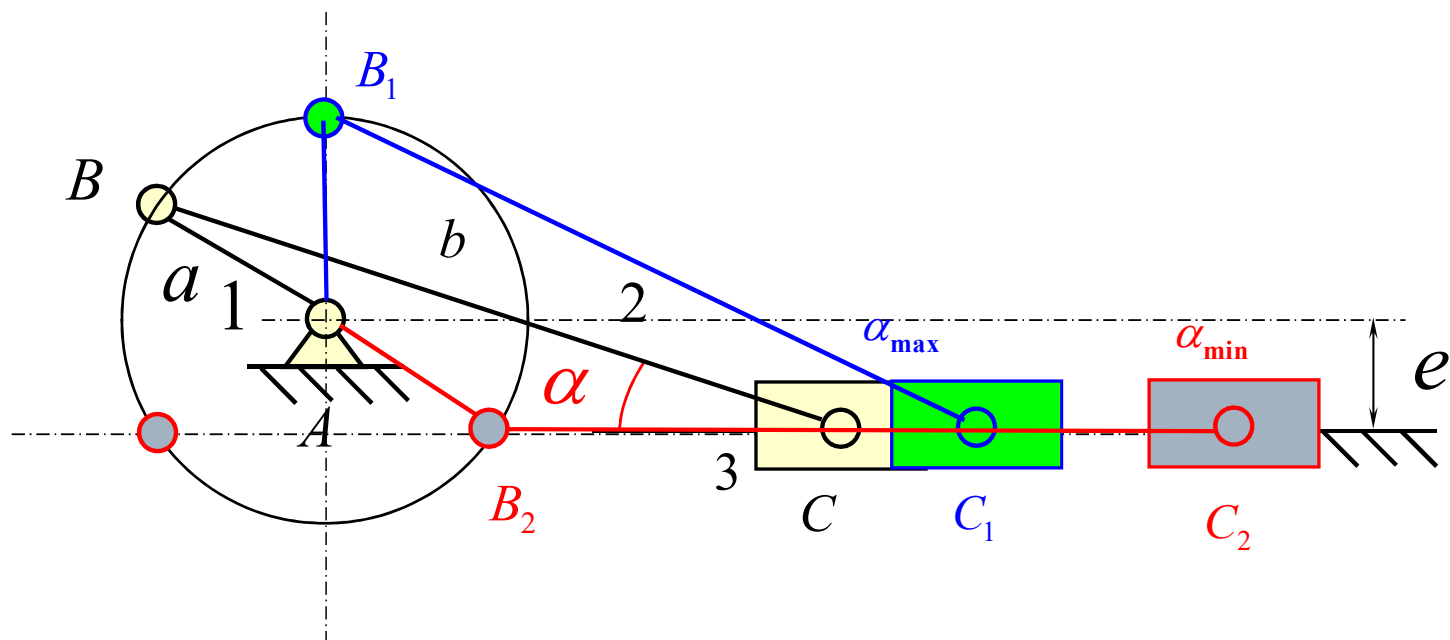
$$\gamma = 180^\circ - \delta$$





## 2-3 平面四杆机构的特性

### 曲柄滑块机构的压力角

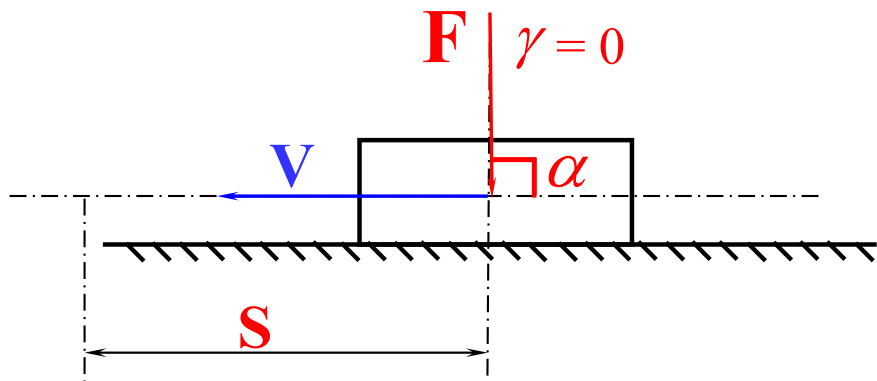


## 2-3 平面四杆机构的特性

### 四、死点位置

#### 死点位置

所谓死点位置就是指从动件的传动角等于零或者压力角等于 $90^\circ$ 时机构所处的位置。



死点对机构运动的危害？

使机构出现卡死或者运动不确定现象

$$W = F \cdot S \cdot \cos \alpha = 0$$

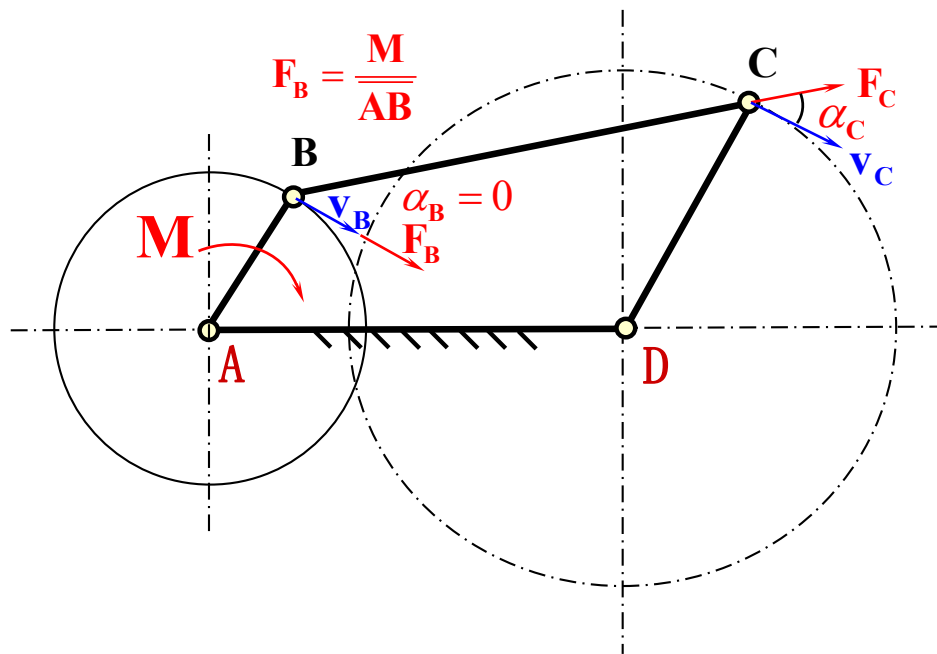
在死点位置，一个作用在曲柄上的偶然外力，哪怕很小，都会改变曲柄的运动方向，因此具有运动不确定性。

## 2-3 平面四杆机构的特性

如何确定机构的死点位置？

曲柄摇杆机构（曲柄为主动件）

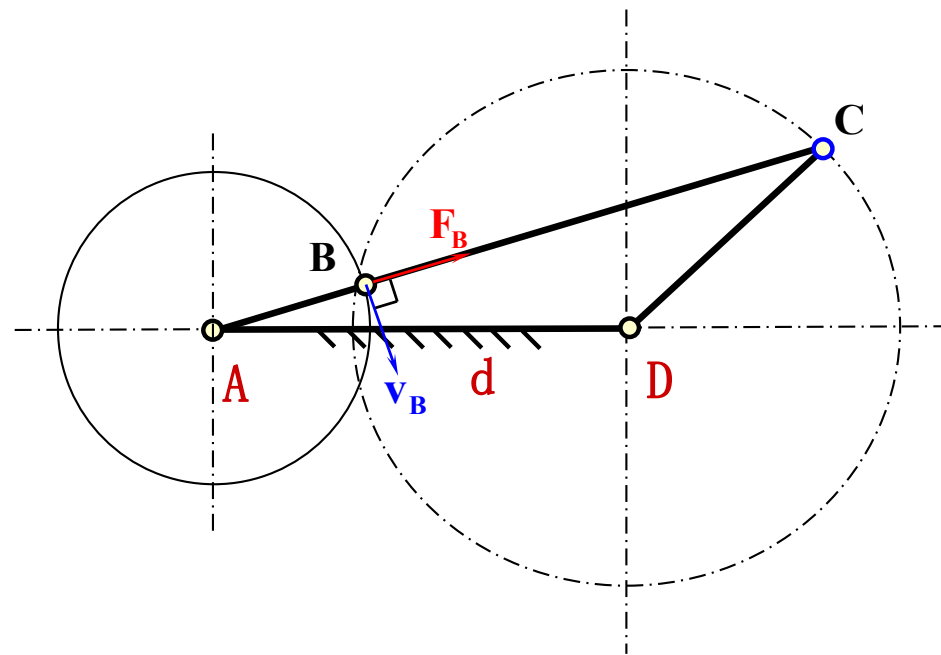
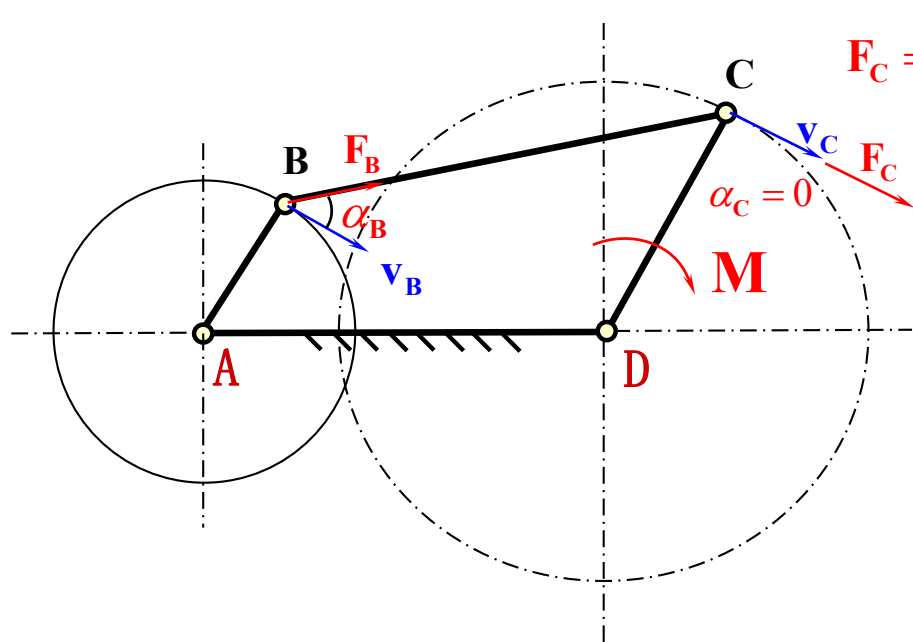
有无死点存在？



无死点存在

## 2-3 平面四杆机构的特性

曲柄摇杆机构（摇杆为主动件） 有无死点存在？



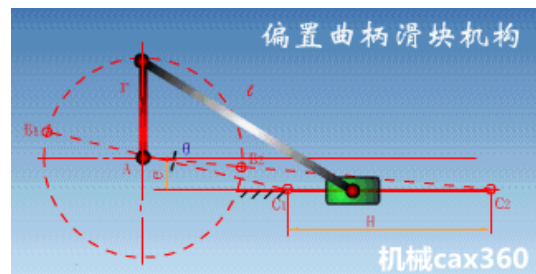
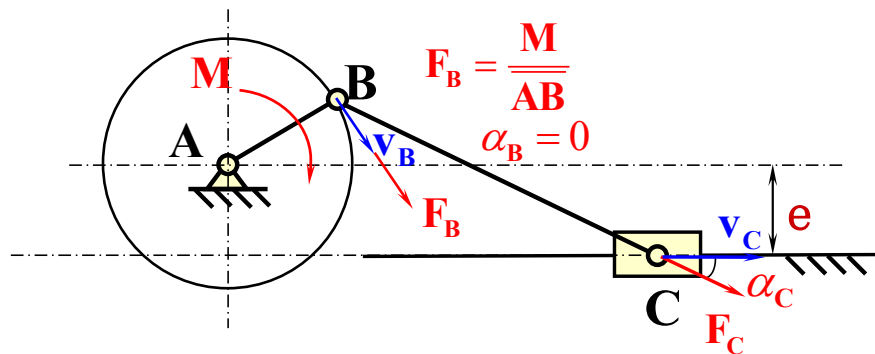
AB与BC共线时  $\alpha_B = 90^\circ$  或者  $\gamma_B = 0$  机构有死点存在

## 2-3 平面四杆机构的特性

曲柄滑块机构（曲柄为主动件）

有无死点存在？

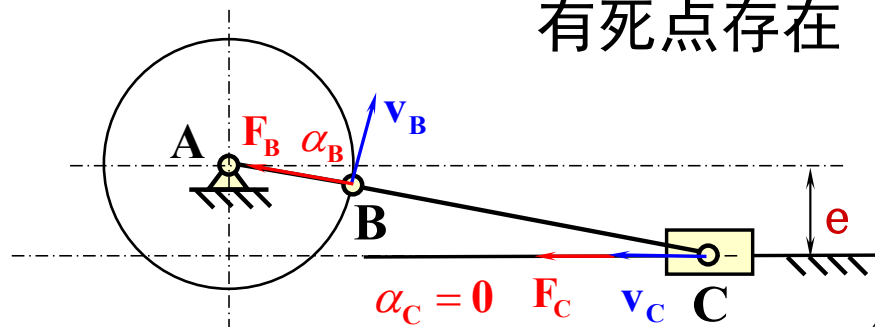
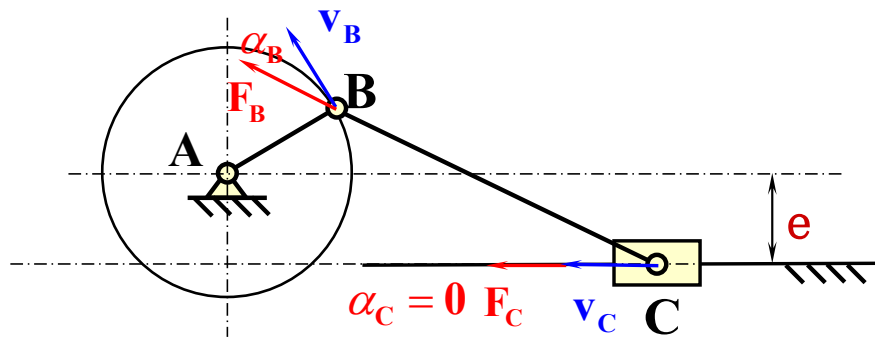
无死点存在



曲柄滑块机构（滑块为主动件）

有无死点存在？

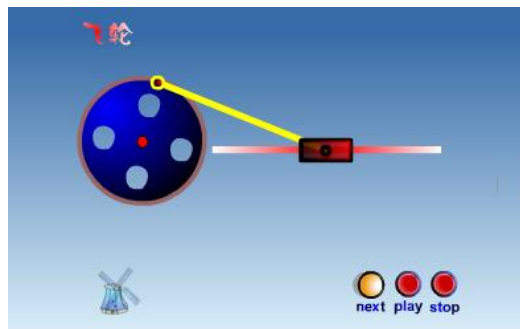
有死点存在



## 2-3 平面四杆机构的特性

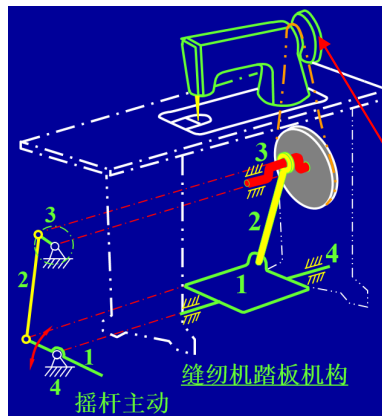
如何克服死点对机构运动产生的危害(卡死、运动不确定性)?

### 1. 利用飞轮及构件自身惯性



利用飞轮的惯性，  
冲过两个死点

曲柄滑块机构



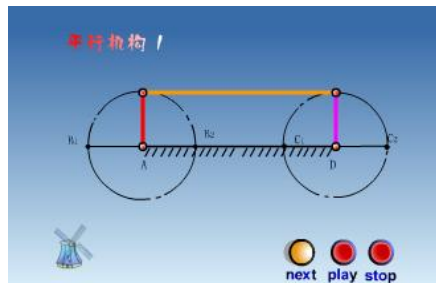
家用缝纫机

### 2. 对从动件施加外力

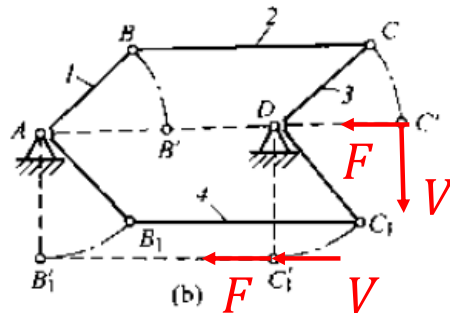
在低速飞轮的惯性不能冲死点时，  
缝纫机仍然会出现踏不动或者倒  
车的现象，怎么办？

裁缝会用手拨动手轮

### 3. 巧用虚约束



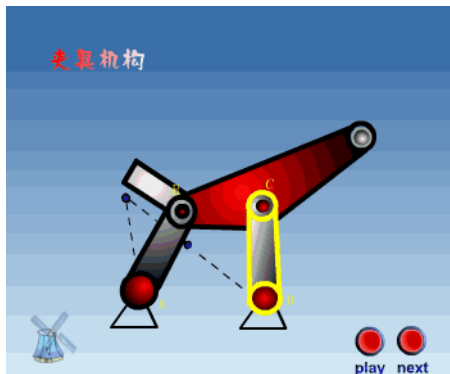
增加一组平行杆件



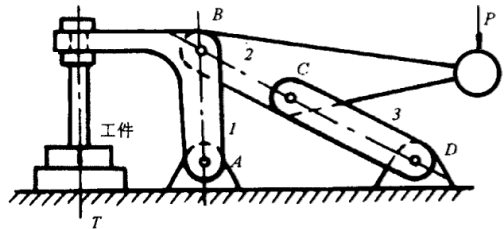
## 2-3 平面四杆机构的特性

### 死点只能产生危害吗?有没有什么应用?

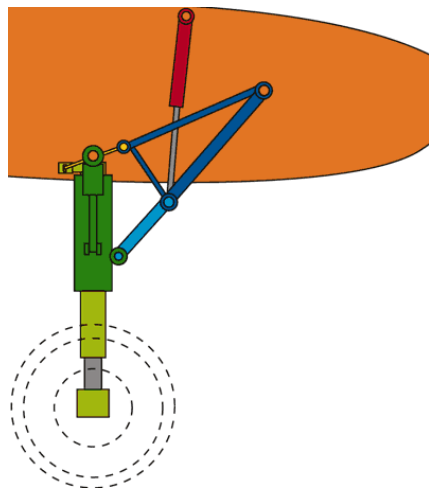
死点位置容易卡死，不利于传动，  
但恰好可以妙用死点的卡死的特性用于防松和固定



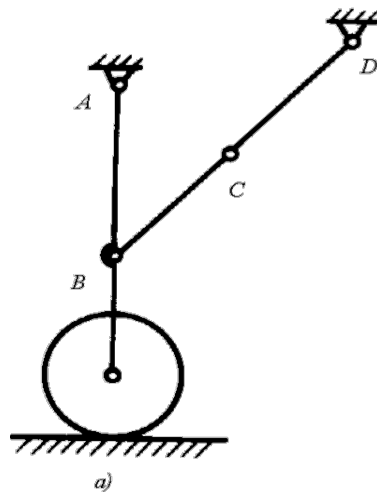
夹具



b)



飞机起落架





## 第二章 平面连杆机构

---

2-1 概述

2-2 平面四杆机构的基本类型及其应用

2-3 四杆机构的基本特性

2-4 四杆机构的设计





## 2-4 平面四杆机构的设计

### 1、按照给定的行程速度变化系数设计四杆机构

已知条件：

行程速度变化系数  $K$

摇杆长度  $l_3$

摇杆摆角  $\psi$

求：

曲柄长度  $l_1$

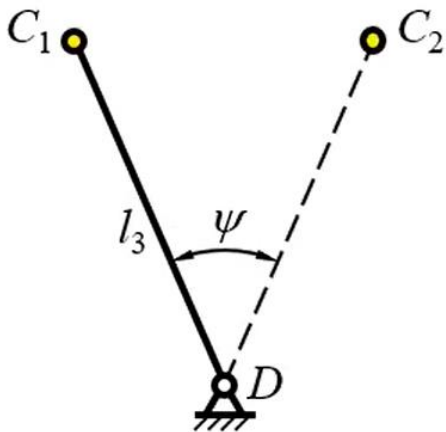
连杆长度  $l_2$

机架长度  $l_4$

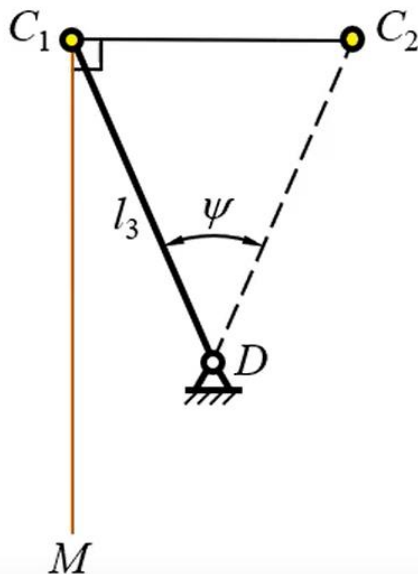
## 2-4 平面四杆机构的设计

(1) 计算极位夹角  $\theta = \frac{K-1}{K+1} \times 180^\circ$

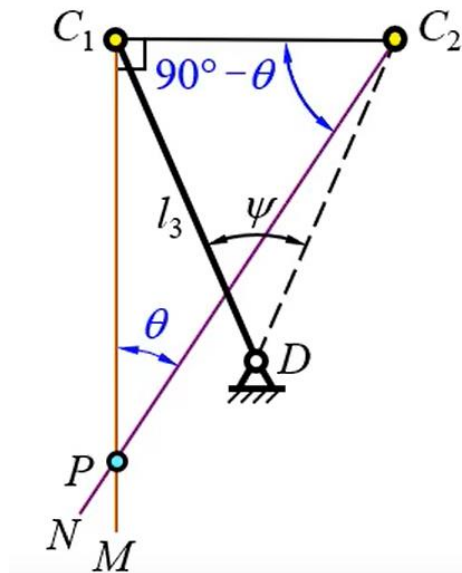
(2) 选择比例尺，任选固定铰链D位置，由摇杆长度  $l_3$  和摆角  $\psi$ ，作出摇杆极限位置



(3) 连接C1和C2，并作  $C_1M \perp C_1C_2$



(4) 作  $\angle C_1C_2N = 90^\circ - \theta$ ,  
 $\angle C_1PC_2 = \theta$



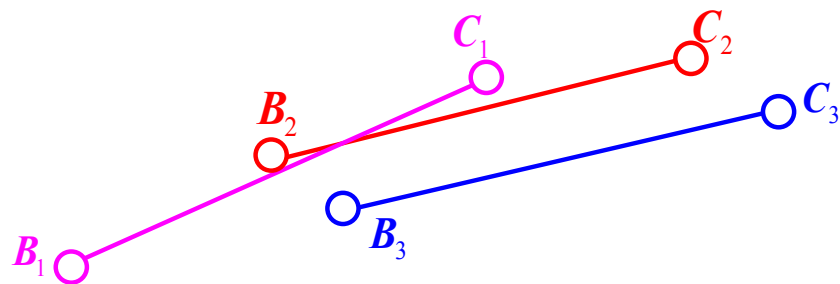






## 2-4 平面四杆机构的设计

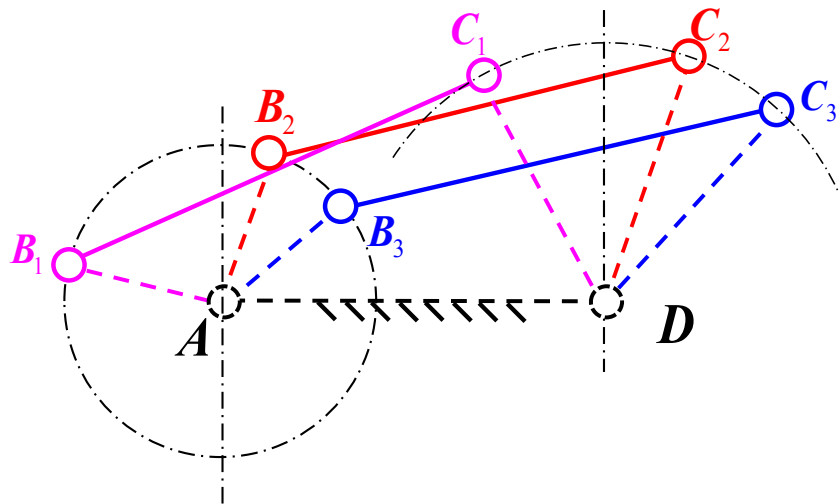
### 2、根据连杆位置设计四杆机构



根据连杆的预定位置

$$\begin{matrix} B_1C_1 \\ B_2C_2 \\ \vdots \\ B_nC_n \end{matrix}$$

确定四杆机构的构件长度

$$AB, CD, AD$$


1. 最少给出几个连杆BC预期位置能让连杆准确实现？

3个，3个点确定一个圆

2. 给出的连杆BC预期位置超过了3个，怎么办？

利用优化的方法（如最小二乘法），求近似解  
（即拟合一个圆，使点 $B_1, B_2 \dots B_n$ 尽可能靠近圆边）

## 2-4 平面四杆机构的设计

### 3、根据给定两连架杆对应位置设计四杆机构 (书P33-P34)

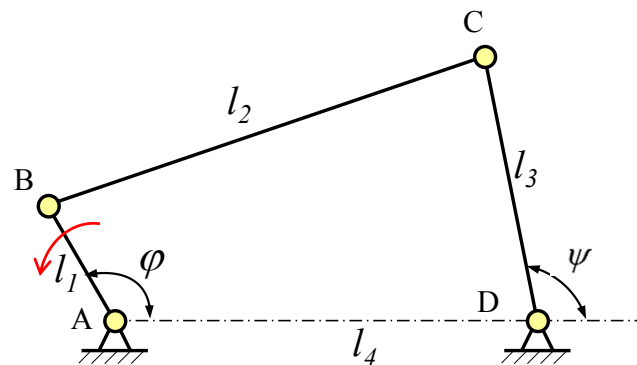
当  $\varphi = \varphi_1$  时,  $\psi = \psi_1$ ,

已知 (由设计需求决定): 当  $\varphi = \varphi_2$  时,  $\psi = \psi_2$ ,  
两连架杆对应位置关系

⋮

当  $\varphi = \varphi_n$  时,  $\psi = \psi_n$ ,

求:  $l_2$ 、 $l_3$ 、 $l_4$  相对于  $l_1$  的比例关系 (取  $l_1 = 1$ )



通过几何关系, 可以得到  $\psi = f(\varphi, l_1, l_2, l_3, l_4)$   $\varphi$  和  $\psi$  为已知变量 (由设计需求决定)

1. 要想确定  $l_2$ 、 $l_3$ 、 $l_4$  (取  $l_1=1$ ) 需要几组  $\varphi$  和  $\psi$  对应关系?

3组, 求解3个未知量 ( $l_2$ 、 $l_3$ 、 $l_4$ ) 需要3组方程

2. 超过3组给定的关系, 怎么办?

利用优化的方法 (如最小二乘法), 求近似解

## 2-4 平面四杆机构的设计

### 4、按照给定点的运动轨迹设计四杆机构

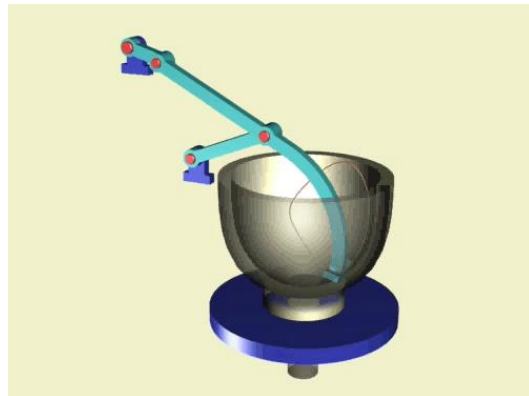
已知（设计需求）：特定点的运动轨迹

求：  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$ 、 $l_4$

1. 连杆做什么运动？ 平面复杂运动

连杆上一点描绘出一条封闭曲线，称为**连杆曲线**

连杆曲线是一种**高阶曲线**，其**形状**会随点在连杆上的位置和各杆**相对尺寸**的不同而变化，**十分复杂**（如右图连杆曲线图谱所示）



如：设计搅拌机

2. 点  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$ 、 $M$  是什么上的点？

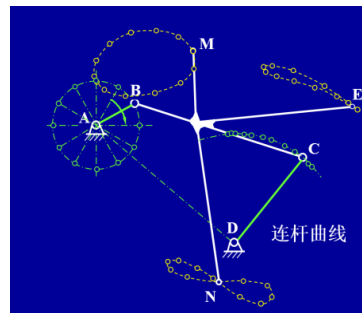
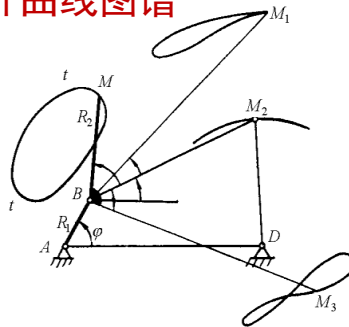
与连杆  $BM_2$  同一个构件上的点（构件无限扩大的概念）

3. 连杆曲线复杂是好事还是坏事？

好事：连杆曲线形状的多样性使它具有**描绘复杂轨迹**的可能性

坏事：设计四杆机构某点**精确实现**给定的任意运动轨迹十分复杂

连杆曲线图谱

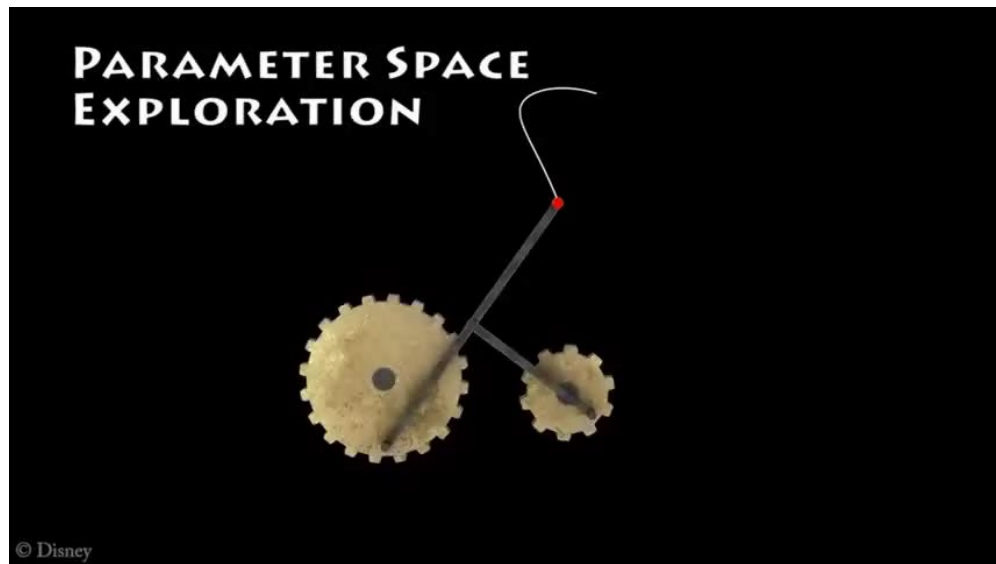
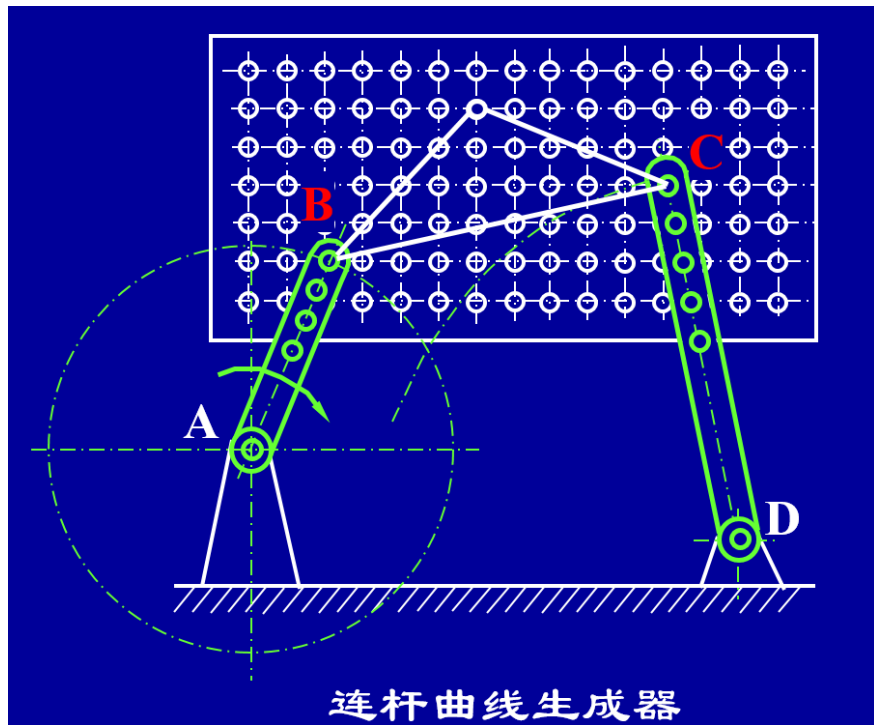


4. 怎么设计？ 工程上常常利用**事先编就的连杆曲线图谱**，从图谱中找出所需曲线，便可直接查出该四杆机构的各个杆件的尺寸比例（**图谱法**，参考书P34-P35）



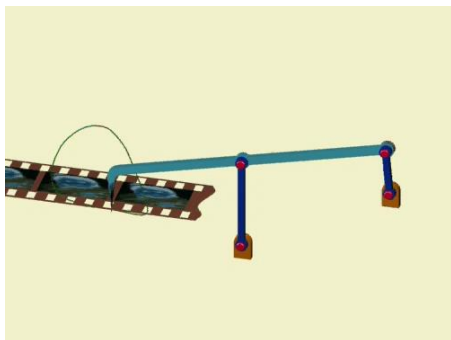
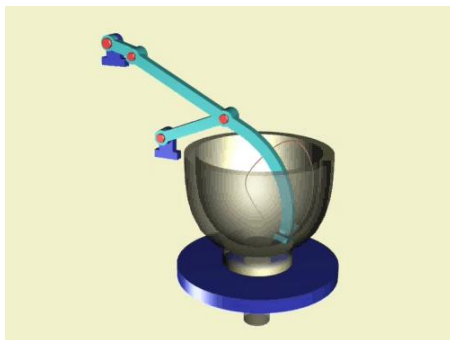
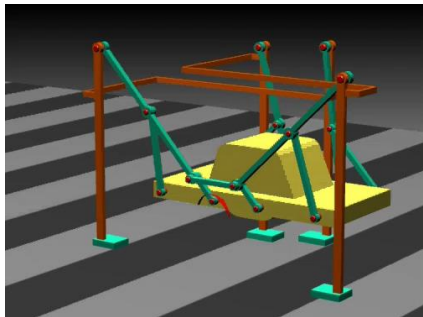
## 2-4 平面四杆机构的设计

#### 4、按照给定点的运动轨迹设计四杆机构



## 利用轨迹仿真软件

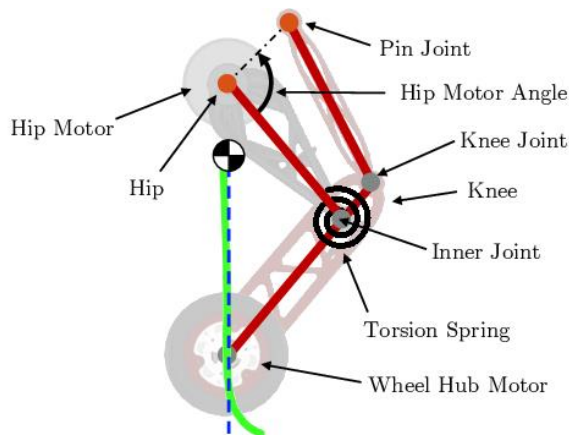
## 2-4 平面四杆机构的设计



## 双摇杆机构应用



Ascento机器人由苏黎世联邦理工学院（ETH）的本科生团队开发。



两个连架杆都作摆动；  
连杆作平面运动。

利用双摇杆机构连杆上某点可以实现直线运动轨迹，使机器人整个在弹跳过程中的所受的外力都过重心，从而不容易转动力矩而不翻倒

# 机械设计基础

## 第三章 凸轮机构

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第三章 凸轮机构

---

3-1 凸轮机构的应用和类型

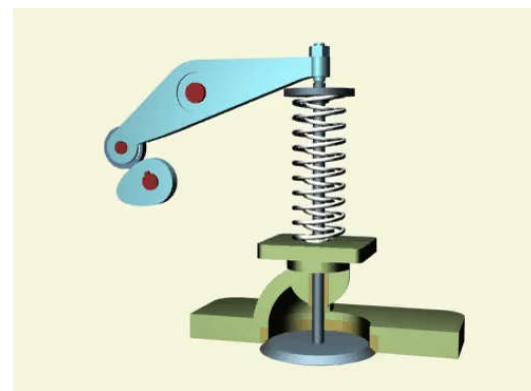
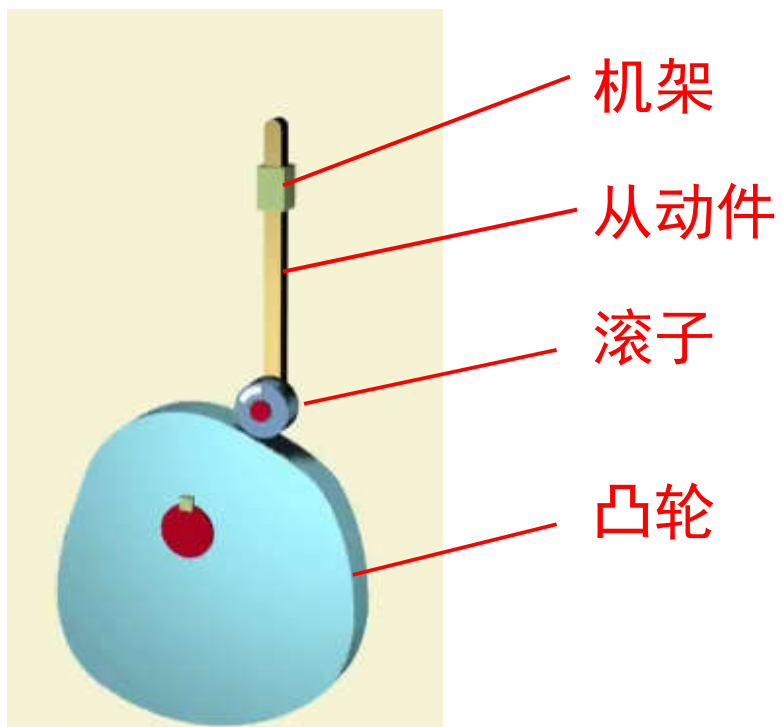
3-2 从动件的运动规律

3-3 凸轮机构的压力角

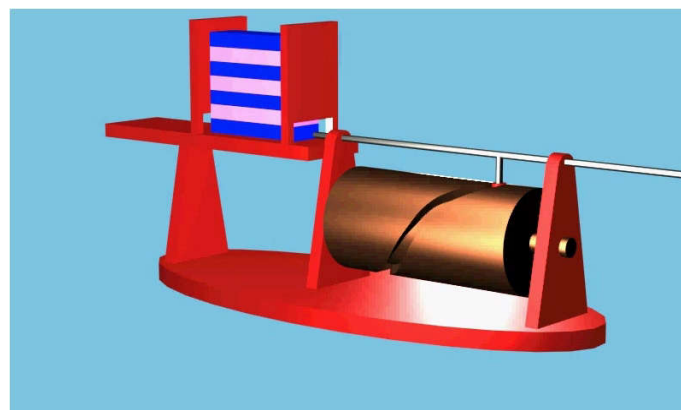
3-4 图解法设计凸轮轮廓

## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 典型的凸轮机构的工作原理



内燃机配气机构

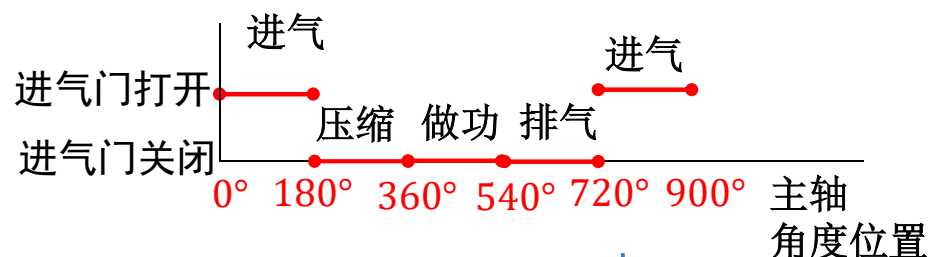
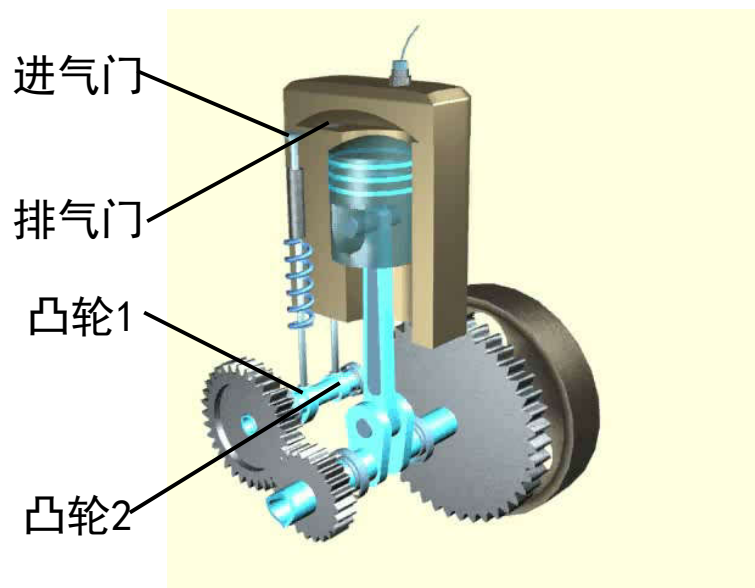


送料机构

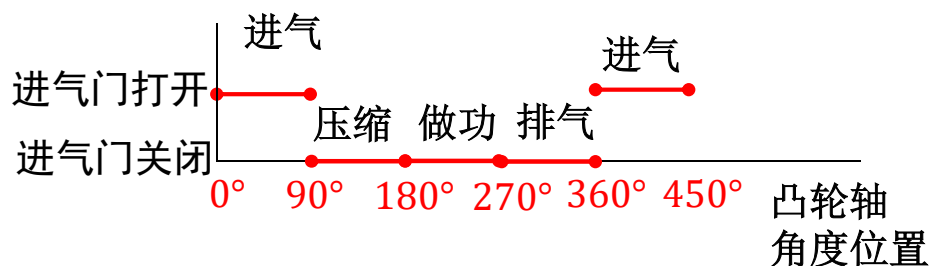
## 3-1 凸轮机构的应用和分类

内燃机是如何实现**进气/排气门启闭自动化**？通过**机械传动实现自动化**

凸轮机构是机械传动实现自动化最常用的控制机构。



齿轮传动  
(传动比=2)

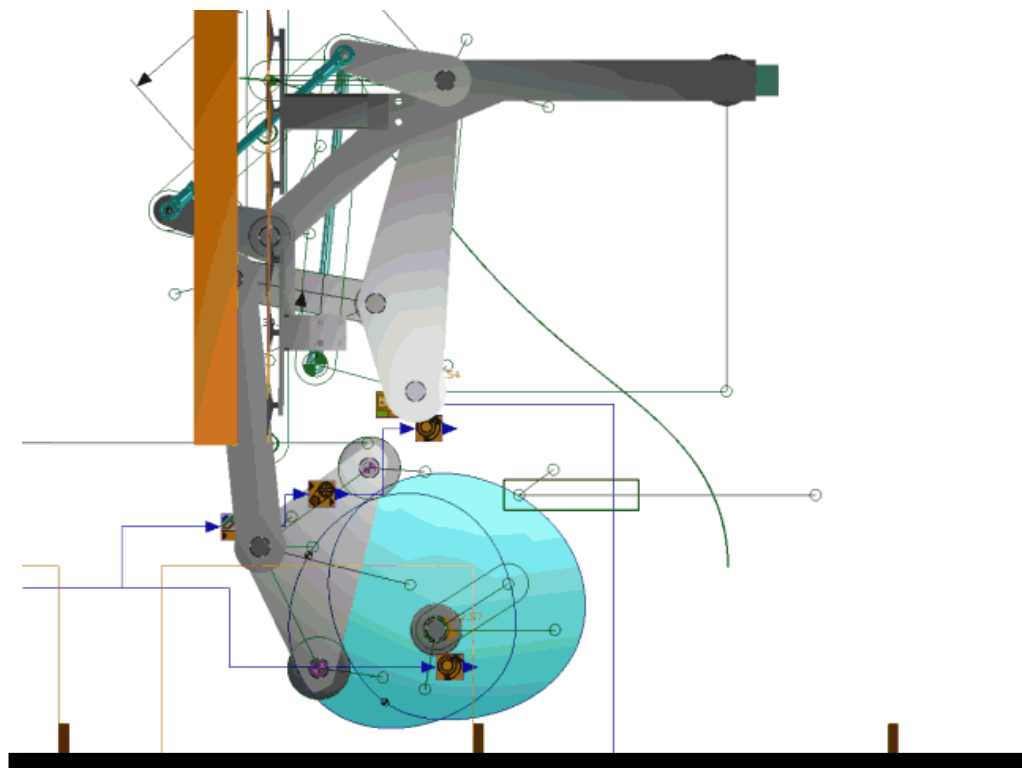


通过机械传动实现自动化的优点？

1. 可以共用一个动力源，无需额外驱动器、“传感器”、“控制器”
2. 可以实现**同步**，不会有响应慢的问题（压倒性优势）
3. **可靠性强、耐用**（‘一车传三代’）

## 3-1 凸轮机构的应用和分类

凸轮机构与连杆机构组合可实现复杂运动

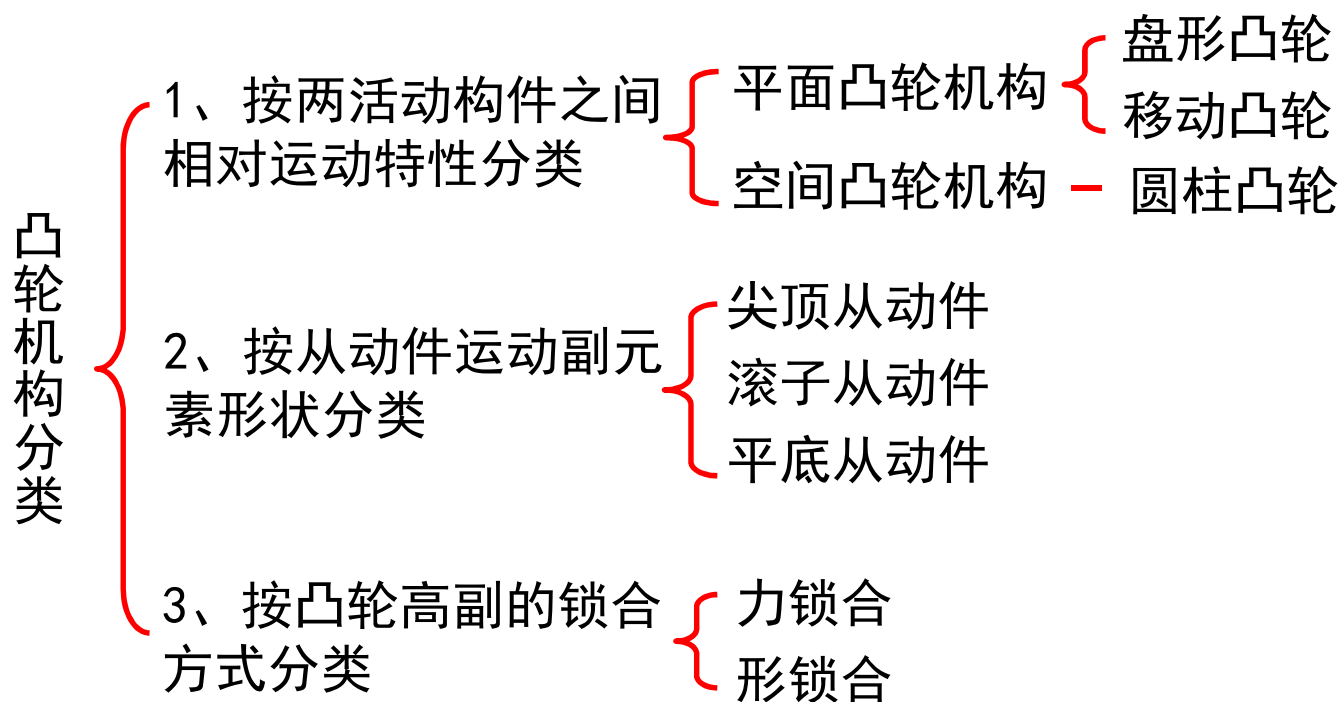






## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 凸轮机构的分类



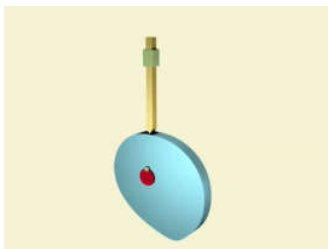
## 3-1 凸轮机构的应用和类型

### 1、按两活动构件之间的相对运动特性分类

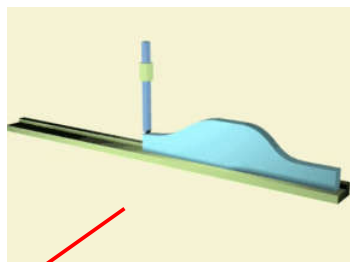
按运动形式分类 { 主动件：转动 或移动  
从动件：移动 或摆动

按轮廓曲线分类 { 平面凸轮机构  
空间凸轮机构

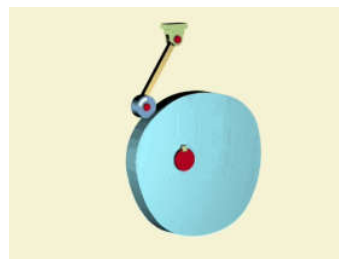
#### 平面凸轮机构



主动件：转动 从动件：移动

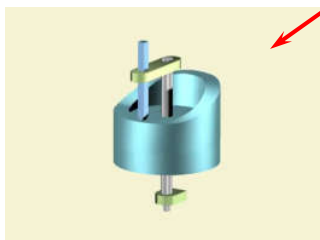


主动件变成移动

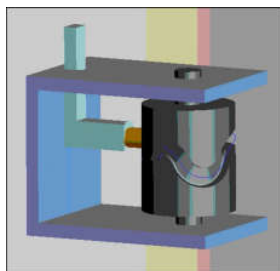


从动件变成摆动

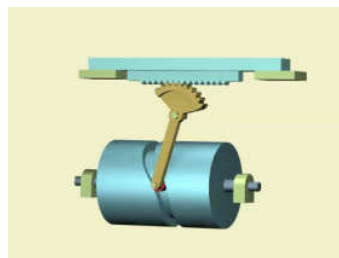
#### 空间凸轮机构



把平面凸轮围成圆柱



将凸轮封闭(形锁合)

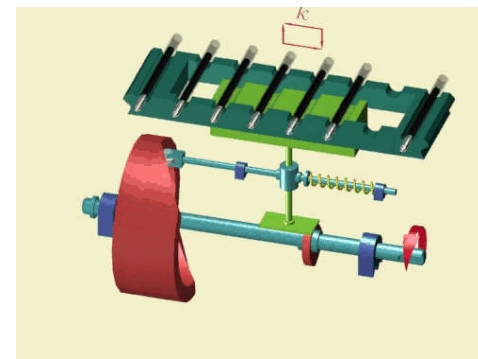


从动件变为摆动

空间凸轮机构有什么特点？

1. 结构紧凑
2. 移动方向平行于旋转轴

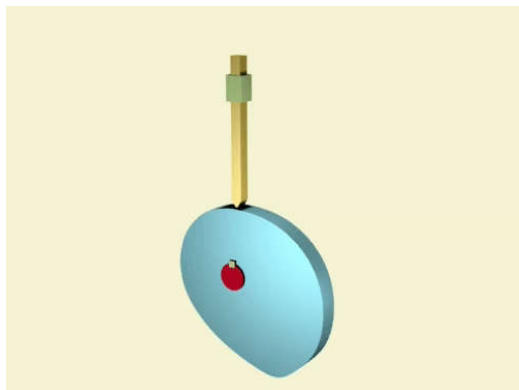
两个凸轮配合实现工件挪动



## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 2、按从动件运动副元素形状分类

#### 1. 尖顶从动件



尖顶有什么好处？

结构简单

能与复杂的凸轮轮廓保持接触，  
实现任意预期运动规律

尖顶有什么缺点？

压强大

滑动摩擦，易磨损

#### 2. 滚子从动件



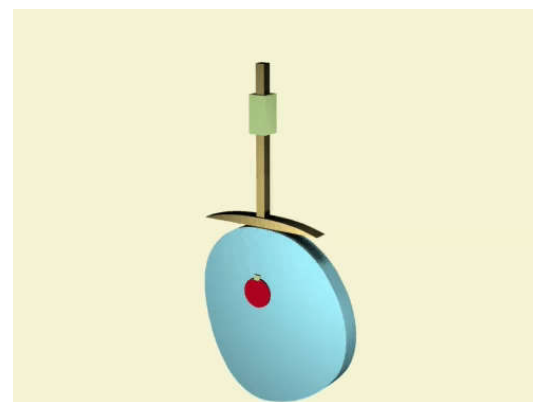
滚子有什么好处？

滚动摩擦，减少磨损  
可承受的载荷大

轮廓接触问题，如心形凸轮轮廓会怎样？

平底与轮廓凹陷部分无法充分接触，  
因而实现准确的运动规律受到限制

#### 3. 平底从动件



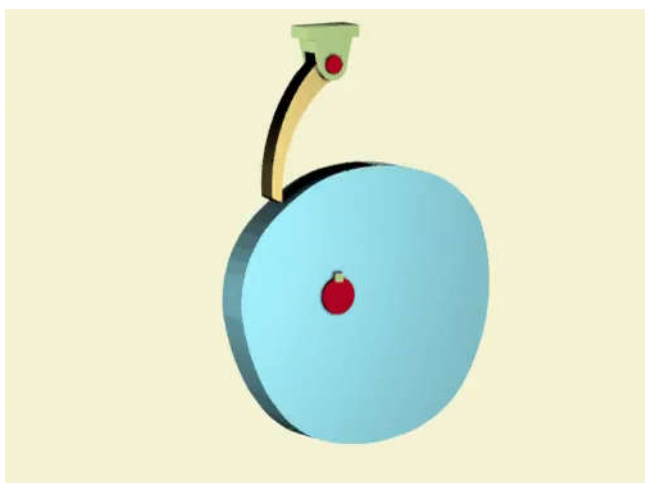
平底有什么好处？

接触面易形成油膜，利于润滑  
压力角始终等于0，传力性能好

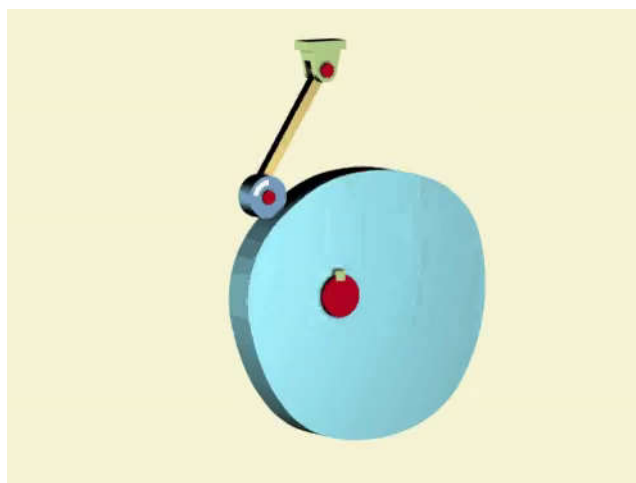


### 3-1 凸轮机构的应用和分类

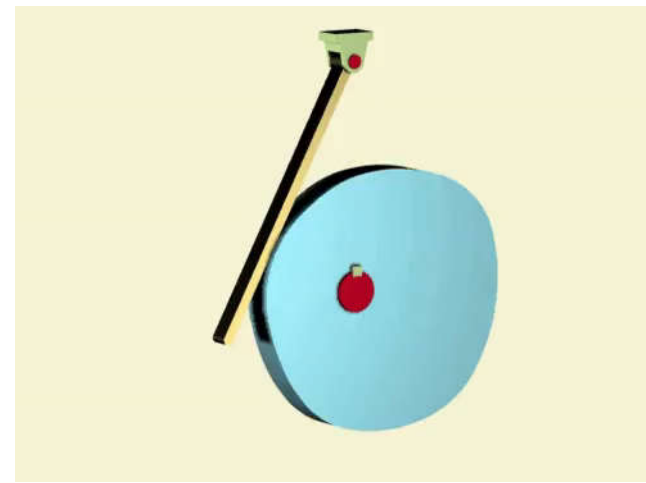
根据从动件运动形式的不同，以上三种从动件还可分为直动从动件，摆动从动件。



① 摆动尖顶从动件



② 摆动滚子从动件

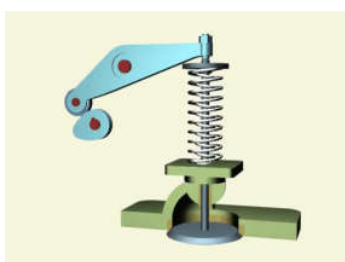
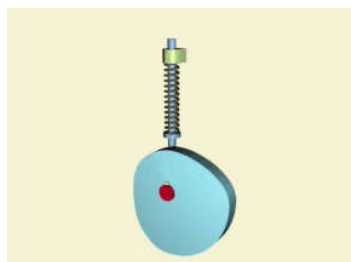


③ 摆动平底从动件

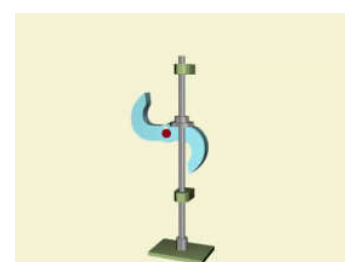
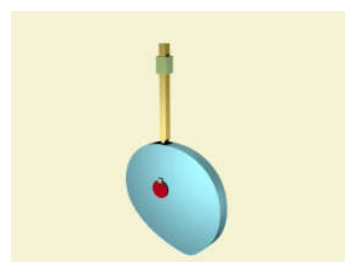
## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 3、按凸轮高副的锁合方式分类

#### (1) 力锁合（弹簧弹力，重力，磁力等）



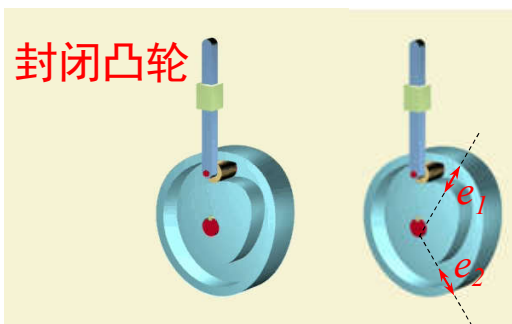
弹簧起什么作用？  
利用**弹簧弹力**使  
构件保持接触



靠什么进行高  
副锁合的？

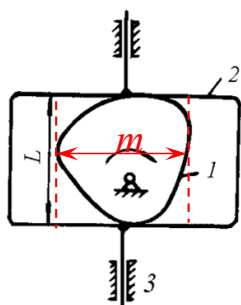
**重力**

#### (2) 形锁合（主动件或从动件形锁合）



封闭凸轮

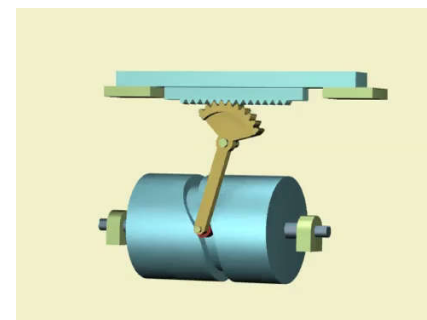
凸轮需满足  
 $e_1 = e_2 = \text{滚子直径}$



封闭推杆  
(平底)

等宽凸轮

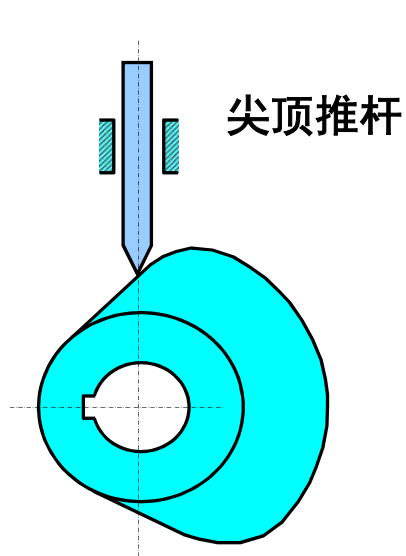
凸轮需满足**等宽**（如 $m=L$ ）



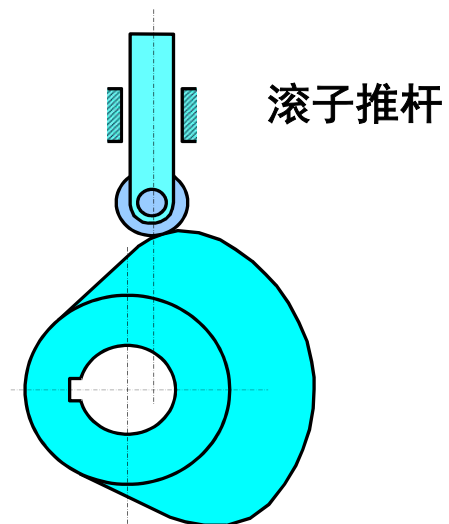
圆柱凸轮

## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 按从动件布置形式分类



□ 对心直动推杆



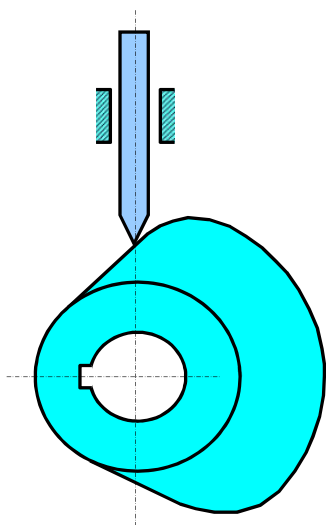
□ 偏置直动推杆

## 3-1 凸轮机构的应用和分类

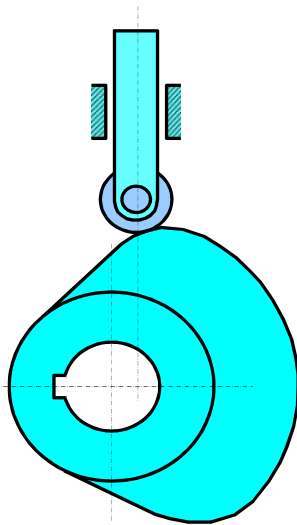
### □ 一般凸轮机构的命名原则:

■ 布置形式+推杆运动形式+推杆形状+凸轮形状

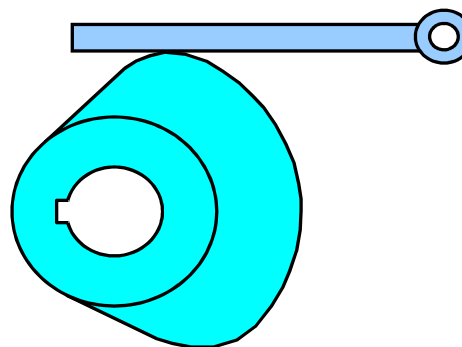
对心直动尖顶推  
杆盘形凸轮机构



偏置直动滚子推杆  
盘形凸轮机构



摆动平底推杆  
盘形凸轮机构





## 3-1 凸轮机构的应用和分类

### 凸轮机构的优缺点：

#### 优点：

只要设计出适当的凸轮轮廓，即可使从动件实现预期的运动规律；结构简单、紧凑、工作可靠。

#### 缺点：

凸轮为高副接触（点或线），压强较大，容易磨损，凸轮轮廓加工比较困难，费用较高。





## 第三章 凸轮机构

---

3-1 凸轮机构的应用和类型

3-2 从动件的运动规律

3-3 凸轮机构的压力角

3-4 图解法设计凸轮轮廓

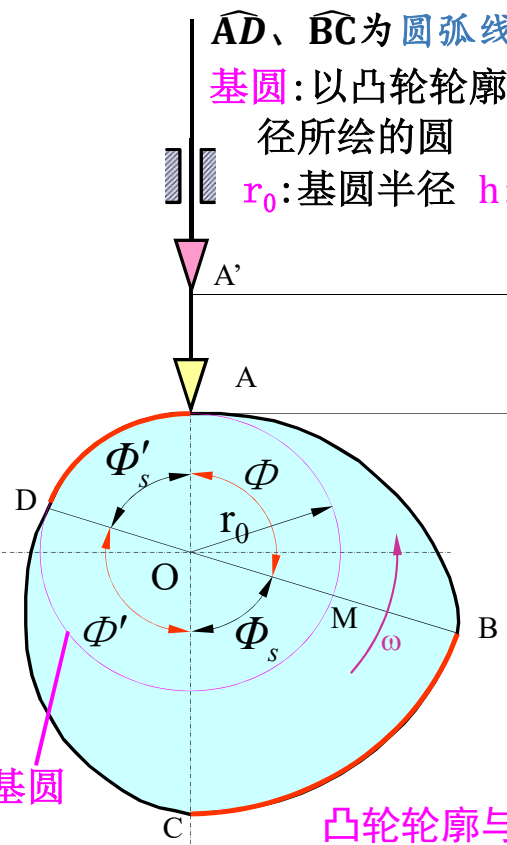


# 3-2 从动件的运动规律

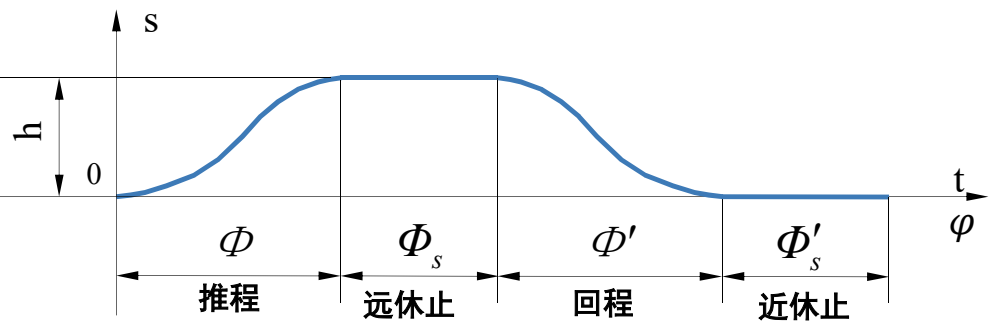
## 一. 凸轮机构的运动过程

凸轮绕O点转动

$\widehat{AD}$ 、 $\widehat{BC}$ 为圆弧线 (圆心为O)  
基圆: 以凸轮轮廓最小向径为半径所绘的圆  
 $r_0$ : 基圆半径  $h$ : 从动件行程



凸轮轮廓与从动件位移图



$\phi$  代表凸轮的转角  
 $s$  代表推杆的位移  
 $t = \phi / \omega$   
 $\omega$ : 凸轮转速 (匀速)

### 1. 推程

凸轮 :  $A \rightarrow B$  推杆:  $A \rightarrow A'$  (最近到最远)  $\Phi$  称为推程运动角

### 2. 远休程

凸轮 :  $B \rightarrow C$  推杆: 在  $A'$  (最远处) 不动  $\Phi_s$  称为远休止角

### 3. 回程

凸轮 :  $C \rightarrow D$  推杆:  $A' \rightarrow A$  (最远到最近)  $\Phi'$  称为回程运动角

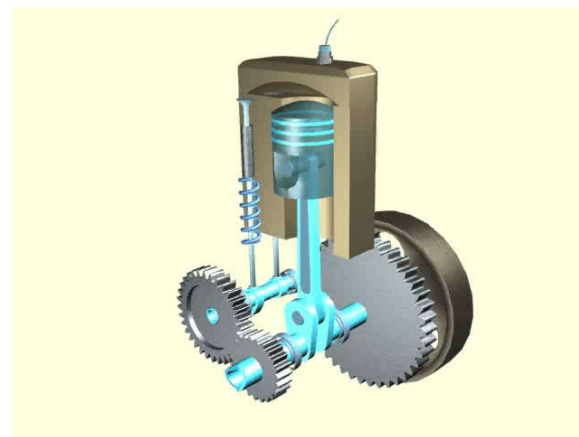
### 4. 近休程

凸轮 :  $D \rightarrow A$  推杆: 在  $A$  (最近处) 不动  $\Phi'_s$  称为近休止角

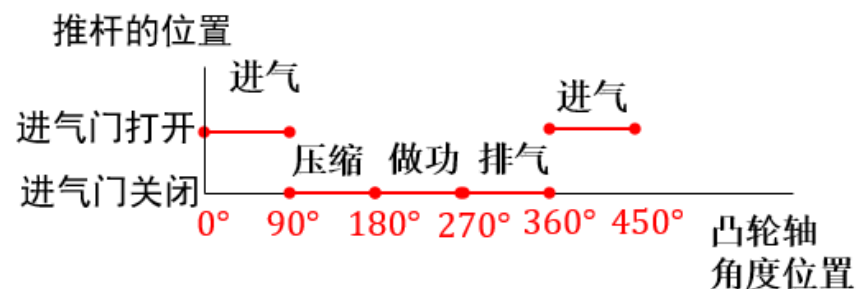
## 3-2 从动件的运动规律

### 二. 从动件运动规律

研究的问题：推杆如何从A点运动到B点  
(如以什么样的运动方式将进气门打开和关闭)



- 1 等速运动
- 2 等加速等减速运动
- 3 简谐运动
- 4 摆线运动



## 3-2 从动件的运动规律

### 1. 等速运动规律

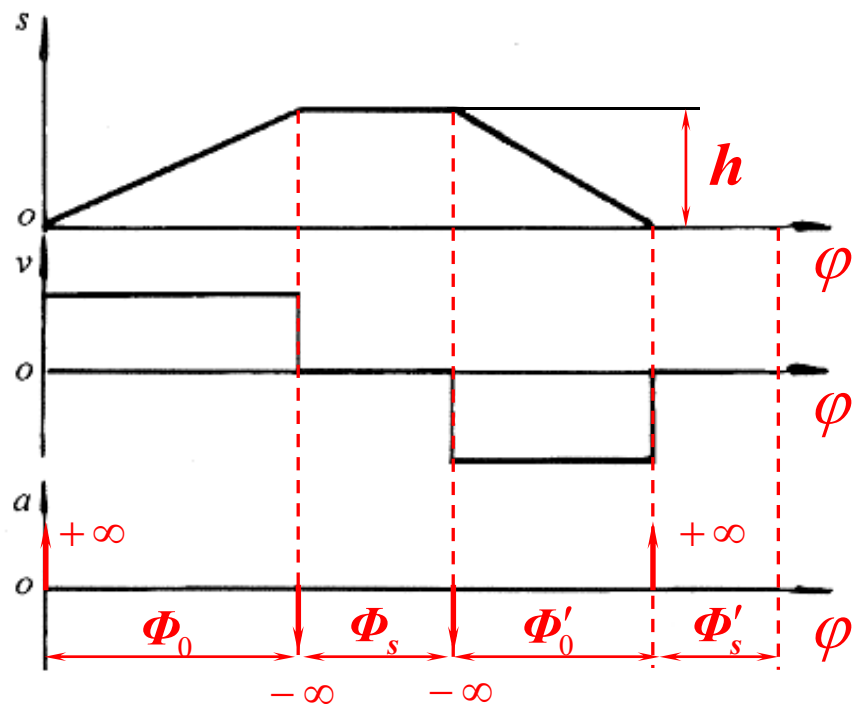
推程运动方程

$$0 \leq \varphi \leq \Phi_0$$

从动件位移  $s = \frac{h}{\Phi_0} \varphi$

$$v = \frac{h}{\Phi_0} \omega_1$$

$$a = 0$$



## 3-2 从动件的运动规律

### 1. 等速运动规律

#### 远休程运动方程

$$\Phi_0 < \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s$$

$$s = h$$

$$v = 0$$

$$a = 0$$

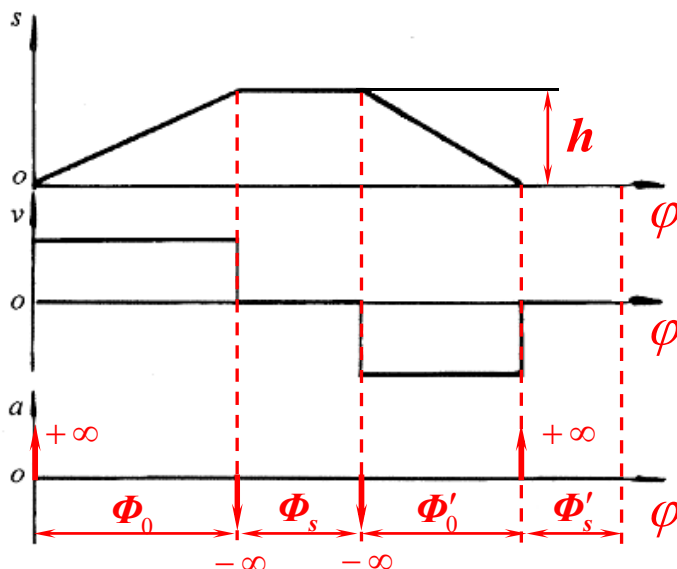
#### 回程运动方程

$$\Phi_0 + \Phi_s \leq \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0$$

$$s = h \left[ 1 - \frac{\varphi - (\Phi_0 + \Phi_s)}{\Phi'_0} \right]$$

$$v = -\frac{h}{\Phi'_0} \omega_1$$

$$a = 0$$



#### 近休程运动方程

$$s = 0$$

$$v = 0$$

$$\Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0 \leq \varphi \leq \Phi_0 + \Phi_s + \Phi'_0 + \Phi'_s$$

$$a = 0$$

**冲击特性：**始点、末点加速度无穷大

加速度发生突变且突变为无穷大而引起的冲击称为  
**刚性冲击**，会产生巨大惯性力导致强烈冲击

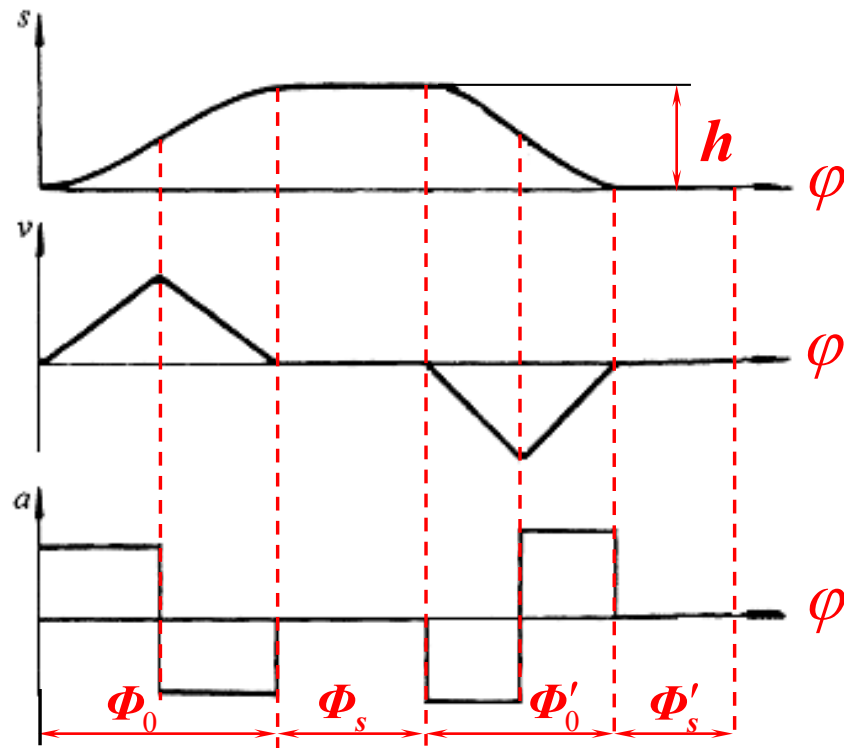
## 3-2 从动件的运动规律

### 2. 等加速等减速运动规律-二次多项式运动规律

冲击特性：加速度有突变，为有限突变

加速度发生有限值突变而引起的冲击称为柔性冲击

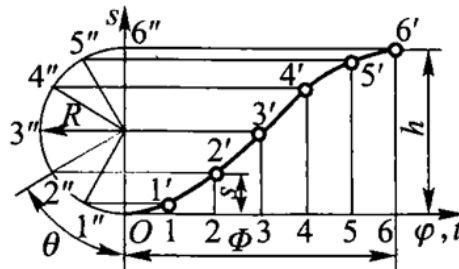
柔性冲击适用于中、低速，  
高速也会产生不良影响



## 3-2 从动件的运动规律

### 3. 余弦加速度（简谐）运动规律

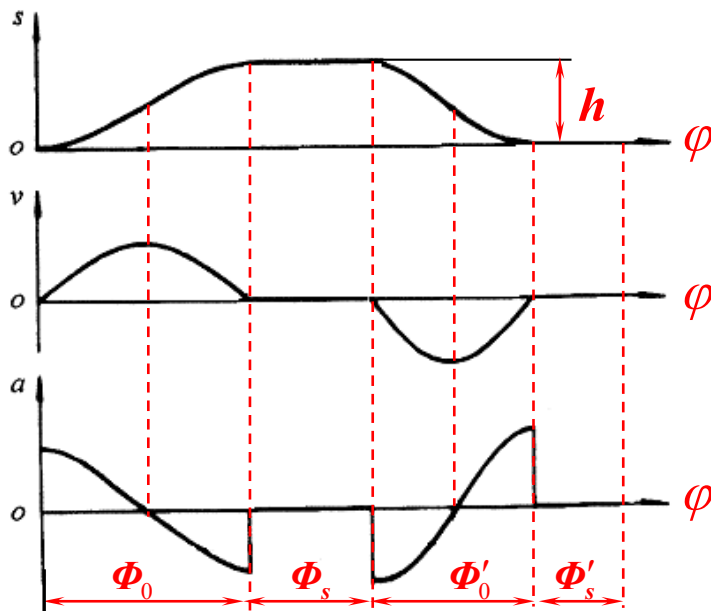
点在圆周上做匀速运动时，它在这个圆的直径上的投影点的运动称为简谐运动。



有没有刚性冲击？ 没有

有没有柔性冲击？ 有

柔性冲击适用于中、低速，  
高速也会产生不良影响



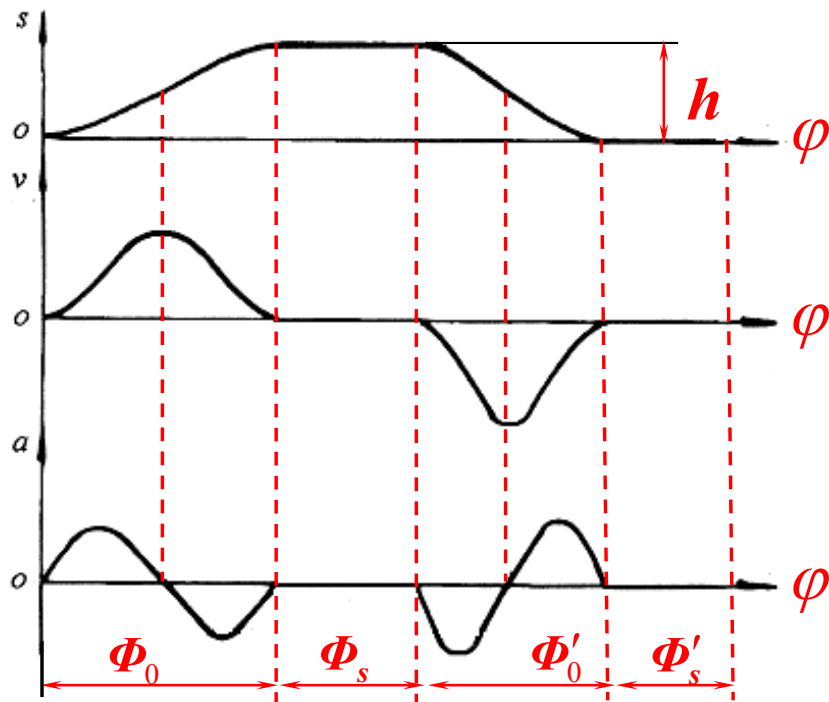
## 3-2 从动件的运动规律

### 4. 正弦加速度（摆线）运动规律

有没有刚性冲击？ 没有

有没有柔性冲击？ 没有

运动平稳，可以用于重载高速



和等速运动轨迹比，有什么缺点？

运动轨迹复杂所需加工的凸轮轮廓复杂，对加工精度要求高，成本高





## 3-2 从动件的运动规律

### 三、从动件运动规律的选择

在选择从动件的运动规律时，除要考虑**刚性冲击**与**柔性冲击**外，还应该考虑各种运动规律的速度幅值  $v_{\max}$ 、加速度幅值  $a_{\max}$  及其影响加以分析和比较。

$v_{\max}$   $\longrightarrow$  从动件动量  $mv_{\max}$

$a_{\max}$   $\longrightarrow$  从动件惯性力  $ma_{\max}$



## 3-2 从动件的运动规律

**对于重载的凸轮机构**，由于其动量 $mv$ 较大，当从动件突然被阻止时，将出现很大的冲击力。因此对这类从动件应选择  $v_{\max}$  值较小的运动规律；

**对于高速轻载的凸轮机构**，当凸轮加速运转时，从动件将产生很大的惯性力从而增加运动副中的动压力和摩擦力，加剧磨损、降低使用寿命。因此，宜选择  $a_{\max}$  值较小的运动规律，以减小惯性力，改善其动力性能。



## 第三章 凸轮机构

---

3-1 凸轮机构的应用和类型

3-2 从动件的运动规律

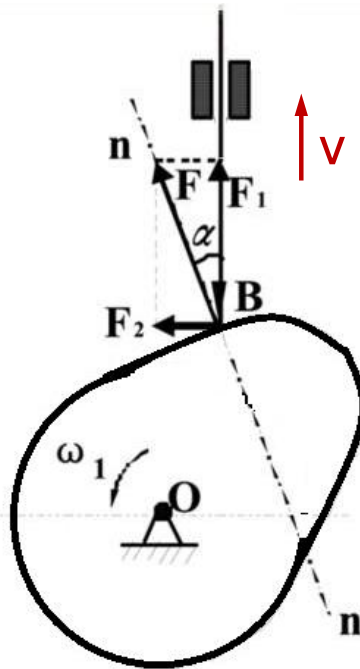
3-3 凸轮机构的压力角

3-4 图解法设计凸轮轮廓

### 3-3 凸轮机构的压力角

**压力角**：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。

**自锁**：当压力角增大到一定程度，有害分力 $F_2$ 在导路中所引起的摩擦阻力大于有用分力 $F_1$ ，此时无论凸轮施加多大的驱动力，从动件都不能运动。



因此，需要对压力角进行校核计算。

### 3-3 凸轮机构的压力角

压力角计算表达式：

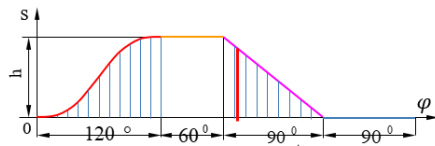
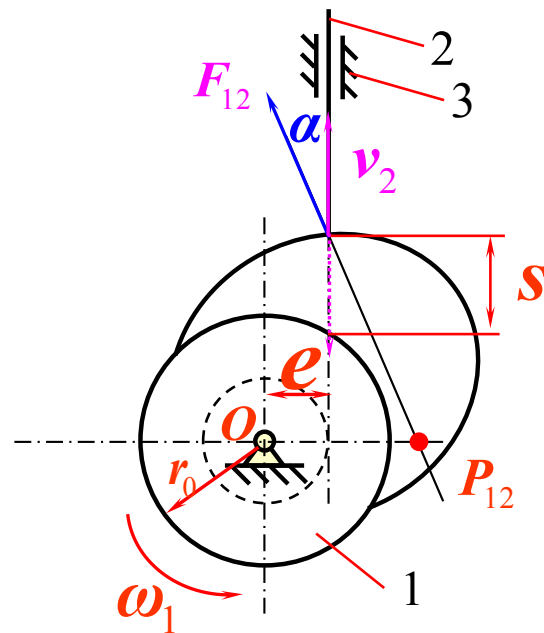
$$\tan \alpha = \frac{\overline{OP_{12}} \mp e}{s_0 + s}$$

其中：  $\overline{OP_{12}} = \frac{v}{w} = \frac{ds}{d\varphi}$       $s_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$

得到：  $\tan \alpha = \frac{ds/d\varphi \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s}$

$ds/d\varphi$ ,  $s$  — 凸轮运动规律

$r_0$ ,  $e$  — 凸轮基本尺寸





### 3-3 凸轮机构的压力角

在设计凸轮时，当从动件的运动规律  $s(\varphi)$  已经确定，凸轮机构的许用压力角  $[\alpha]$  也已经确定，如何确定凸轮的基圆半径  $r_0$  和偏距  $e$ ，使凸轮机构的最大压力角  $\alpha_{\max}$  小于或等于许用压力角  $[\alpha]$ ？

$$\tan \alpha = \frac{ds/d\varphi \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s}$$

$$\alpha_{\max} \leq [\alpha]$$

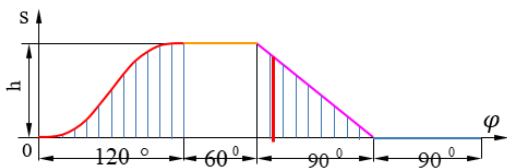
基圆半径  $r_0$  越小，压力角越大。基圆半径  $r_0$  过小，压力角就会超过许用值；

为了缩小凸轮尺寸，实际设计中在保证压力角不超过许用值的前提下，选取尽可能小的基圆半径  $r_0$ 。

## 3-3 凸轮机构的压力角

压力角表达式中分子和分母都有偏距 $e$ ，如何确定最大压力角 $\alpha_{\max}$ ？（图解法求极值）

1. 以 $\frac{ds}{d\varphi}$ 为横坐标， $s$ 为纵坐标建立坐标系，根据给定的运动规律 $s(\varphi)$ 画出一条曲线 $C$

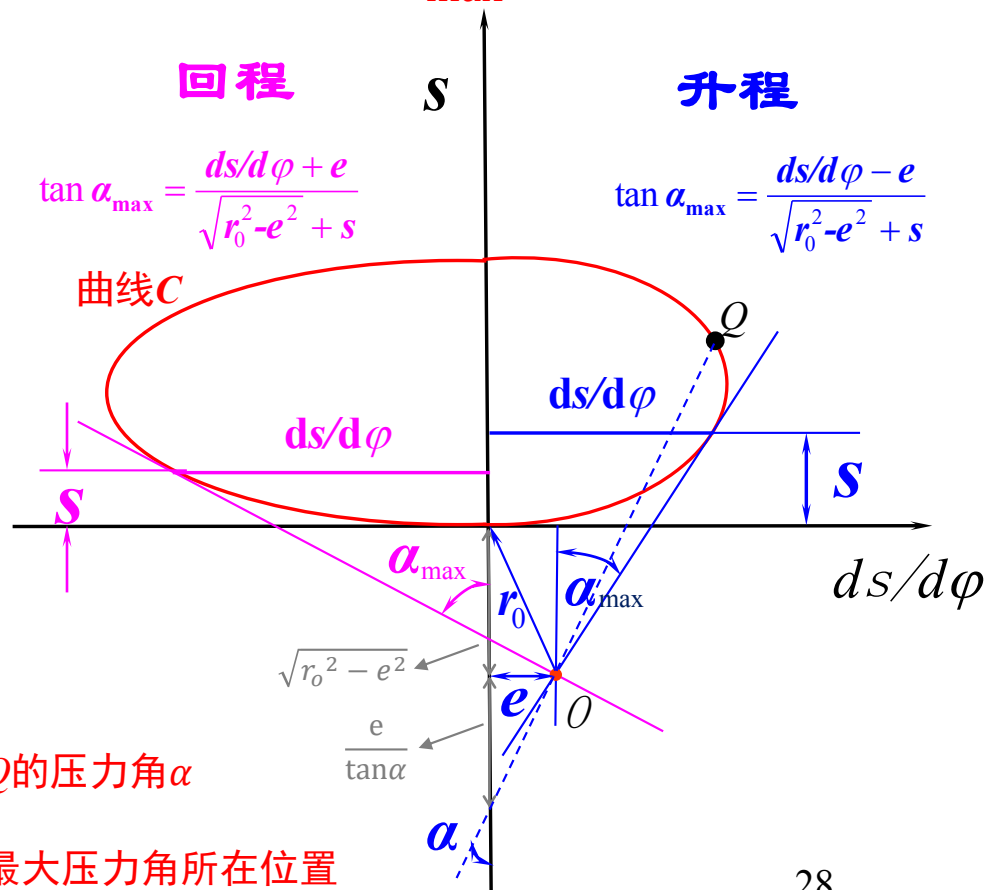


2. 取一点 $O$ ，使其到纵坐标的距离为 $e$ ，到原点的距离为 $r_0$

$$\tan \alpha = \frac{ds/d\varphi \mp e}{\sqrt{r_0^2 - e^2} + s} \rightarrow s = \frac{1}{\tan \alpha} \cdot \frac{ds}{d\varphi} - \left( \frac{e}{\tan \alpha} + \sqrt{r_0^2 - e^2} \right)$$

$\therefore$  曲线 $C$ 上任意一点 $Q$ 和点 $O$ 的连线与纵坐标的夹角即为该点 $Q$ 的压力角 $\alpha$

$\alpha_{\max}$ 何时最大？ 过 $O$ 点做曲线 $C$ 的切线，分别为推程和回程最大压力角所在位置



### 3-3 凸轮机构的压力角

解答刚才的问题：

在设计凸轮时，当从动件的运动规律 $s(\varphi)$ 已经确定，凸轮机构的许用压力角 $[\alpha]$ 也已经确定，如何确定凸轮的基圆半径 $r_o$ 和偏距 $e$ ，使凸轮机构的最大压力角 $\alpha_{max}$ 小于或等于许用压力角 $[\alpha]$ ？（图解法）

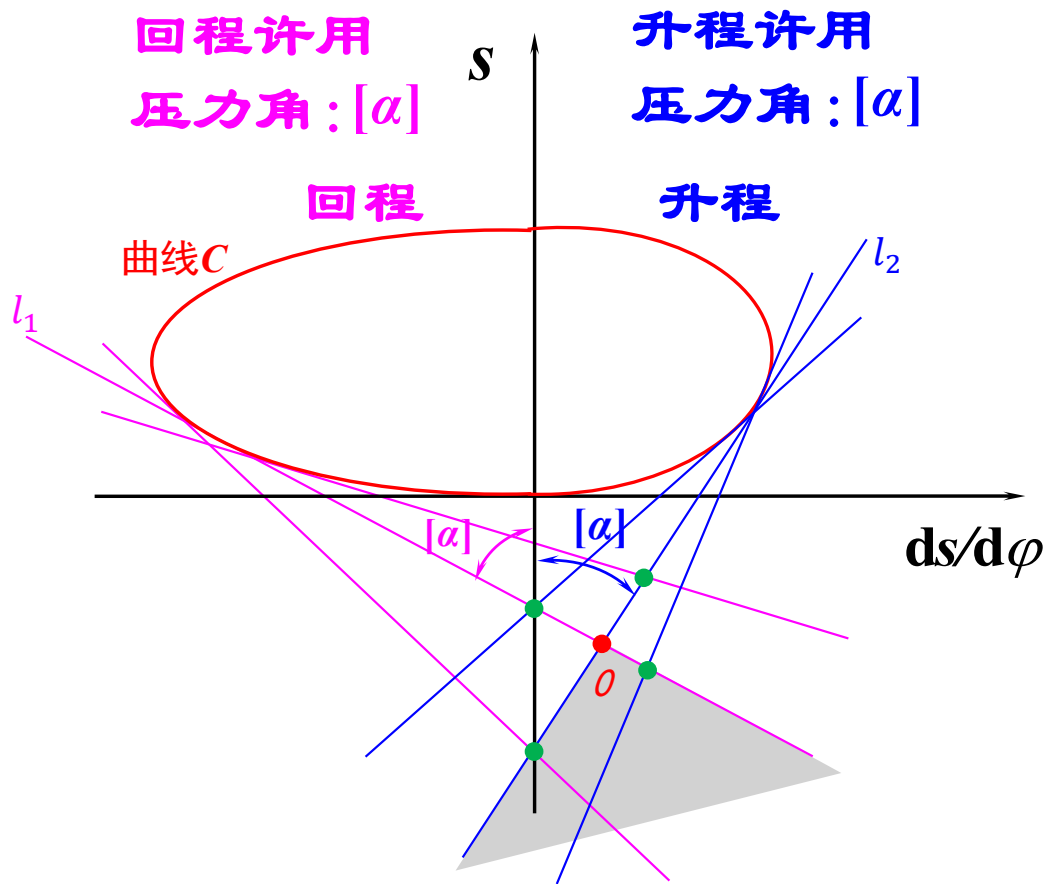
做曲线 $C$ 的两条切线 $l_1$ 、 $l_2$ ，使其与纵坐标的夹角分别等于回程和推程的许用压力角 $[\alpha]$ 、 $[\alpha]$

则图中灰色的区域代表满足使凸轮机构的最大压力角 $\alpha_{max}$ 小于或等于许用压力角 $[\alpha]$ 的所有 $O$ 点

其中 $O$ 点到纵坐标的距离代表偏距 $e$ ， $O$ 点到原点的距离代表基圆半径 $r_o$

如果把 $O$ 点选在红色点处会发生什么？

满足条件的基圆半径 $r_o$ 最小的点，  
此处 $\alpha_{max}=[\alpha]$ ， $\alpha_{max}=[\alpha]$



通过许用压力角确定基圆与偏心距





## 第三章 凸轮机构

---

3-1 凸轮机构的应用和类型

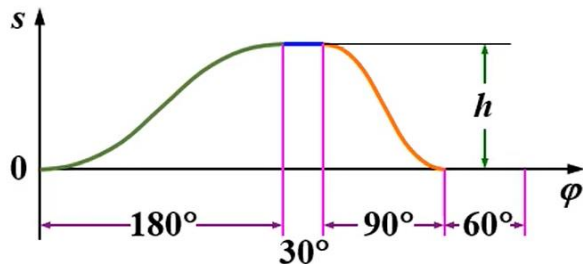
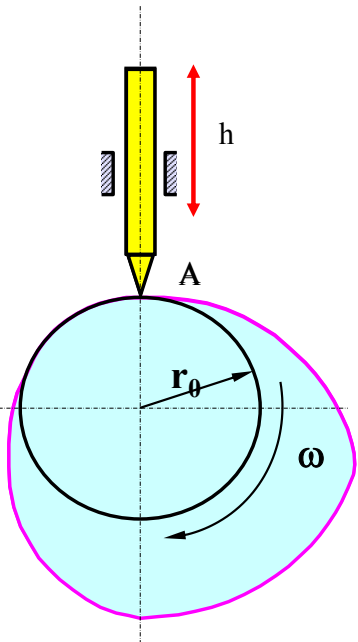
3-2 从动件的运动规律

3-3 凸轮机构的压力角

3-4 图解法设计凸轮轮廓

## 3-4 图解法设计凸轮廓线

### 凸轮理论廓线设计的基本原理

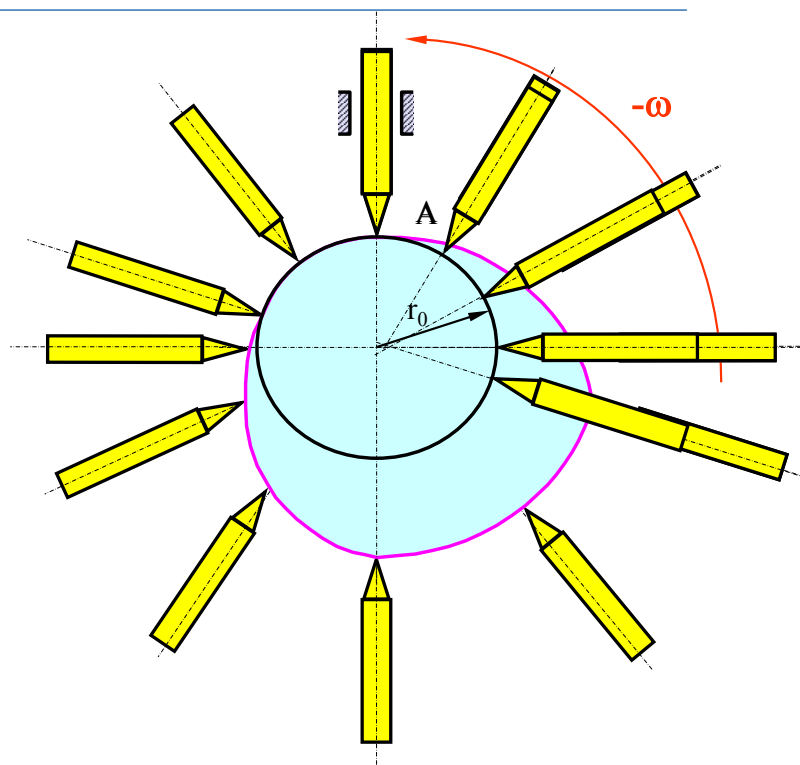


已知：凸轮需要满足的运动规律  
如何设计凸轮的轮廓？

凸轮工作时是运动的，而绘制图纸时却要凸轮与图纸相对静止，怎么处理？

**反转法：**

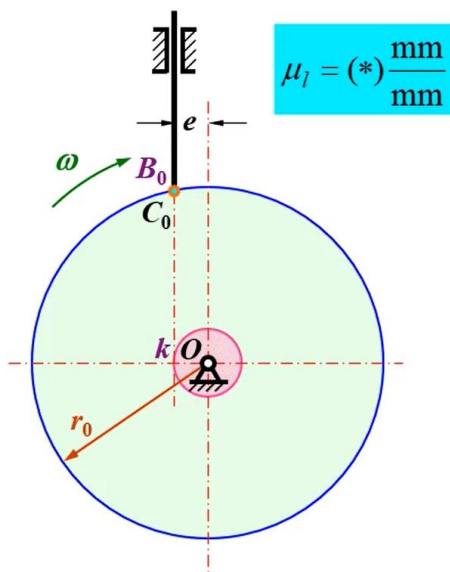
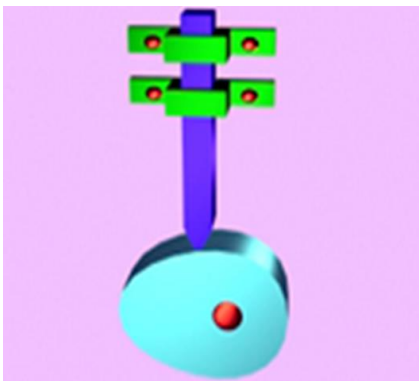
- ☐ 对整个系统施加 $-\omega$ 运动
- ☐ 此时，凸轮保持不动
- ☐ 推杆作复合运动=反转运动 $(-\omega)$  + 预期运动
- ☐ 不会改变相对运动关系



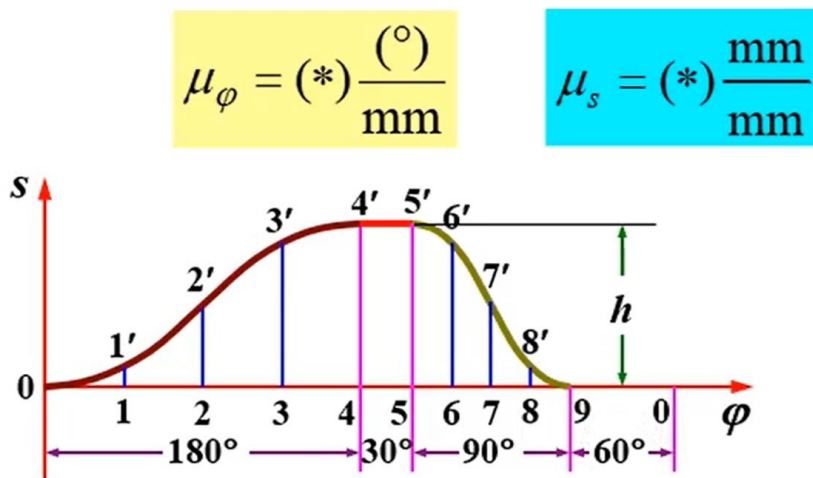
## 3-4 图解法设计凸轮廓线

### 1、偏置尖顶直动从动件盘型凸轮

(1) 选取长度比例尺  $\mu_l$ ，以  $r_0$  为半径作基圆，以  $e$  为半径作偏距圆，导路线与基圆交点  $B_0(C_0)$  为从动件尖端起始位置。

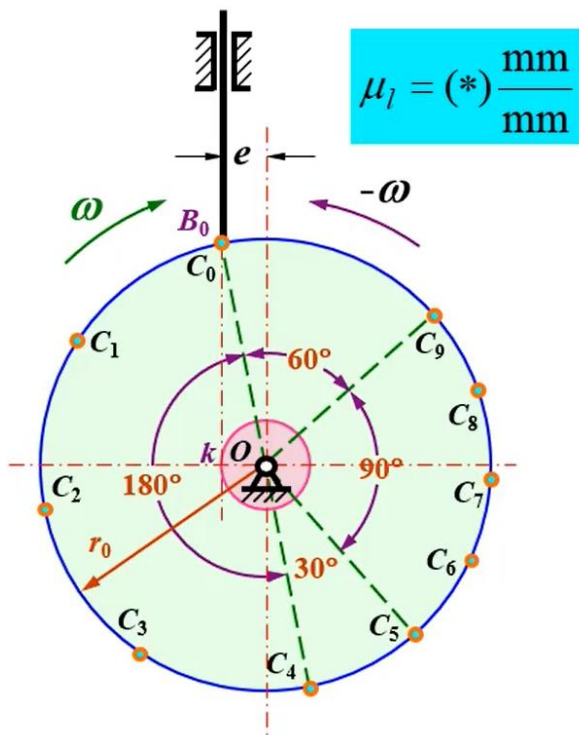


(2) 选取横坐标角度比例尺  $\mu_\varphi$ ，纵坐标长度比例尺  $\mu_s = \mu_l$ ，绘制从动件位移曲线，将推程运动角、回程运动角若干等分。

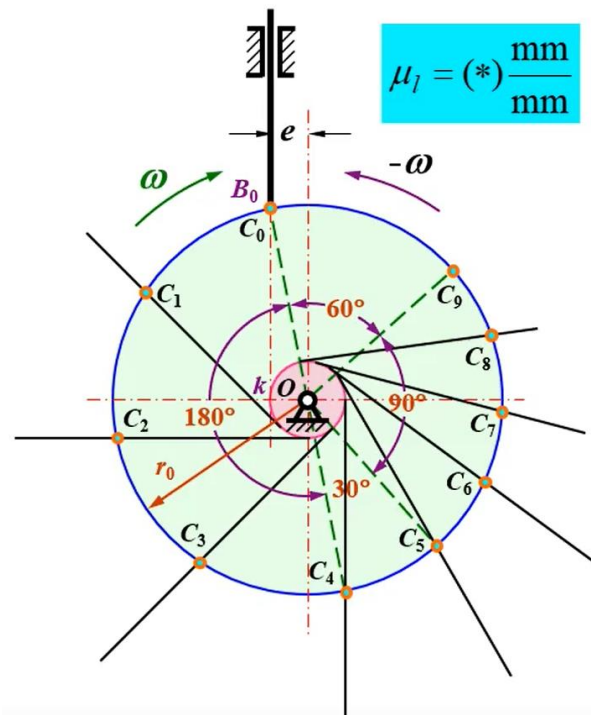


### 3-4 图解法设计凸轮廓线

(3) 自  $O C_0$  开始, 沿  $-\omega$  取推程运动角、远休止角、回程运动角、近休止角, 画出等分点。



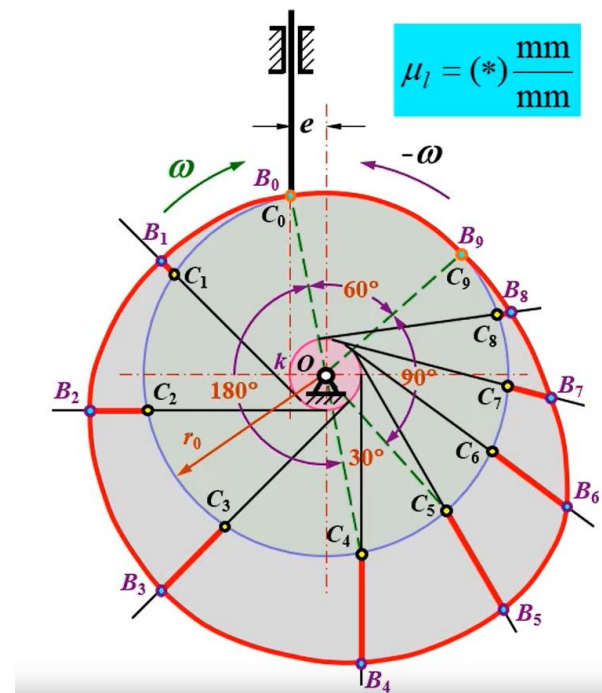
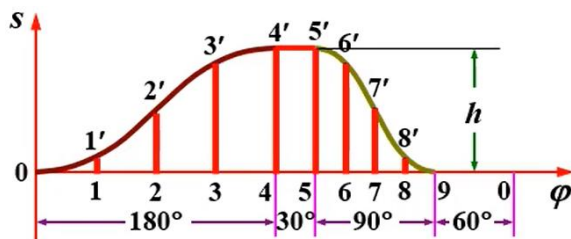
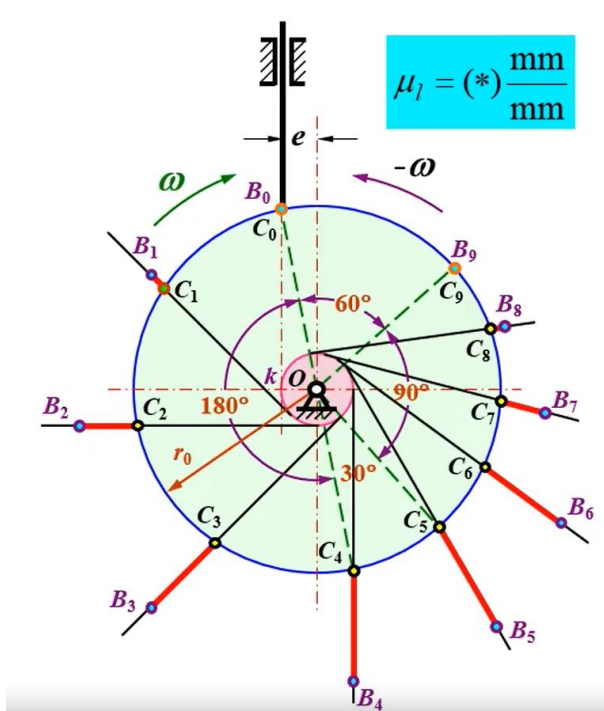
(4) 过  $C_1, C_2, C_3 \dots$  作偏距圆的一系列切线, 得到反转后从动件导路的一系列位置。



## 3-4 图解法设计凸轮廓线

(5) 沿各切线自基圆开始量取从动件相应的位移量，得到反转后尖顶的一系列位置。

(6) 将  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$ ... 连成光滑曲线得到凸轮轮廓曲线。



## 3-4 图解法设计凸轮廓线

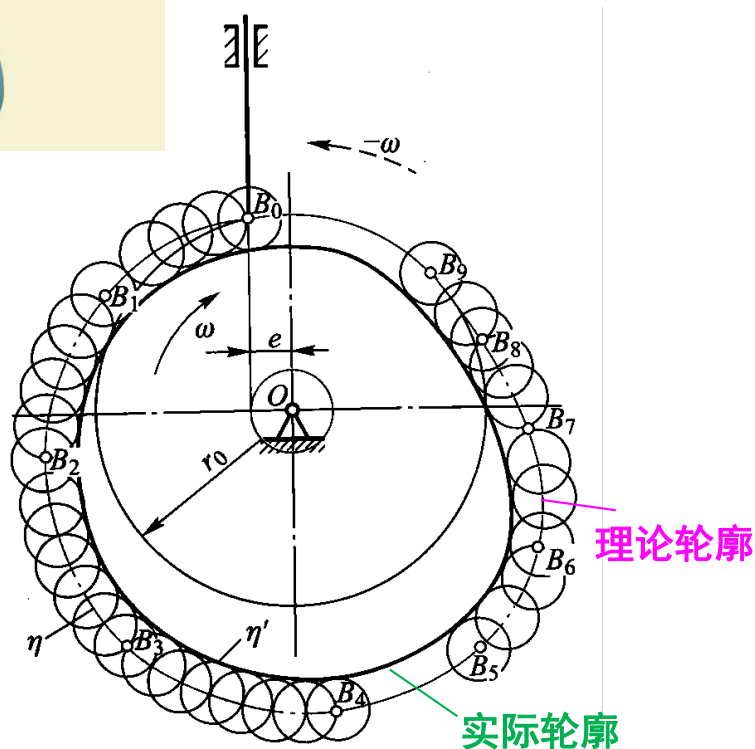
### 2、滚子直动从动件盘型凸轮

将以上例子中的尖顶改为**滚子**，滚子半径为 $r$ ，设计凸轮廓线。

- (1) 把滚子中心看作尖顶从动件的尖顶，按上面讲述的方法求出一条轮廓曲线（**理论廓线**）；
- (2) 以理论廓线上各点为中心，以滚子半径为半径作一系列圆；
- (3) 作这些圆的包络线，便是使用滚子从动件时凸轮的**实际轮廓**。

计算基圆半径、压力角要以**理论轮廓**来看而不是实际轮廓，为什么？

因为从动件的受力点在**理论廓线**上  
(力通过滚子中心传递到从动件)



## 3-4 图解法设计凸轮廓线

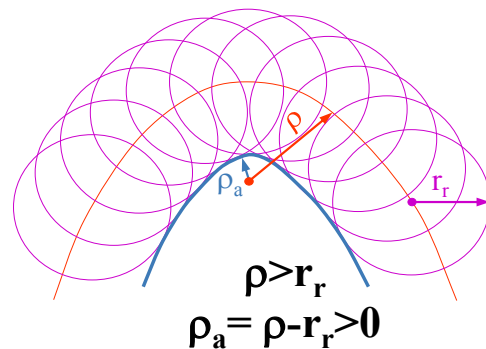
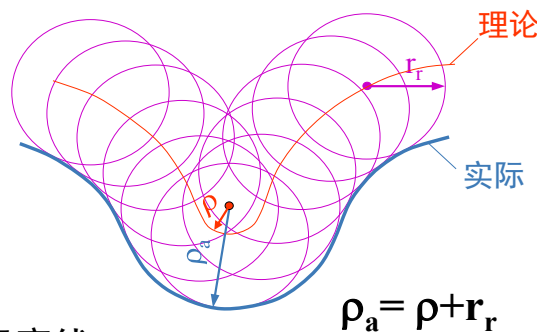
### 滚子半径的选择

- 实际廓线曲率半径:  $\rho_a$
- 理论廓线曲率半径:  $\rho$
- 滚子半径:  $r_r$

#### 1 内凹凸轮廓线 $\rho_a = \rho + r_r$

内凹凸轮廓线对滚子半径  $r_r$  有限制吗?

没有, 无论滚子半径多大, 总能由理论廓线得到实际廓线

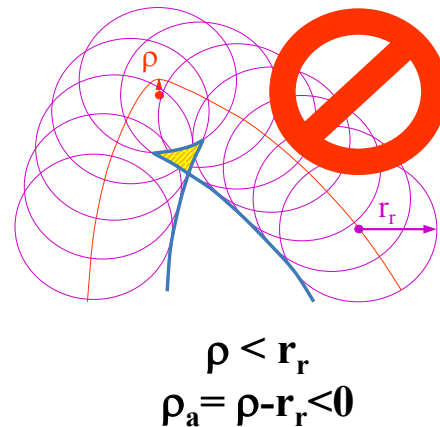
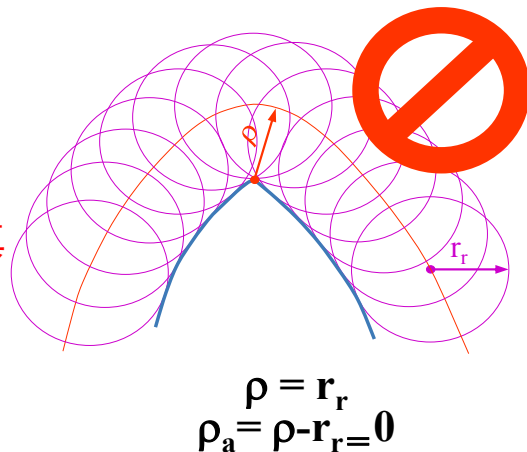


#### 2 外凸凸轮廓线 $\rho_a = \rho - r_r$

$\rho > r_r$ ,  $\rho_a > 0$ , 实际廓线平滑

$\rho = r_r$ ,  $\rho_a = 0$  ? 实际廓线变尖, 尖点易磨损, 运动失真

$\rho < r_r$ ,  $\rho_a < 0$  ? 实际廓线出现交叉, 切割, 运动失真



外凸凸轮廓线对滚子半径有限制吗?

$\rho_{\min} > r_r$ , 实际设计时应保证  $\rho_{a\min} = \rho_{\min} - r_r \geq [\rho_a] = 3 \sim 5 \text{ mm}$

## 3-4 图解法设计凸轮廓线

### 3、平底直动从动件盘型凸轮

(1) 取平底与从动件导路的交点  $B_0$  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法, 求出尖顶反转后的一系列位置  $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3$ ;

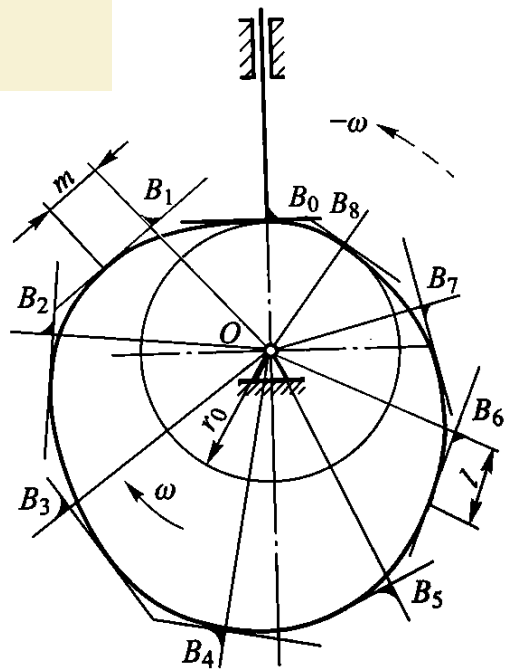
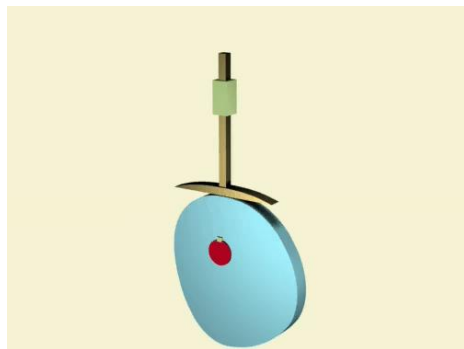
(2) 过这些点画出一系列平底, 得到反转后平底的一系列位置;

(3) 作这些平底的包络线, 便得到凸轮的实际轮廓曲线。

**思考：设计平底从动件时需要注意什么？**

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从动件导路至左、右最远切点的距离  $m$  和  $l$ 。

(确保运动不失真)

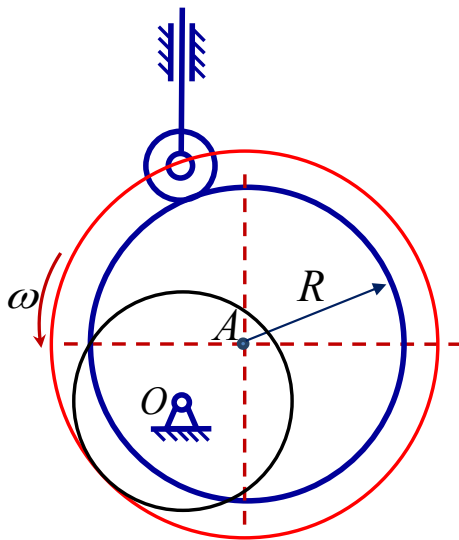




## 3-4 图解法设计凸轮廓线

对心滚子直动从动件盘形凸轮机构中，凸轮的实际廓线为一圆，A点为圆心，半径 $R = 40\text{mm}$ ，凸轮绕O点逆时针匀速转动， $l_{OA} = 25\text{mm}$ ，滚子半径 $r_r = 10\text{mm}$ 。

- (1) 理论轮廓线？
- (2) 基圆半径  $r_0 = ?$
- (3) 从动件行程？
- (4) 推程中的最大压力角  $\alpha_{\max} = ?$



# 机械设计基础

## 第四章 齿轮机构

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型



齿轮是一种常用的传动零件。

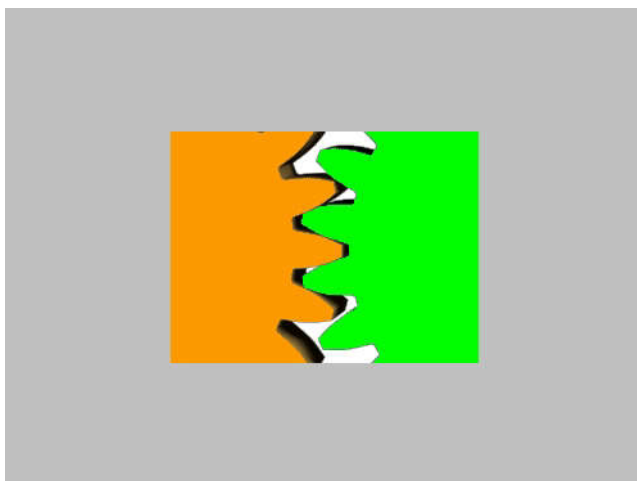
战国时期就已经使用铜齿轮。

校徽的外圈也是由齿轮组成。



## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 一、齿轮机构的特点与类型



典型的齿轮传动

齿轮机构是现代机械中应用最广泛的一种传动机构，与其它传动机构相比，齿轮机构的：

#### 优点：

- 能保证恒定的传动比；
- 效率高；
- 寿命长；
- 工作可靠性高；
- 可用来传递空间任意两轴之间的运动和动力；
- 其传递的功率与适用的速度范围大。

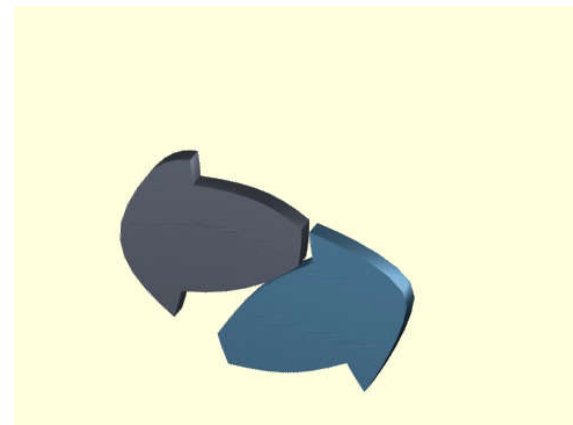
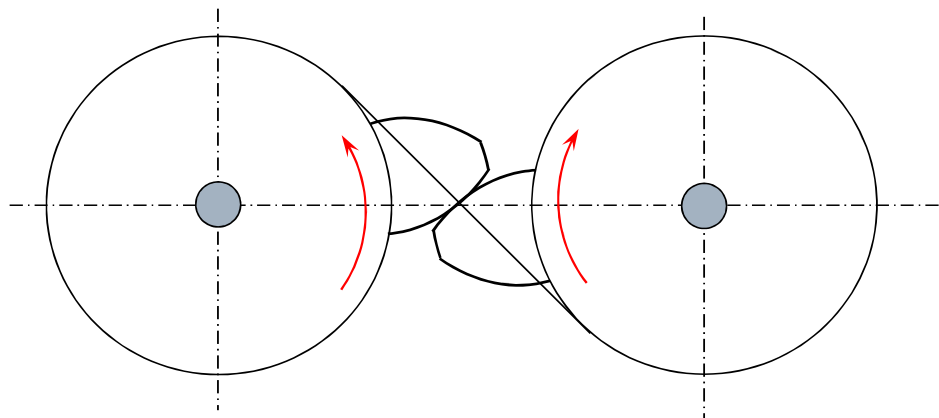
#### 缺点：

- 不适合实现远距离两轴之间的传动；
- 制造安装费用较高，低精度齿轮传动的振动噪声较大。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

**齿轮机构是依靠什么传递运动与动力？什么类型的运动副？**

齿轮机构依靠轮齿直接接触构成**高副**来传递两轴之间的运动和动力。



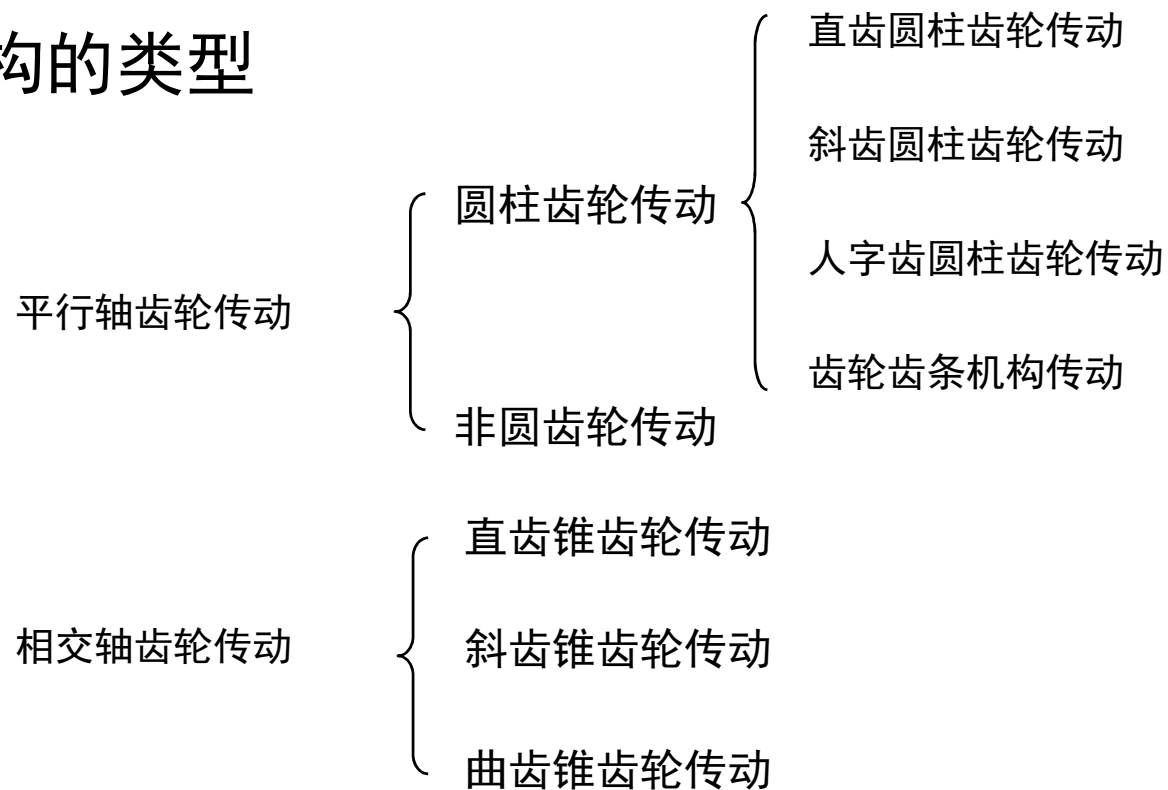
根据一对齿轮实现传动比的情况，它可以分为定传动比和变传动比齿轮机构。

本章仅讨论实现定传动比的圆形齿轮机构。



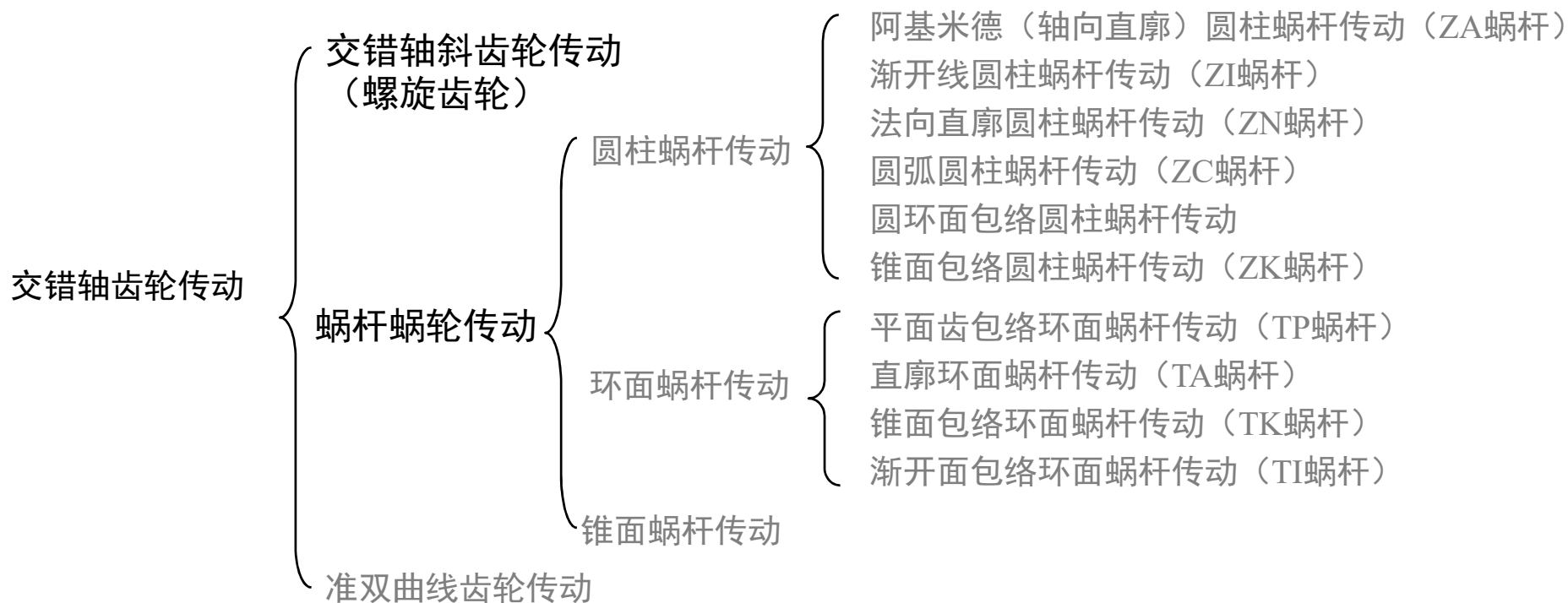
## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 齿轮机构的类型





## § 4-1 齿轮机构的特点与类型



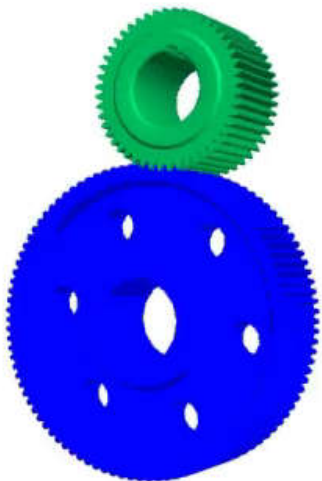


## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

齿轮机构有以下常见类型：

### 1、平行轴之间传递运动

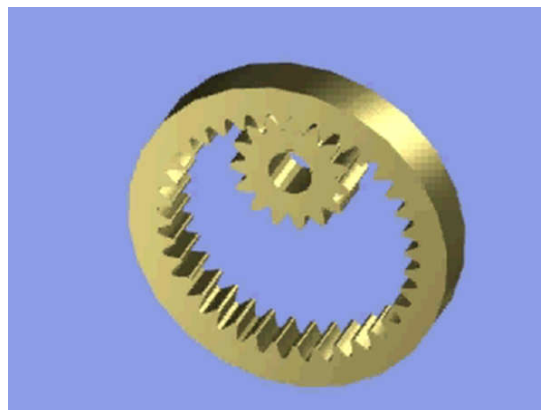
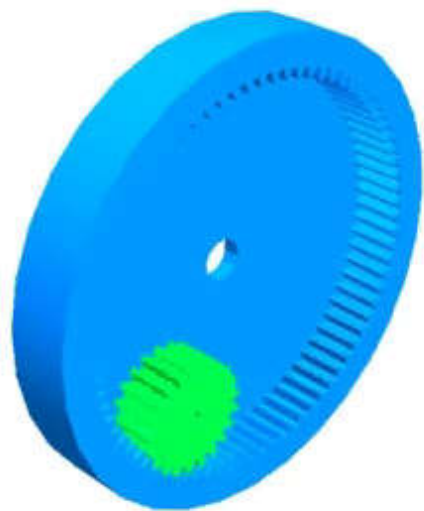
#### (1) 直齿外啮合圆柱齿轮机构



轮齿分布在圆柱体外部，  
且与其轴线平行（**直齿**），  
啮合的两外齿轮转向相反。  
应用广泛。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

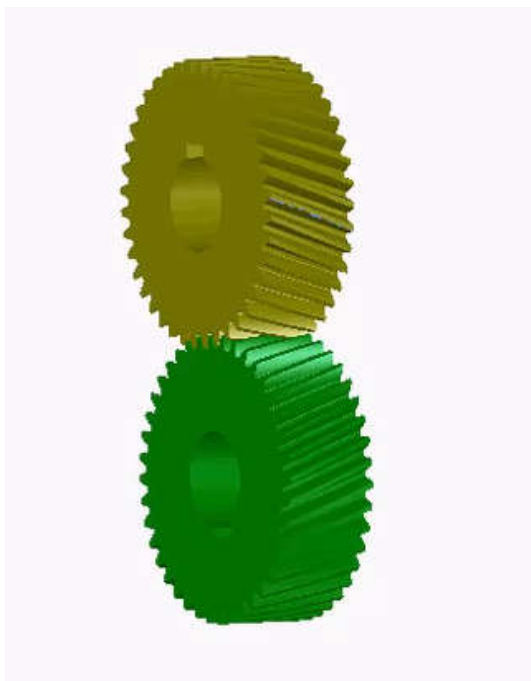
### (2) 直齿内啮合圆柱齿轮机构



轮齿与其轴线平行，分布在空心圆柱体的内部，它与外齿轮啮合时两轮的转向相同。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (3) 斜齿圆柱齿轮机构



轮齿与其轴线倾斜（**斜齿**）。两轮转向相反，传动平稳（同对齿轮接触时间变长），适合于高速传动，但有**轴向力**。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

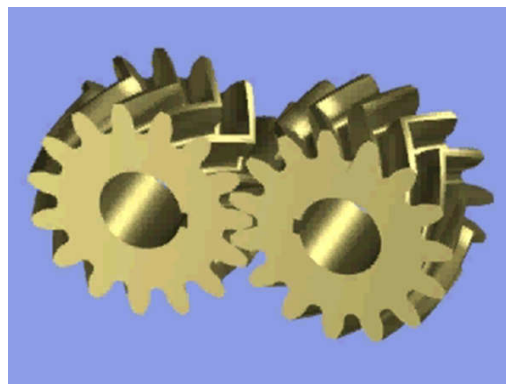
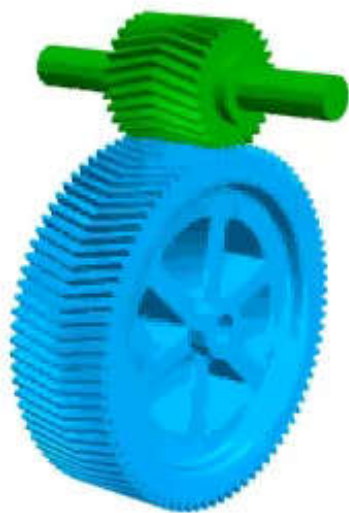
### (4) 斜齿内啮合圆柱齿轮机构



轮齿与其轴线倾斜。内齿轮加工困难。它与斜齿外齿轮啮合时两轮转向相同。有轴向力。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

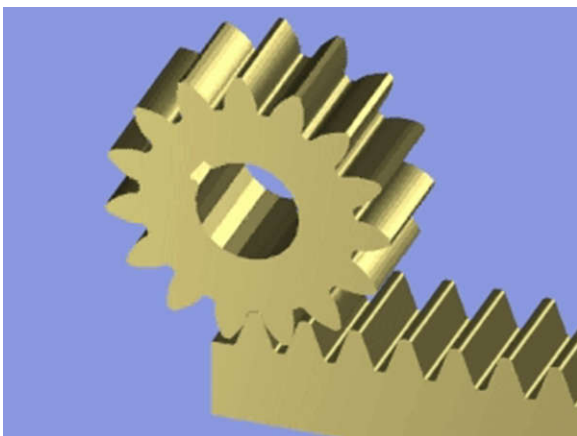
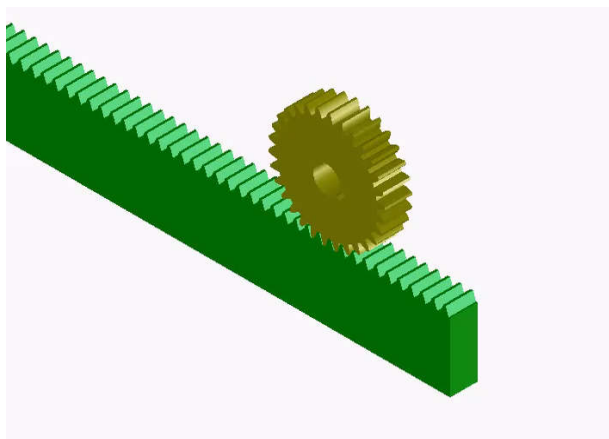
### (5) 人字齿圆柱齿轮机构



由两排旋向相反的斜齿轮对称组成。其轴向力被相互抵消。适合高速和重载传动，但制造成本较高。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

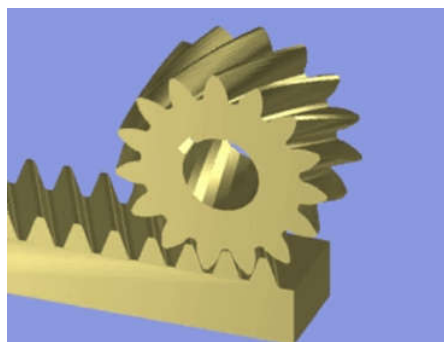
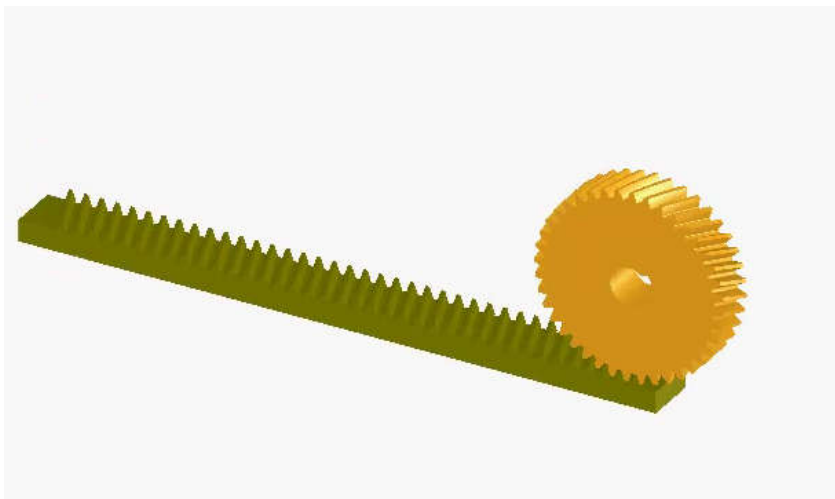
### (6) 直齿齿轮齿条机构



齿数趋于无穷多的外齿轮演变成齿条。它与外齿轮啮合时，齿轮转动，齿条直线移动。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

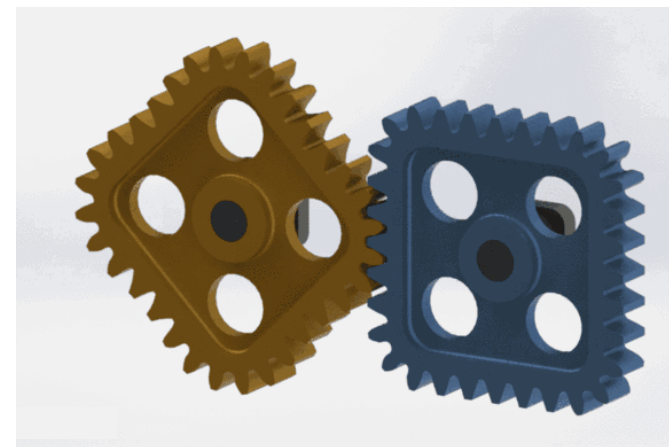
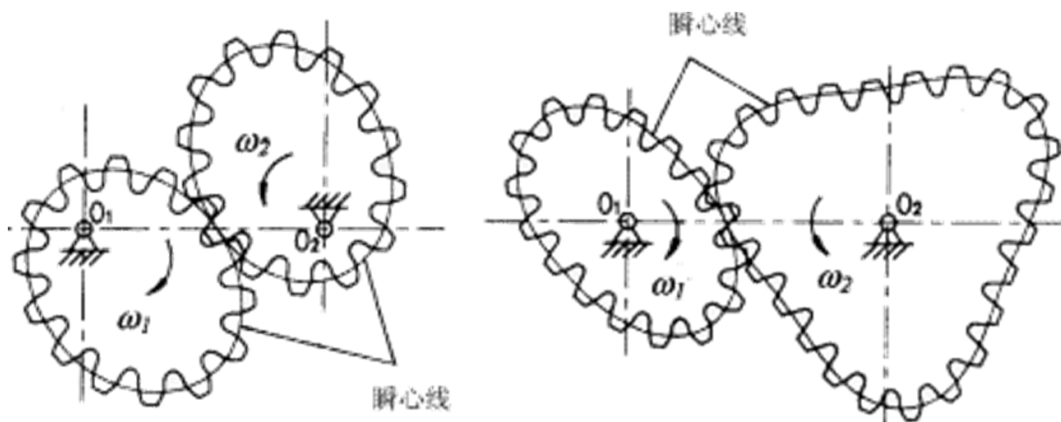
### (7) 斜齿齿轮齿条机构



斜齿轮与斜齿条啮合传动，齿条直线移动。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (8) 非圆齿轮机构



轮齿分布在非圆柱体上，可实现一对齿轮的变传动比。需要专用机床加工，加工成本较高，设计难度较大。



## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 2、相交轴之间传递运动

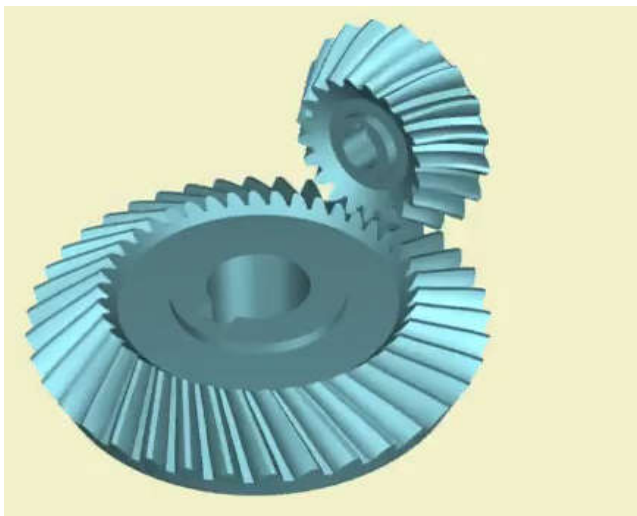
#### (1) 直齿圆锥齿轮机构



轮齿沿圆锥母线排列于截锥表面（**直齿**），是相交轴齿轮传动的基本形式。制造较为简单。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (2) 斜齿圆锥齿轮机构



轮齿倾斜于圆锥  
母线（**斜齿**），制造  
复杂。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (3) 曲齿圆锥齿轮机构

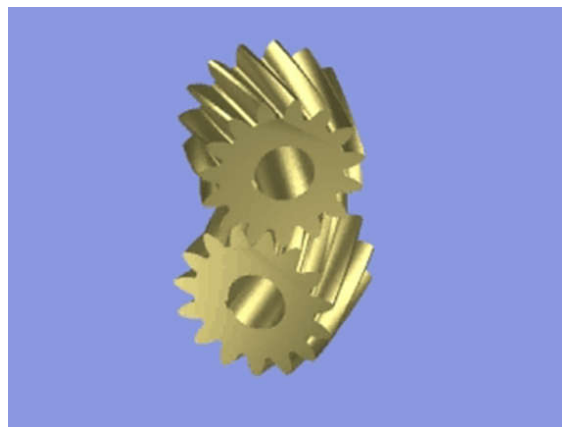


轮齿齿向线是曲线形，传动平稳，适用于高速、重载传动，但制造成本较高。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 3、交错轴之间传递运动

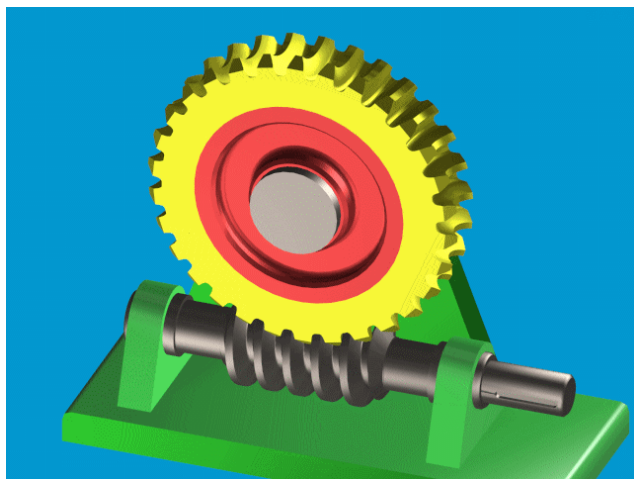
#### (1) 交错轴斜齿圆柱齿轮机构



两螺旋角数值不等的斜齿轮啮合。可组成两轴线任意交错传动，两轮齿为点接触，**滑动速度较大**，主要用于传递运动或轻载传动。

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (2) 蜗杆蜗轮传动

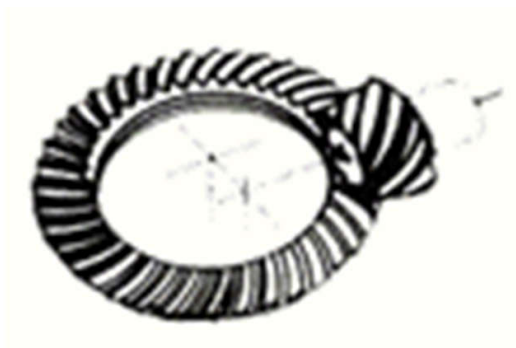
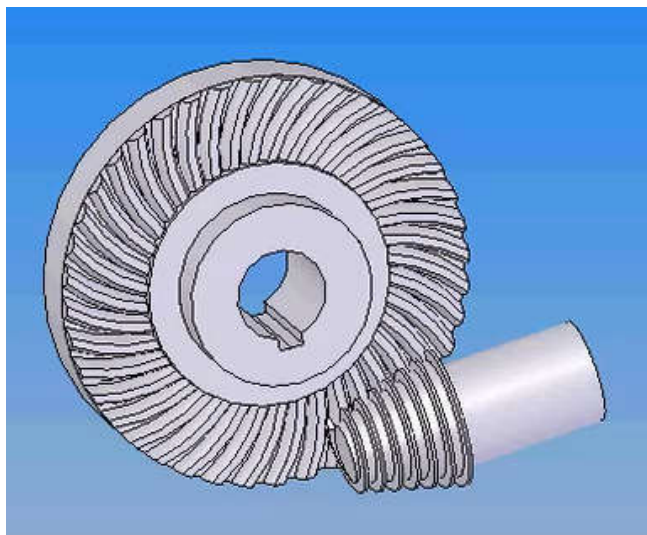


蜗杆蜗轮传动多用于两轴交错角为 $90^\circ$ 的传动，其传动比大，传动平稳，**具有自锁性**（蜗杆可以轻易转动蜗轮，但蜗轮无法转动蜗杆），但效率较低。

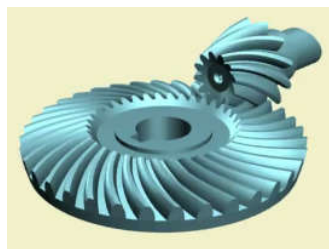
## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (3) 准双曲线齿轮传动

了解



其节曲面为单叶双曲线回转体的一部分。它能实现两轴线中心距较小的交错轴传动，但制造复杂。



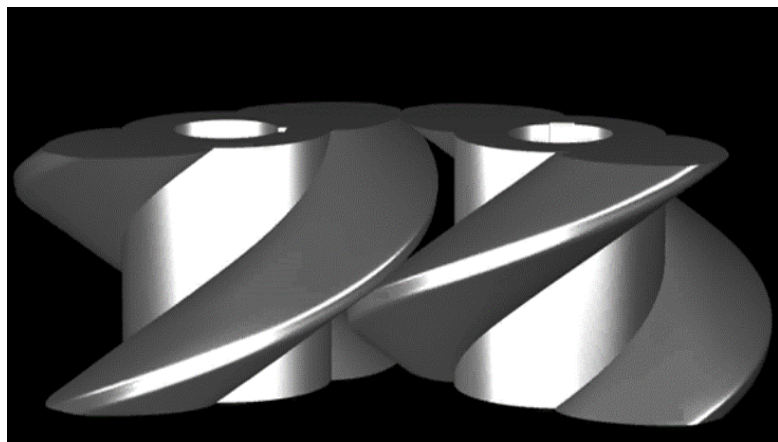
与曲齿圆锥齿轮机构有什么区别？

曲线不同 轴线不相交

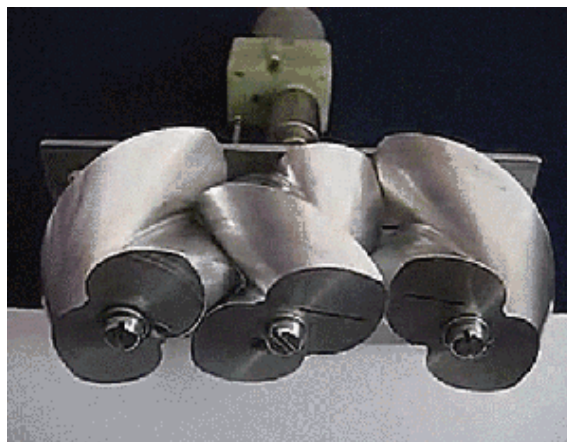
## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 4、特种齿轮

了解



同向传动齿轮机构



传动比 1:1



传动比 3:1

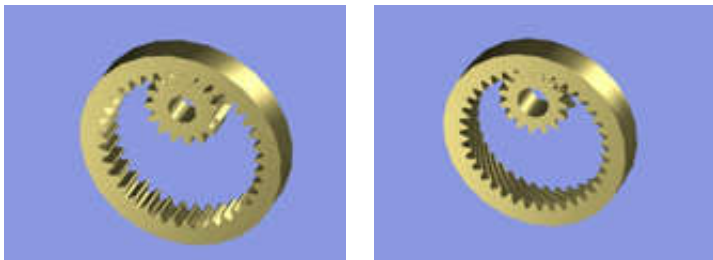
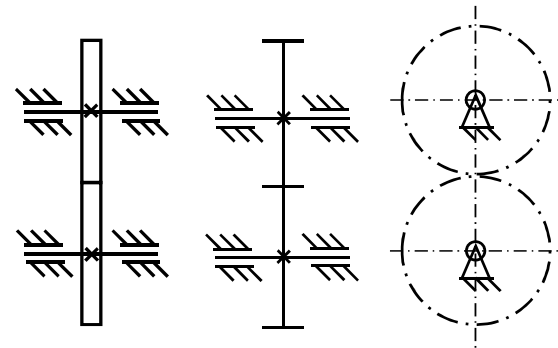


## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

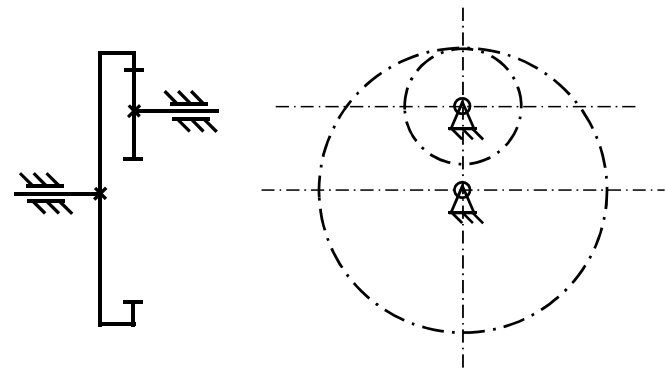
### 二、齿轮机构的机构运动简图



外啮合圆柱齿轮



内外啮合圆柱齿轮

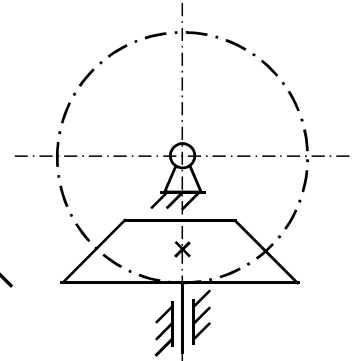
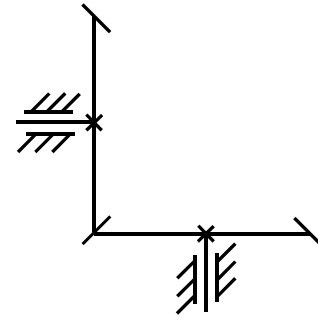
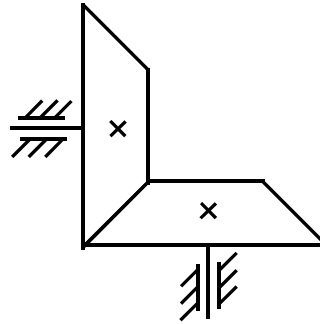




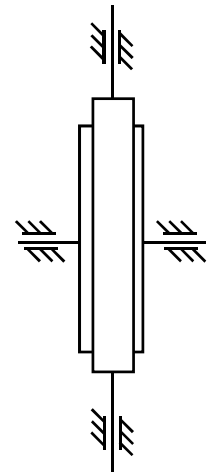
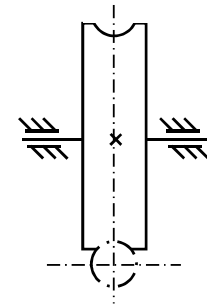
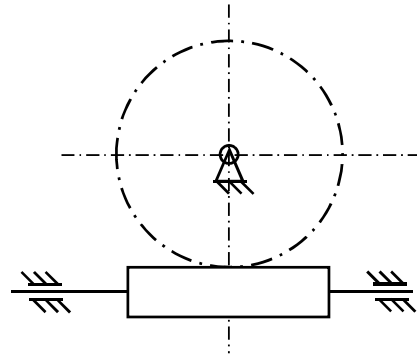
## § 4-1 齿轮机构的特点与类型



圆锥齿轮



蜗杆蜗轮

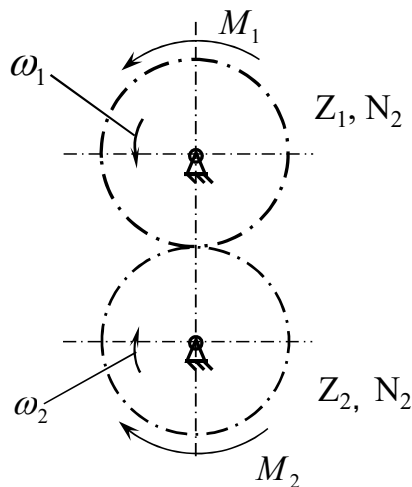


## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### 三、齿轮机构的功能

齿轮用于传递（变换）运动和力矩

#### （1）转速大小变换、力矩大小变换



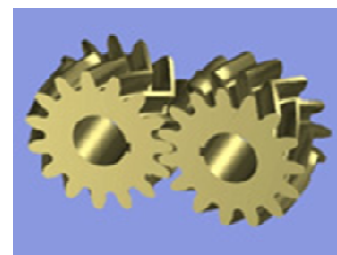
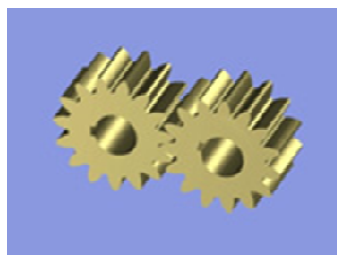
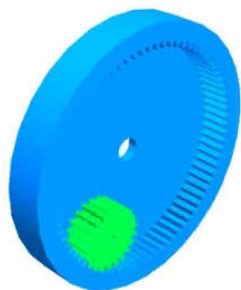
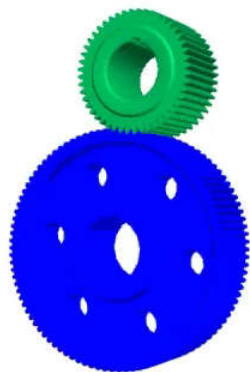
$$\omega_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \omega_1$$

$$M_2 \cdot N_2 = M_1 \cdot N_1$$

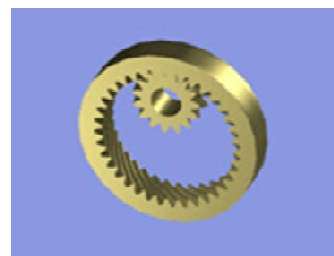
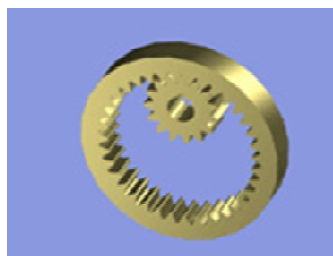
输入端的转矩乘以转速=  
输出端的转矩乘以转速

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (2) 回转方向的变换



平行轴外啮合齿轮传动**改变**齿轮的**回转方向**



平行轴内啮合齿轮传动**不改变**齿轮的**回转方向**

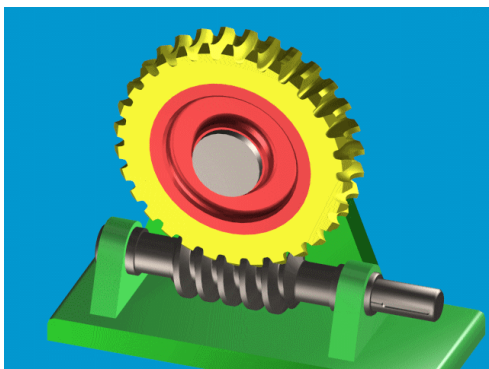
如果想用外啮合实现两齿轮的同向转动怎么办？ 加一个过度齿轮（转向两次）

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (3) 改变运动的传递方向



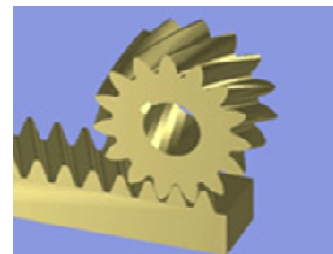
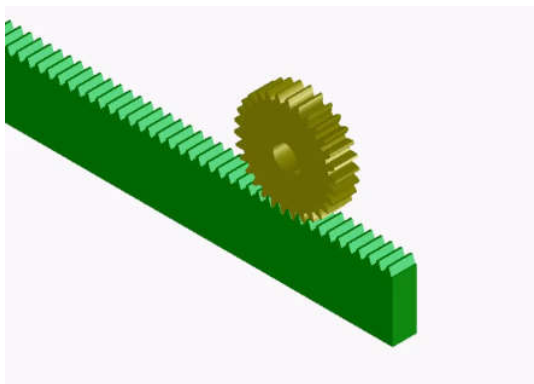
相交轴外啮合齿轮传动不仅改变齿轮的**回转方向**还改变运动的**传递方向**



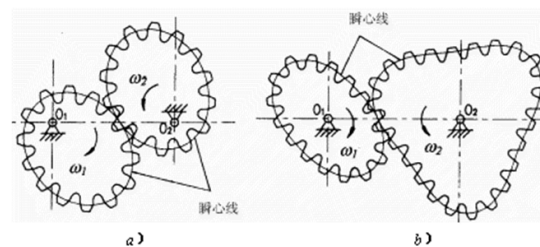
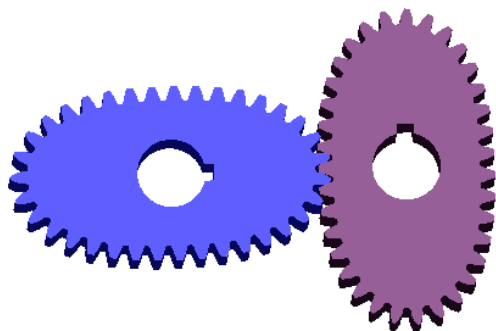
交错轴外啮合齿轮传动不仅改变齿轮的**回转方向**还改变运动的**传递方向**

## § 4-1 齿轮机构的特点与类型

### (4) 改变运动特性



齿轮齿条传动可以把转动变换为移动，  
或者把移动变换为转动



非圆齿轮传动可以把匀速转动变换为非匀速转动，  
或者把非匀速转动变换为匀速转动



## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

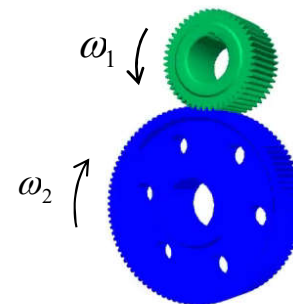
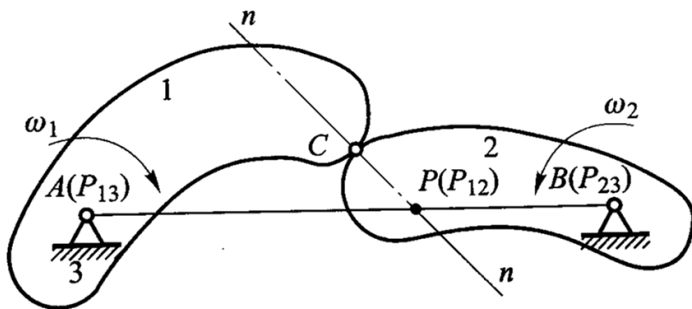
## § 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件

### 为什么要定角速度比？

齿轮传动的基本要求之一就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，而且还引起机器的震动和噪音影响其加工精度。

### 齿轮机构的角速度比满足什么关系？

齿轮高副：既有滚动，又有相对滑动



$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{P_{12}P_{23}}}{\overline{P_{12}P_{13}}} = \frac{BP}{AP}$$

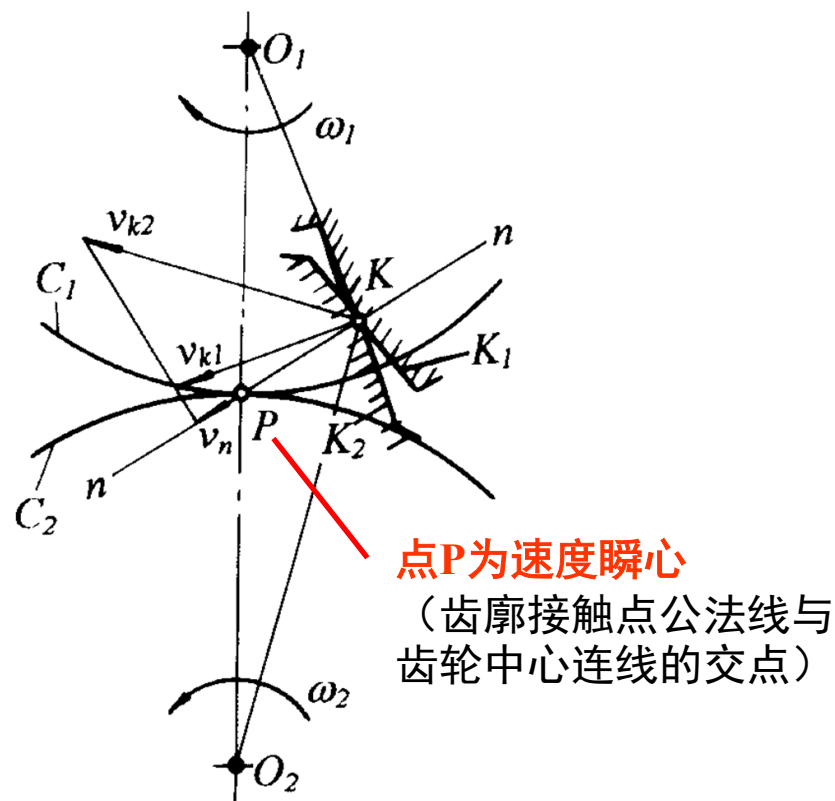
## § 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件

### 一、齿廓啮合基本定律

任意齿廓的两齿轮啮合时，其瞬时角速度的比值等于齿廓接触点公法线将其中心距分成两段长度的反比。

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}}$$

在齿轮机构中，相对速度瞬心P称为啮合节点，简称节点。





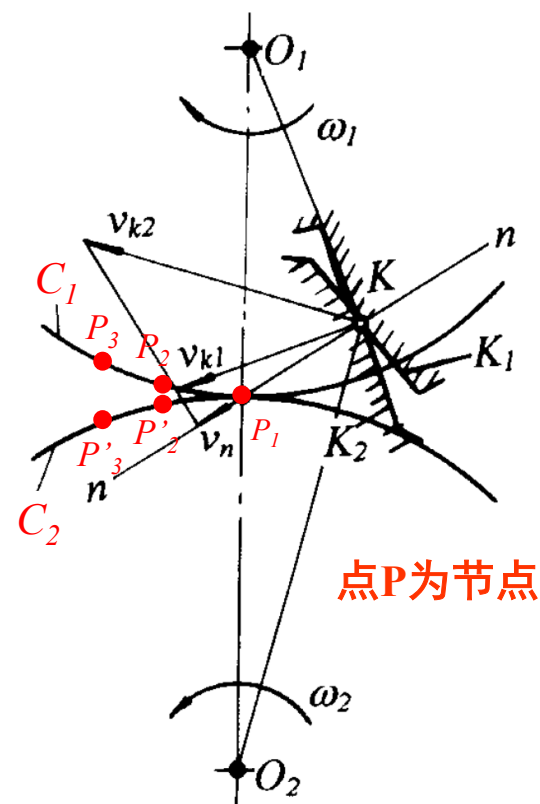
## § 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件

两齿轮啮合传动时，节点 $P$ 在两轮各自运动平面内的轨迹（ $C_1$ 、 $C_2$ ）分别称为齿轮1和齿轮2的**节曲线**。

节曲线是齿轮的动瞬心线（相对速度为零），齿轮的啮合传动相当于其两节曲线作**无滑动的纯滚动**。

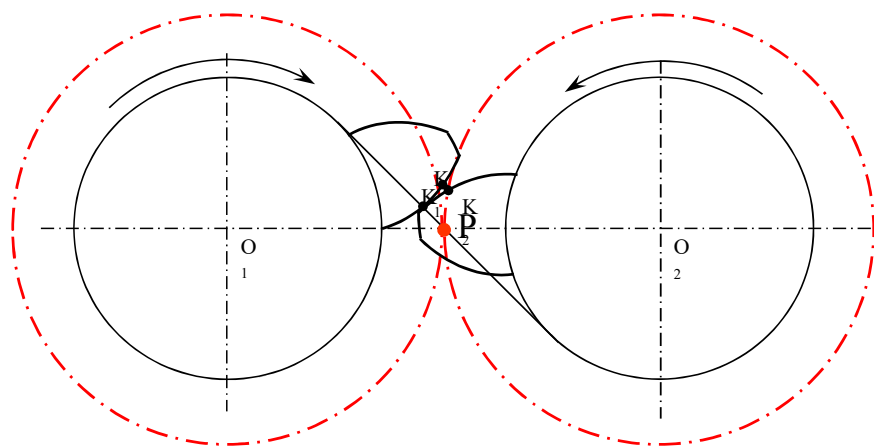
**思考：节点是否一定固定不动？**

不一定，分情况讨论



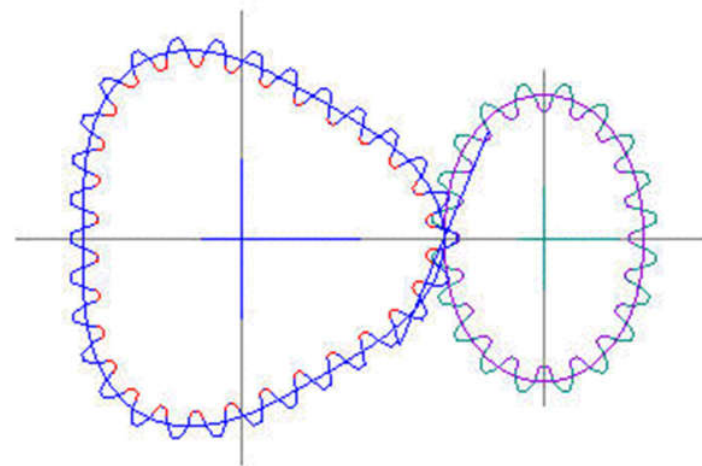
$P_1, P_2, P_3$ : 不同时刻同一节点 $P$ 在节曲线上的位置

## § 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件



(1) 节点 $P$ 为中心线上的一个固定点的情况

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}}$$



(2) 节点 $P$ 在中心线上按一定规律移动的情况

思考：何时传动比恒定？

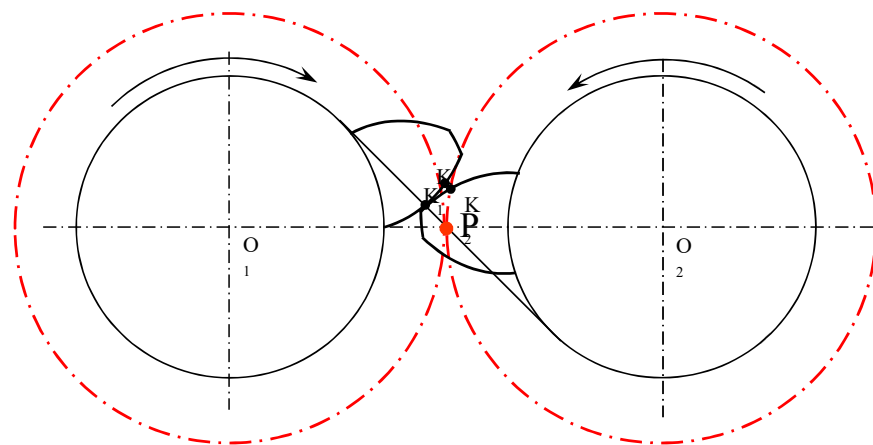
## § 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件

### 二、齿廓实现定传动比的条件

欲使两齿轮瞬时**传动比恒定**，  
必须使**P为固定点**。

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}}$$

此时，节曲线为圆，称其为  
齿轮的**节圆**。



具有节圆的齿轮为**圆形齿轮**，否则为非圆形齿轮。



## 第四章 齿轮机构

4-1 齿轮机构的特点与类型

4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件

4-3 渐开线齿廓

4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

4-5 渐开线标准齿轮的啮合

4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理

4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

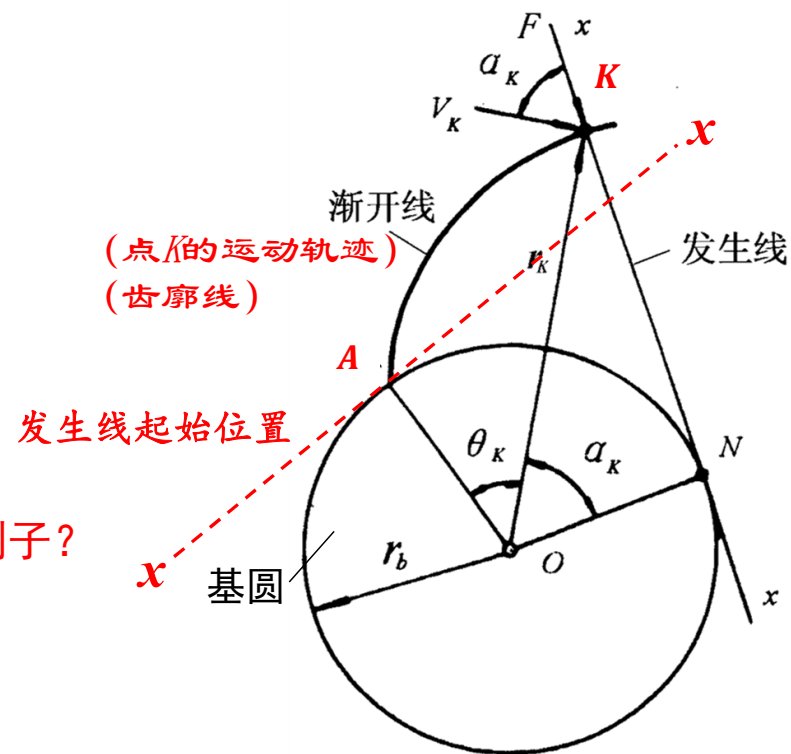
4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-3 渐开线齿廓

### 一、渐开线的形成和特性

#### 渐开线的形成（“一条直线展齿形”）

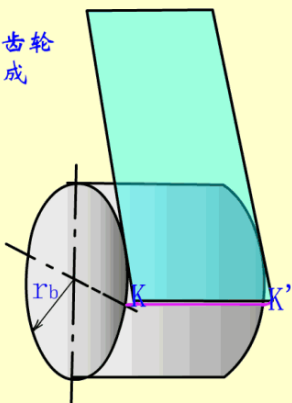
当直线 $x-x$ 沿半径为 $r_b$ 的圆作纯滚动时，该直线上任一点 $K$ 的轨迹称为该圆的**渐开线**，该圆称为渐开线的**基圆**，直线 $x-x$ 称为渐开线的**发生线**，角 $\theta_K$ 称为渐开线 $AK$ 段的**展角**。



思考：生活中有没有渐开线的例子？

机工教育

直齿圆柱齿轮  
齿廓的形成



## § 4-3 渐开线齿廓

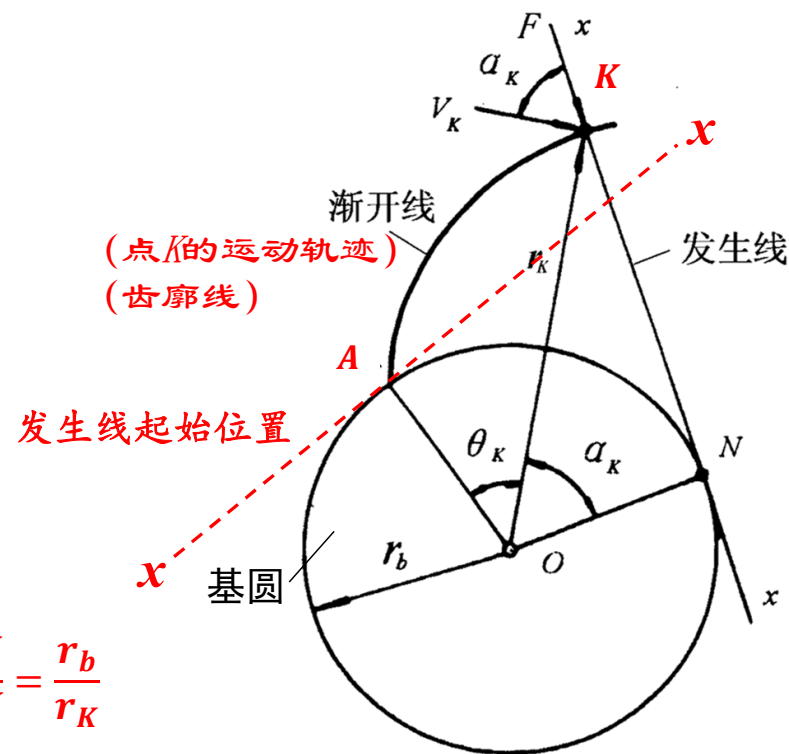
### 渐开线的性质

(1) 发生线在基圆上滚过的线段长度等于基圆上被滚过的圆弧长度（纯滚动），即  $\overline{KN} = \widehat{AN}$

‘撕胶带’

(2) 渐开线上任意K点的法线必与基圆相切且切点N为渐开线在K点处的曲率中心，KN 为曲率半径 **为什么？**

发生线与基圆做纯滚动，切点N为速度瞬心。此时，点K相当于以N为圆心，NK为半径做圆周运动。因此，KN是渐开线上K点的法线，且KN为其曲率半径，N点为其曲率中心。



(3) 渐开线齿廓上任意点K的压力角可以表示为： $\cos \alpha_K = \frac{ON}{OK} = \frac{r_b}{r_K}$

渐开线轮廓上各点压力角相等吗？最小的压力角在哪？

不相等， $r_K \uparrow$ ， $\alpha_K \uparrow$

0，基圆处

(4) 基圆之内无渐开线

## § 4-3 渐开线齿廓

### 渐开线的性质

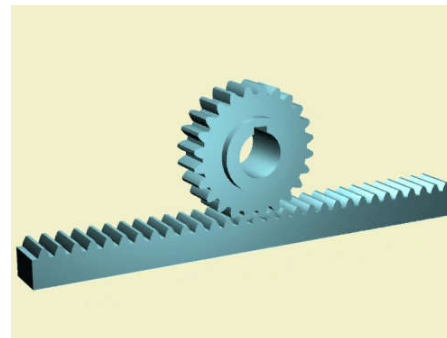
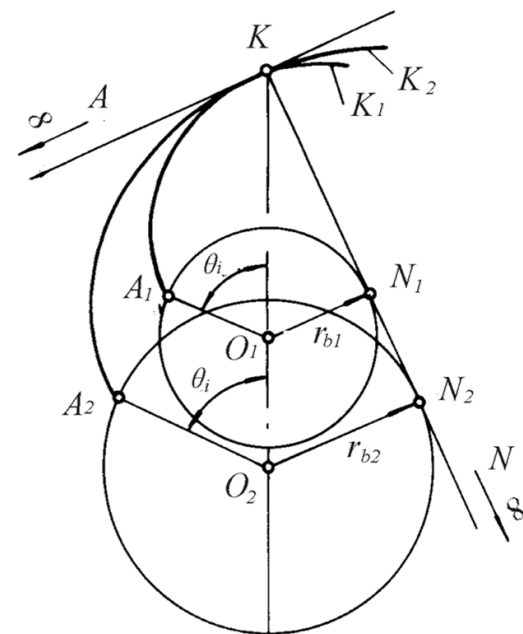
(5) 渐开线的形状取决于于基圆的大小

1、一个基圆可以有几条渐开线？渐开线形状是否相同？

无数条，发生线上任何一点运动轨迹都可以形成渐开线 相同

2、基圆变大，渐开线会发生什么变化？  
基圆半径变成正无穷呢？

基圆越大，曲率半径越大，即渐开线越趋近于平直，  
基圆半径无穷大时，渐开线变成一条垂直于  $KN$  的直线  
(即齿条的轮廓线)。



## § 4-3 渐开线齿廓

### 二、渐开线齿廓满足定传动比要求

∴由渐开线特点可知，两齿轮齿廓任一啮合点 $K$ 的法线 $n-n$ 必相切于各自的基圆

∴过啮合点所作的齿廓公法线即两基圆的内公切线

又∴两基圆为定圆，它们的内公切线在同一方向只有一条

∴它与连心线交点位置是不变的。即无论两齿廓在何处接触，过接触点的公法线只有一条，与连心线交于定点 $P$ 。

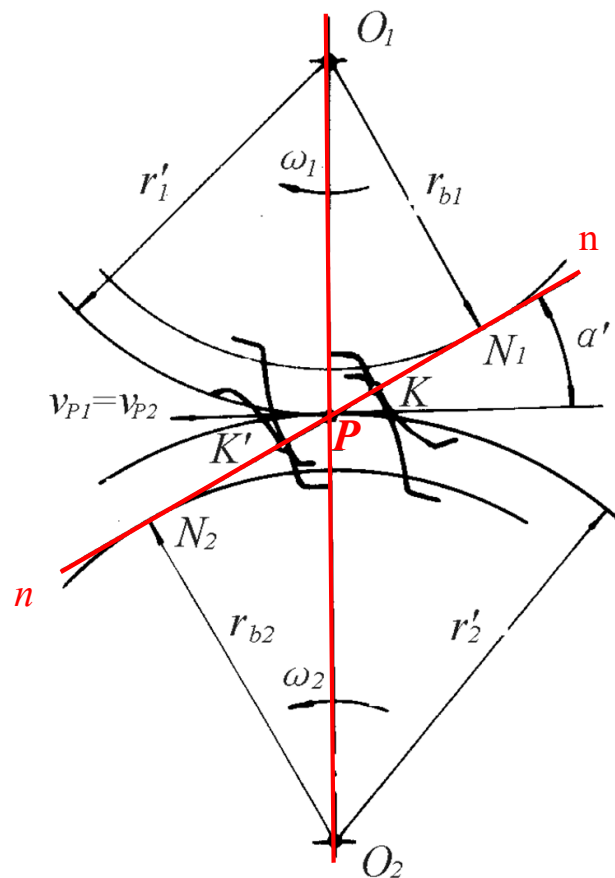
#### 1、传动比恒定不变

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} = \frac{r'_2}{r'_1} \quad \text{因为} P \text{点为定点，满足定传动比的条件。}$$

节点 $P$ （速度瞬心）在两轮运动平面上的轨迹是两个相切的圆，称为节圆（即以 $r'_1$ 和 $r'_2$ 为半径的两个圆）

两齿轮传动时，相当于两个节圆在做纯滚动，为什么？

$P$ 为速度瞬心，齿轮1和齿轮2在 $P$ 点速度完全相同，不发生滑动





## § 4-3 渐开线齿廓

### 2. 可分性

两齿轮的安装中心距发生变化时，传动比保持不变

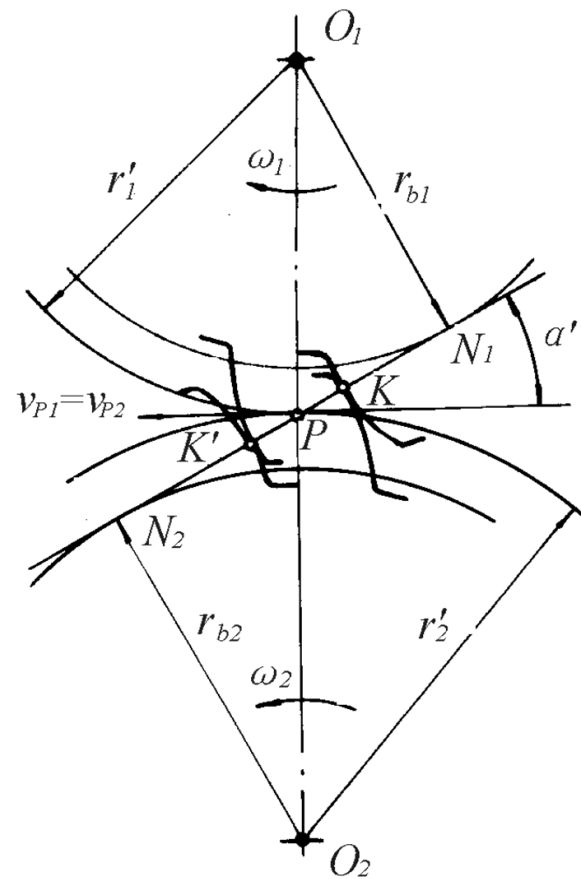
$\because \triangle O_1 N_1 P$  相似于  $\triangle O_2 N_2 P$

$$\therefore i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2 P}}{\overline{O_1 P}} = \frac{r'_2}{r'_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

一对渐开线齿轮制齿完成后，其基圆半径是不会变的

即使齿轮在装配的时候中心距发生改变时，传动比仍保持不变

因此，装配误差不影响传动比

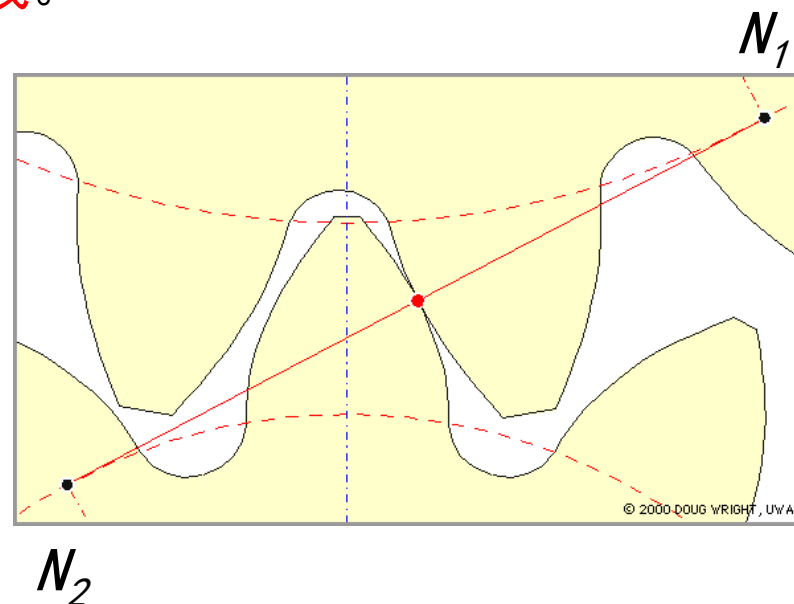


## § 4-3 渐开线齿廓

### 3、啮合线是过节点的直线（啮合角不变）

齿轮传动时，两齿廓啮合点的轨迹，称为**啮合线**。

渐开线齿轮无论在哪一点接触，接触齿廓的公法线总是两基圆的内公切线 $N_1N_2$ 。即一对渐开线齿廓从开始啮合到脱离啮合，所有的啮合点都应在直线 $N_1N_2$ 上，因此，直线 $N_1N_2$ 就是渐开线齿廓的**理论啮合线**。



## § 4-3 渐开线齿廓

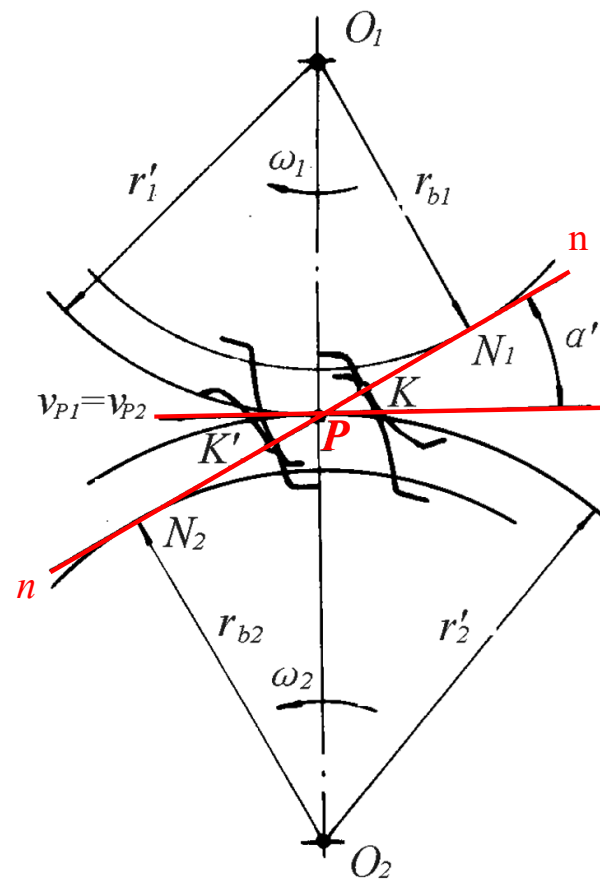
啮合线与节点 $P$ 线速度的夹角 $\alpha'$ 称为**啮合角**。

从几何关系可以得出  $\cos\alpha' = \frac{r_{b1}}{r_1'} = \frac{r_{b2}}{r_2'}$

一旦齿轮制成，安装完后 $r_{b1}$ 、 $r_{b2}$ 、 $r_1'$ 、 $r_2'$ 都为定值，所以渐开线齿轮传动中**啮合角 $\alpha'$** 也为**定值**

**啮合角 $\alpha'$ 恒定的好处？**

齿轮传动时，啮合角不变，齿廓间压力方向不变（沿着啮合线 $n-n$ 方向），所以力臂也固定。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。





## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

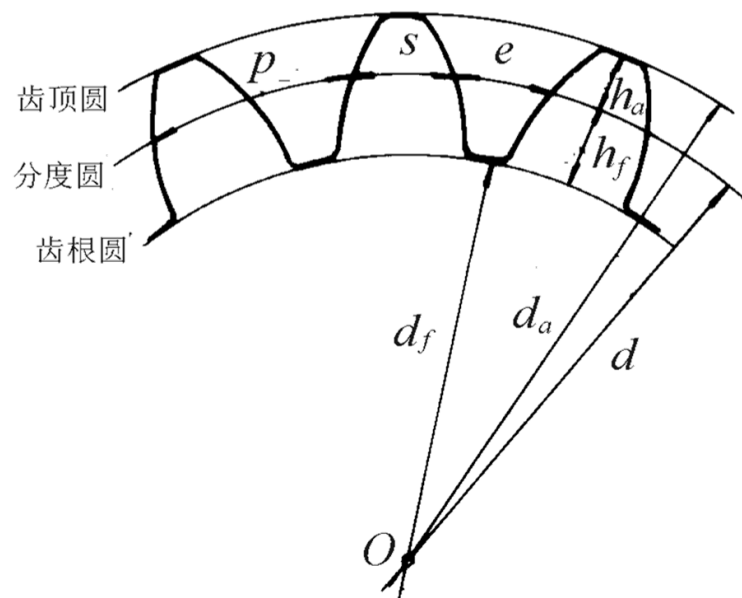
### 一、齿轮的各部分名称

#### 外齿轮

**齿顶圆：**过各轮齿顶端的圆，其直径用 $d_a$ 、半径用 $r_a$ 表示。

**齿根圆：**与齿轮各轮齿齿槽底部相切的圆，直径用 $d_f$ 、半径用 $r_f$ 表示。

**齿厚：**任意圆周上一个轮齿的两侧**齿廓间**的弧线长度称为该圆上的齿厚，用 $s_i$ 表示。



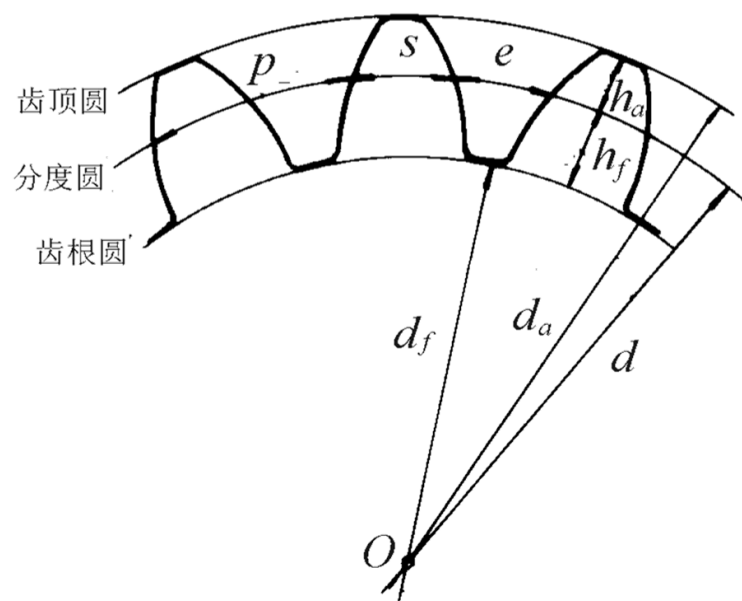
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

**齿槽宽：**相邻两齿间的空间称为齿槽，任意圆周上**齿槽两侧**齿廓间的弧线长度称为该圆上的齿槽宽，用 $e_i$ 表示。

**齿距(周节)：**任意圆周上**相邻两齿同侧齿廓**间的弧线长度称为齿距(或称周节)，用 $p_i$ 表示。

**分度圆：**为设计和制造的方便而规定的一个基准圆，其直径用 $d$ 、半径用 $r$ 表示。规定**标准齿轮分度圆上的齿厚 $s$ 与齿槽宽 $e$ 相等**。

人为规定的基准圆，分度圆上的参数**无下标**



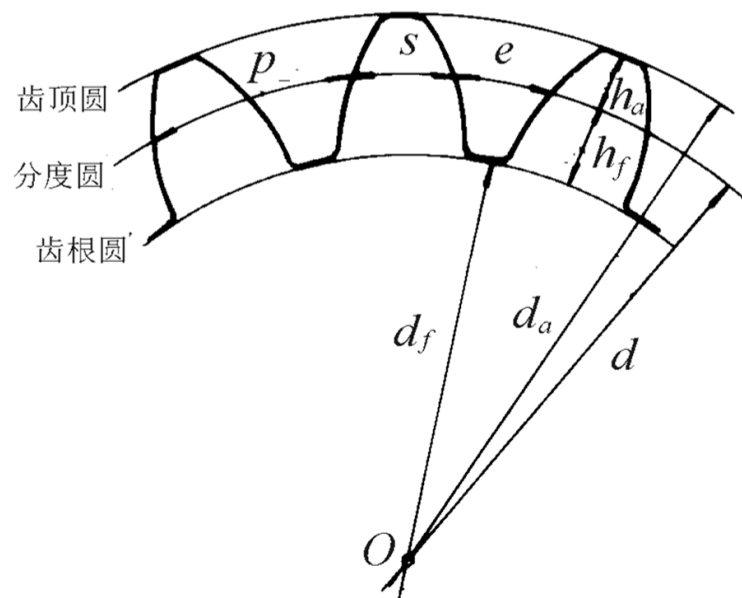
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

**齿顶高：**位于齿顶圆与分度圆之间的轮齿部分称为齿顶。齿顶部分的径向高度称为齿顶高，用 $h_a$ 表示。

**齿根高：**位于齿根圆与分度圆之间的轮齿部分称为齿根。齿根部分的径向高度称为齿根高，用 $h_f$ 表示。

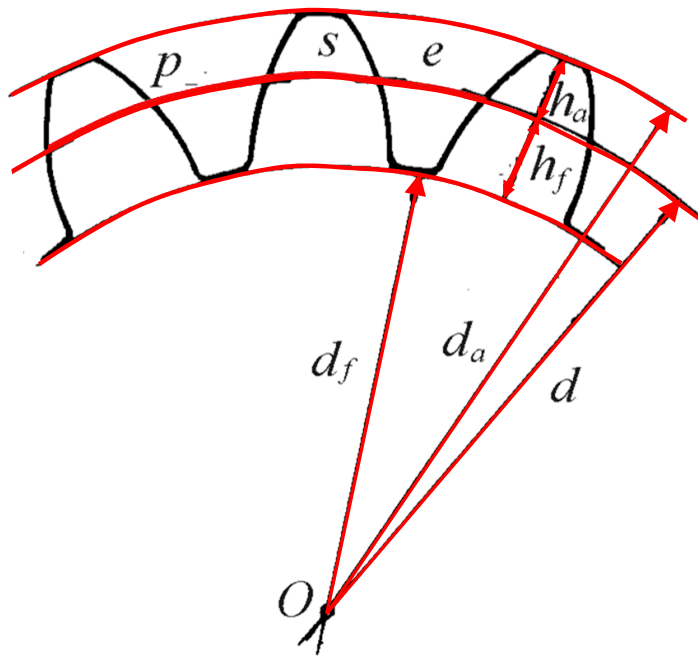
**全齿高：**齿顶圆与齿根圆之间的径向距离，用 $h$ 表示。

$$h = h_a + h_f$$





## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸



齿顶圆  $d_a$

齿顶高  $h_a$

齿根圆  $d_f$

齿根高  $h_f$

分度圆  $d$

全齿高  $h$

齿厚  $s_i$

齿槽宽  $e_i$

齿距(周节)  $p_i$



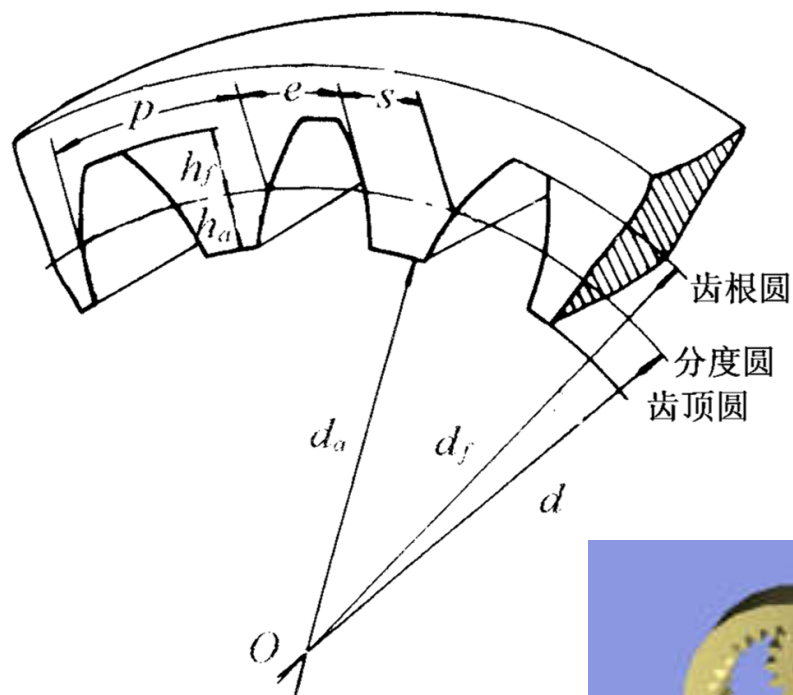
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### 内齿轮

**齿顶圆：**过各轮齿顶端的圆，其直径用 $d_a$ 、半径用 $r_a$ 表示。

**齿根圆：**与齿轮各轮齿齿槽底部相切的圆，直径用 $d_f$ 、半径用 $r_f$ 表示。

**齿厚：**任意圆周上一个轮齿的两侧**齿廓间**的弧线长度称为该圆上的齿厚，用 $s_i$ 表示。



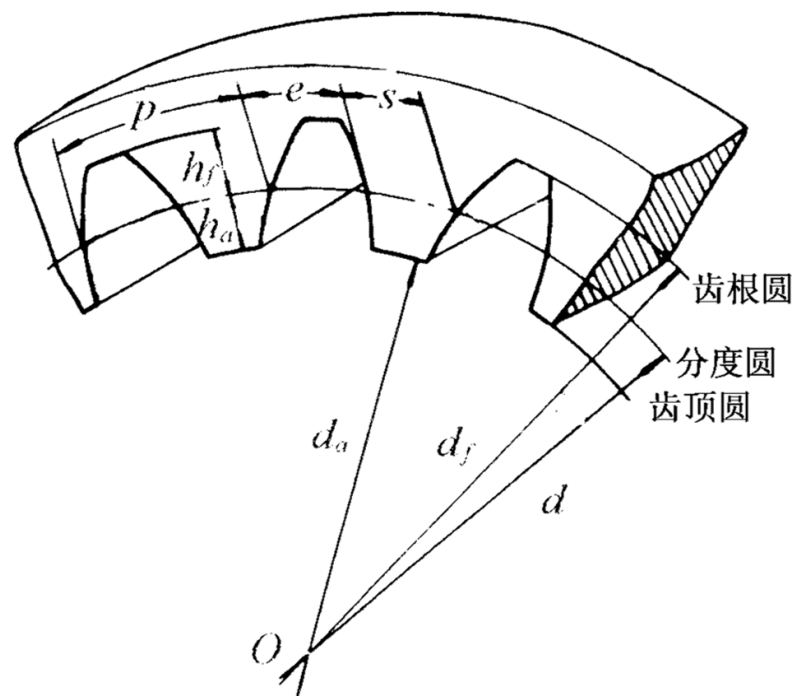
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

**齿槽宽：**相邻两齿间的空间称为齿槽，任意圆周上**齿槽两侧**齿廓间的弧线长度称为该圆上的齿槽宽，用 $e_i$ 表示。

**齿距(周节)：**任意圆周上**相邻两齿同侧齿廓**间的弧线长度称为齿距(或称周节)，用 $p_i$ 表示。

**分度圆：**为设计和制造的方便而规定的一个基准圆，其直径用 $d$ 、半径用 $r$ 表示。规定**标准齿轮分度圆上的齿厚 $s$ 与齿槽宽 $e$ 相等**。

人为规定的基准圆，分度圆上的参数**无下标**



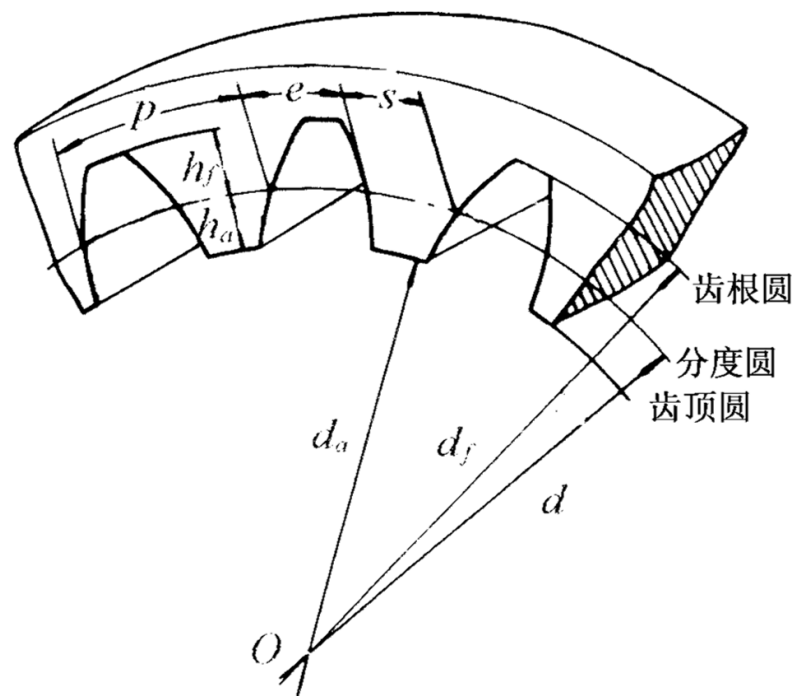
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

**齿顶高：**位于齿顶圆与分度圆之间的轮齿部分称为齿顶。齿顶部分的径向高度称为齿顶高，用 $h_a$ 表示。

**齿根高：**位于齿根圆与分度圆之间的轮齿部分称为齿根。齿根部分的径向高度称为齿根高，用 $h_f$ 表示。

**全齿高：**齿顶圆与齿根圆之间的径向距离，用 $h$ 表示。

$$h = h_a + h_f$$





## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### 二、齿轮的基本参数

#### 1、齿数 $z$

在齿轮的整圆周上轮齿总数，用  $z$  表示，显然  $z$  应为整数。

齿轮的齿数是根据设计需要确定的，如：传动比、中心距要求、接触强度等。

#### 2、模数 $m$

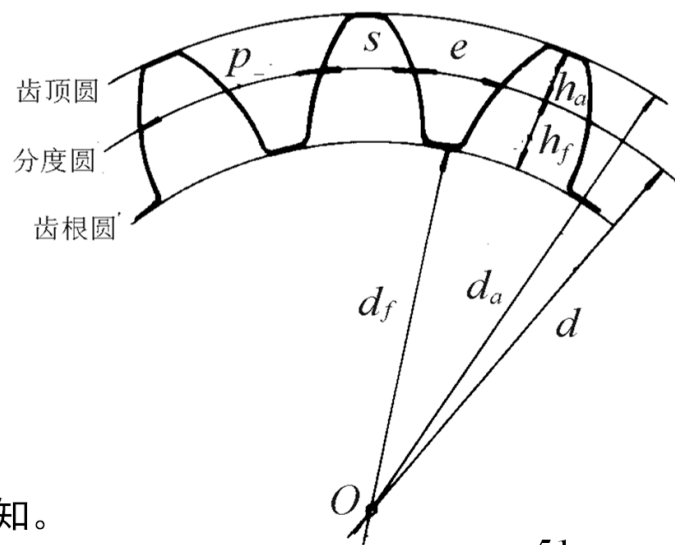
齿轮几何尺寸的计算最关键的是确定分度圆直径。

**如何确定分度圆直径？**

在齿轮分度圆上有如下基本几何关系： $\pi d = z p$

式中： $\pi$  ——圆周率，已知。  $Z$  ——齿数，已知。

$p$  ——周节（分度圆齿距），未知。  $d$  ——分度圆直径，未知。





## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

在工程中，有以下几种确定分度圆直径的方法

① 模数制（中国、日本、德国等绝大多数国家）

$$\text{分度圆直径为: } d = z \frac{p}{\pi}$$

$$\text{令: } m = \frac{p}{\pi} \Rightarrow d = mz \quad \text{模数: } m \text{ 单位: mm}$$

模数系列

第 一 系 列	0.1	0.12	0.15	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6		
	0.8	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	0.35	0.7	0.9	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5
	(6.5)	7	9	(11)	14	18	22	28	(30)	36	45

为什么要规定模数？ 便于计算；便于标准化，渐少刀具种类和零件的提高互换性

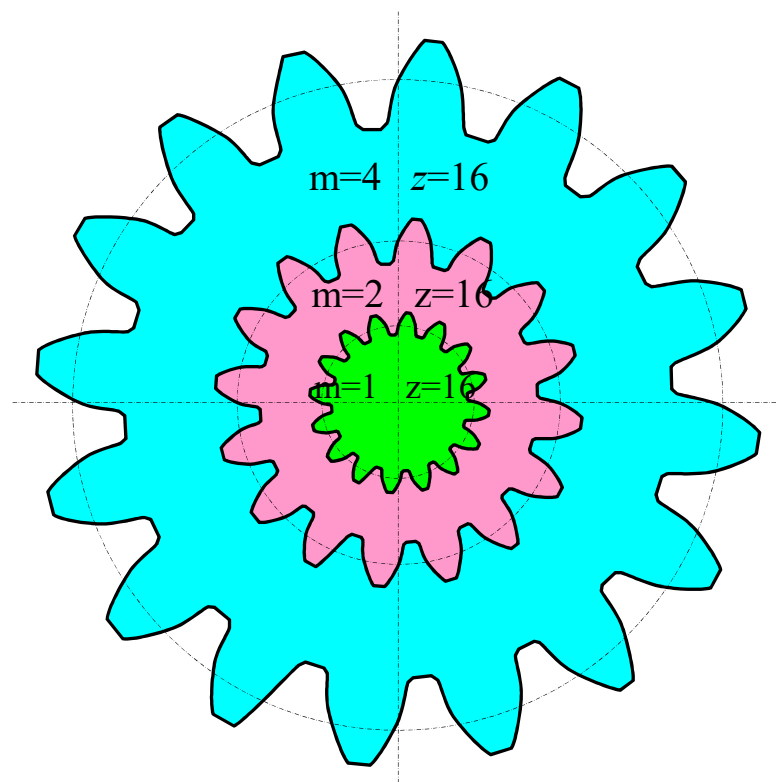
## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### 模数的意义

- ◆ 模数的量纲 **mm**
- ◆ 确定模数 $m$ 实际上就是确定周节 $p$ （分度圆齿距），也就是确定齿厚 $s$ 和齿槽宽 $e$ 。模数 $m$ 越大，周节 $p$ 越大，齿厚 $s$ 和齿槽宽 $e$ 也越大，齿轮尺寸也越大。
- ◆ 进而推论，模数越大，轮齿的抗弯强度越大。

### 确定模数的依据

- ◆ 根据轮齿的抗弯强度选择齿轮的模数



一组齿数相同，模数不同的齿轮



## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### ② 径节制（美国、英国） 了解

分度圆直径为： 
$$d = z \frac{p}{\pi} = z \frac{1}{\pi / p}$$

令： 
$$P_d = \frac{\pi}{p} \Rightarrow d = \frac{z}{P_d} \quad \text{径节：} P_d = \frac{z}{d}$$

分度圆直径  
上单位长度  
(每英寸)  
占有的齿数

径节系列

$P_d > 20$	1	1.25	1.5	1.75	2	2.5	3	4	5	6
	8	10	12	14	16	18				
$P_d < 20$	20	24	32	48	64	72	80	96	120	

## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

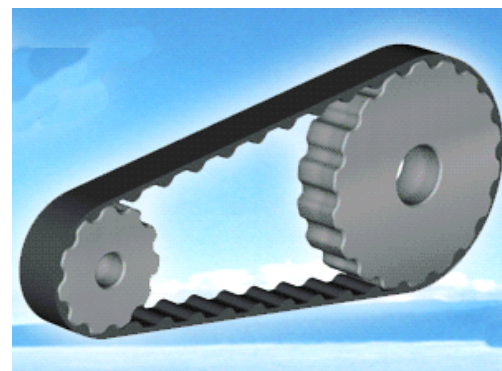
### ③ 周节制 了解

分度圆直径为：
$$d = z \frac{p}{\pi}$$

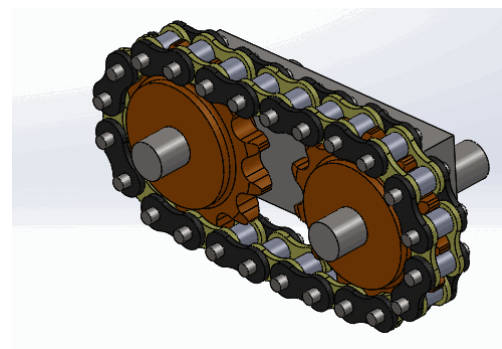
直接制定周节的标准。

周节制没有用于齿轮，而是用于同步带轮和链轮。

目前，在中国大多数用模数制同步带轮，部分用周节制同步带轮。链轮用的是一种特殊的周节制。



同步带传动



链传动

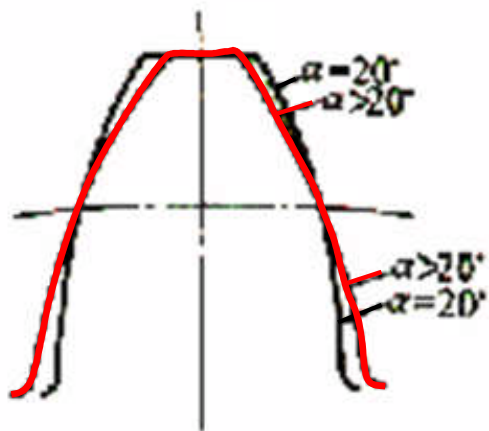


## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

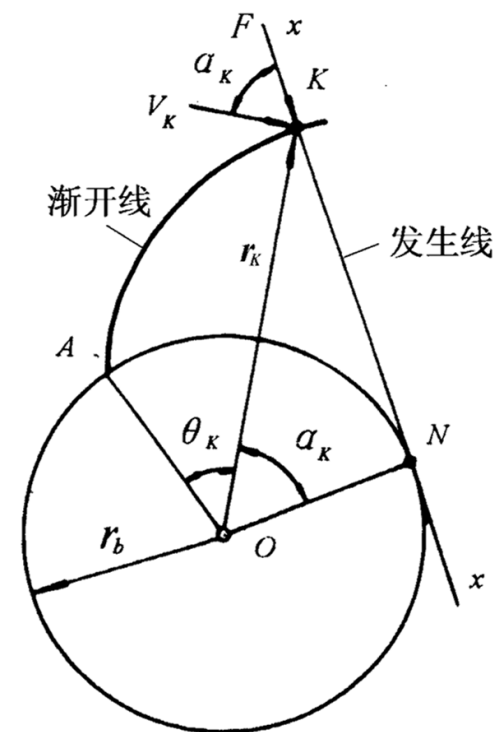
### 3、分度圆压力角(齿形角) $\alpha$

国家标准 (GB1356-88) 中规定分度圆压力角为标准值 $=20^\circ$ 。

若为提高齿轮的综合强度而增大分度圆压力角时，推荐为 $25^\circ$ 。 **为什么？**



- (1) 压力角 $20^\circ$ 的径向分力小于 $25^\circ$ 的，用于做功的力要多一些，动力的损耗少。
- (2) 压力角越小，齿轮的轮齿也越瘦，抗弯强度也越低，综合平衡， $20^\circ$ 压力角是比较合理的，不宜更小。
- (3) 压力角为 $25^\circ$ 时，轮齿比较肥厚，虽然径向分力大于 $20^\circ$ 压力角的齿轮，但 $25^\circ$ 压力角齿轮的轮齿抗弯强度较大。在重型机械、有较大冲击的齿轮中运用比较广泛。



## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### 4、齿顶高系数 $h_a^*$

齿顶高 $h_a$ 与模数成正比，即

$$h_a = h_a^* m$$

$h_a^*$  —— 齿顶高系数

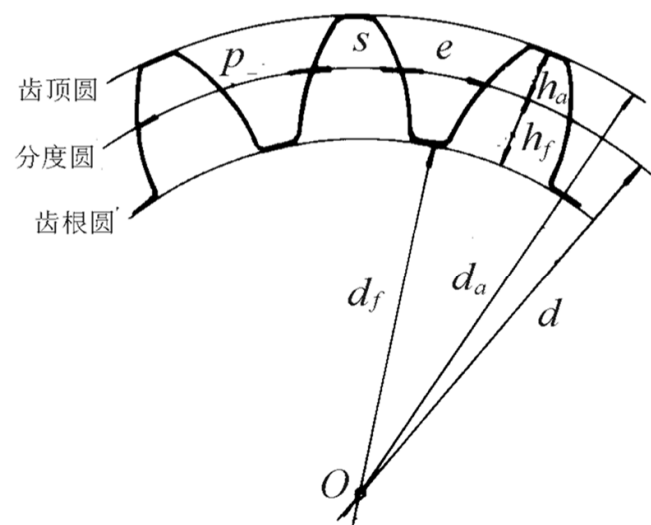
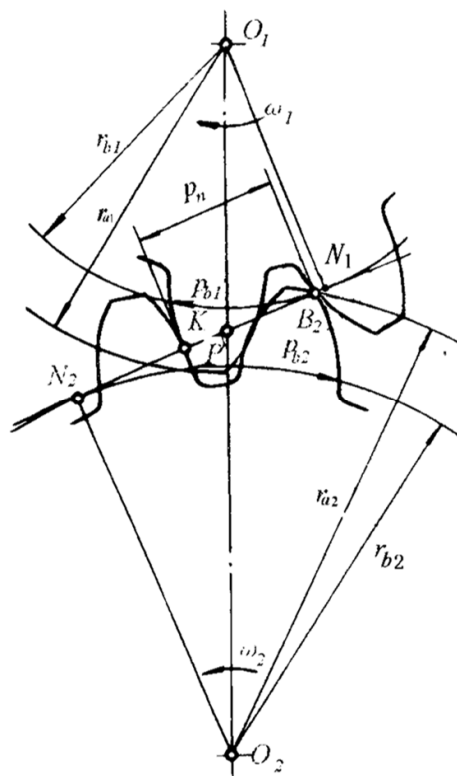
### 5、径向间隙系数 $c^*$

齿根高 $h_f$ 与模数成正比，即

$$h_f = (h_a^* + c^*) m$$

$c^*$  —— 径向间隙系数

$c = c^* m$  —— 齿轮径向间隙



为什么要有径向间隙？

- 1、齿顶和齿根不直接接触，避免摩擦碰撞；
- 2、存储润滑油，润滑散热。



## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

一般情况下，齿轮的齿顶高系数和径向间隙系数均取标准值。

正常齿标准  $h_a^* = 1, c^* = 0.25$

短齿标准  $h_a^* = 0.8, c^* = 0.3$

什么是标准齿轮？

- ① 分度圆齿厚与齿槽宽相等；
- ② 基本参数为标准值。

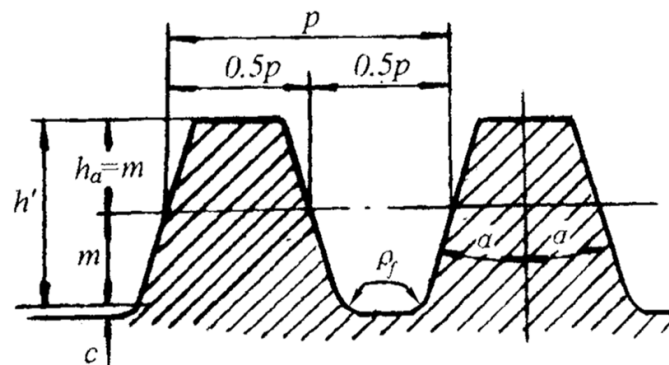
$z$ 、 $m$ 、 $\alpha$ 、 $h_a^*$ 、 $c^*$ ，5个基本参数一旦确定，齿轮的形状就能确定

## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

### 三、齿条齿廓

齿条是一种齿分布于条形体上的特殊齿轮。

齿条的**齿廓为直线**而非渐开线，相当于分度圆半径为无穷大圆柱齿轮。



$$p = \pi m$$

#### 特点：

- ① 齿条同侧齿廓为平行的直线，齿廓上各点具有相同的压力角，即为其齿形角，它等于齿轮分度圆压力角。
- ② 与齿顶线平行的任一直线上具有相同的齿距。
- ③ 与齿顶线平行且齿厚s等于齿槽宽e的直线称为分度线，它是计算齿条尺寸的基准线。

## § 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸

小结:

分度圆直径:  $d = z m$

基圆直径:  $d_b = d \cos \alpha = m z \cos \alpha$

齿顶高:  $h_a = h_a^* m$

齿根高:  $h_f = (h_a^* + c^*) m$

齿顶圆直径:  $d_a = d + 2 h_a = (z + 2 h_a^*) m$

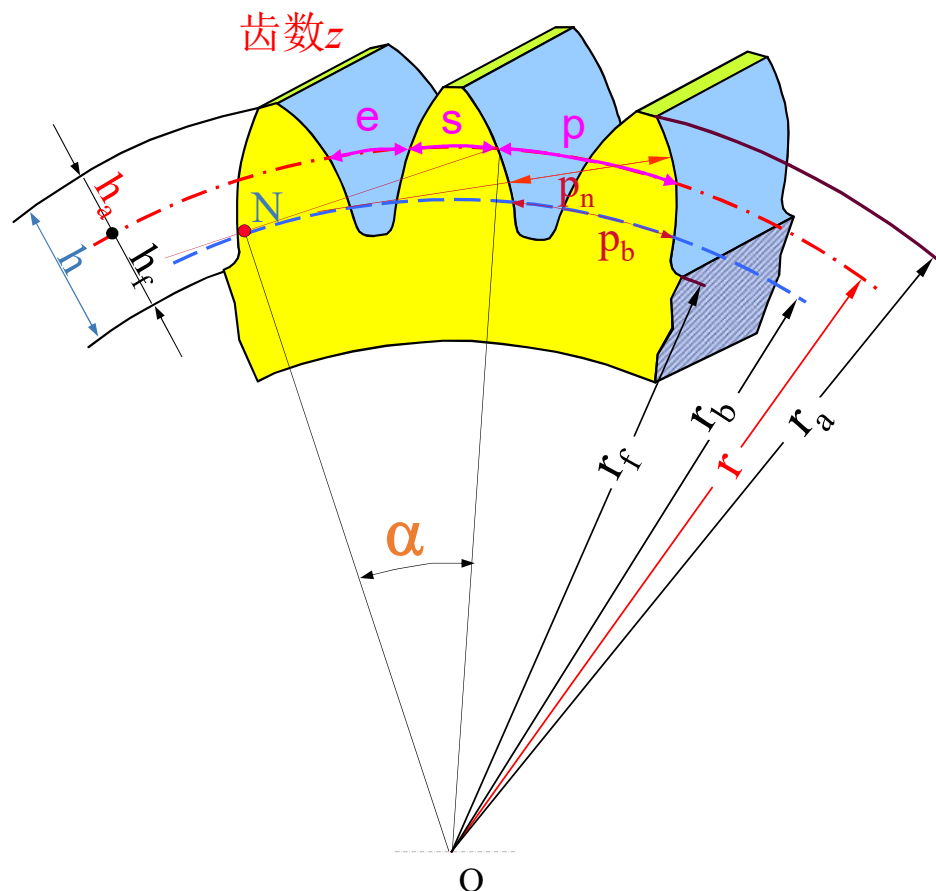
齿根圆直径:  $d_f = d - 2 h_f = (z - 2 h_a^* - 2 c^*) m$

分度圆齿距:  $p = \pi m$

分度圆齿厚:  $s = \pi m / 2$

中心距:  $a = (z_1 + z_2) m / 2$

基圆齿距:  $p_b = \pi m \cos \alpha$

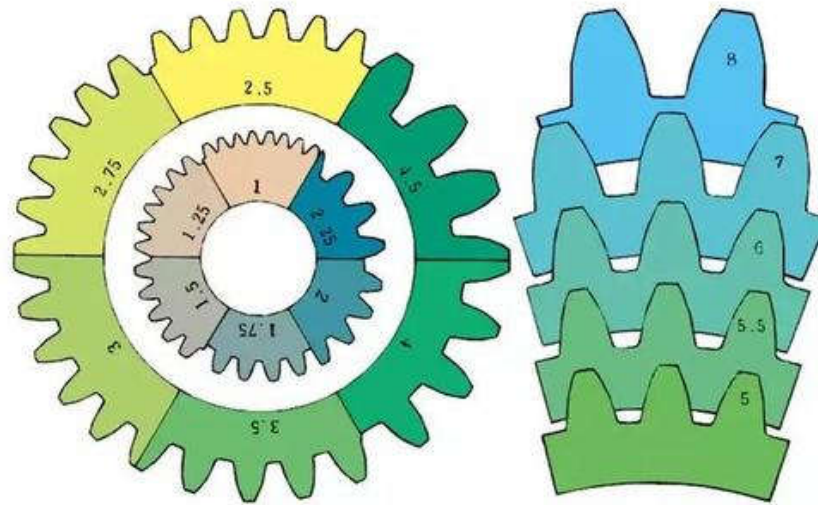




## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合



可以正确啮合吗？

## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

### 一、渐开线齿轮的正确啮合条件

齿轮怎么样才算正确啮合？

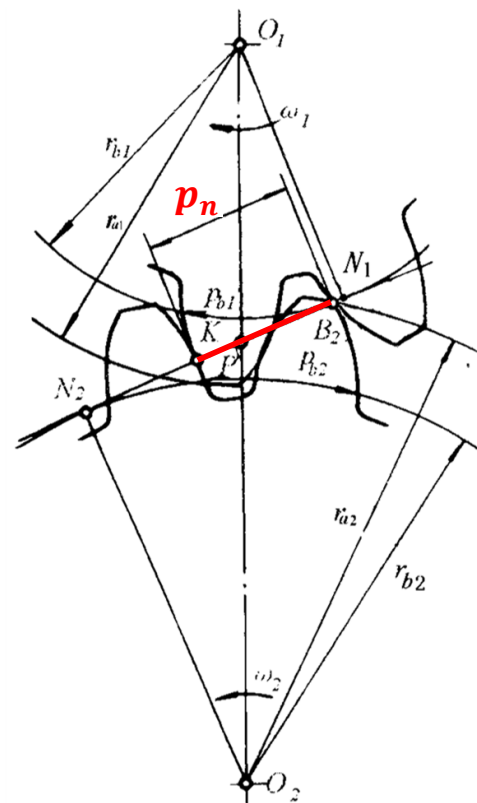
为保证前后两对齿同时在啮合线上接触，轮1相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离应与轮2相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离相等。

∴ 一对渐开线齿轮若能正确啮合，必须有：

$$p_{n1} = p_{n2}$$

$p_{n1}$ 、 $p_{n2}$  —— 齿轮1、齿轮2的法向齿距

如何计算齿轮的法向齿距？





## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

法向齿距  $p_n$  的计算：

根据渐开线的性质（纯滚动），有：

$$p_n = p_b \text{ (基圆齿距)}$$

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

$$\therefore p_n = p_b = \pi m \cos \alpha$$

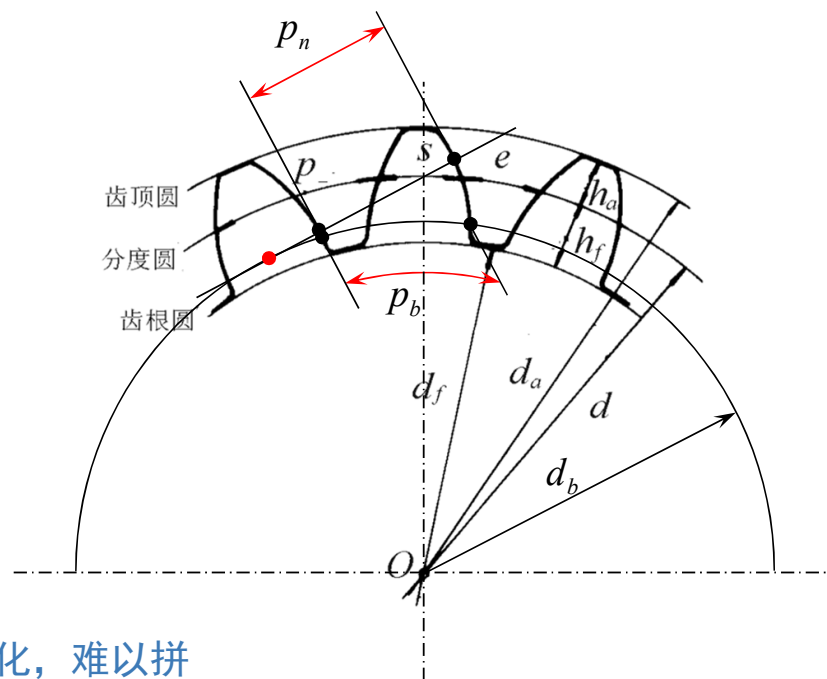
又由  $p_{n1} = p_{n2}$  可得  $\pi m_1 \cos \alpha_1 = \pi m_2 \cos \alpha_2$

为什么？



$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases}$$

由于模数和压力角已经标准化，难以拼凑满足上述关系，所以必须两者都相等。



**正确啮合条件：** 两轮的模数和压力角分别相等



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

### 二、中心距

齿轮具有可分性：两齿轮的安装中心距发生变化时，传动比保持不变。

两齿轮传动时，相当于两个节圆在做纯滚动。

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2P}}{\overline{O_1P}} = \frac{r'_2}{r'_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

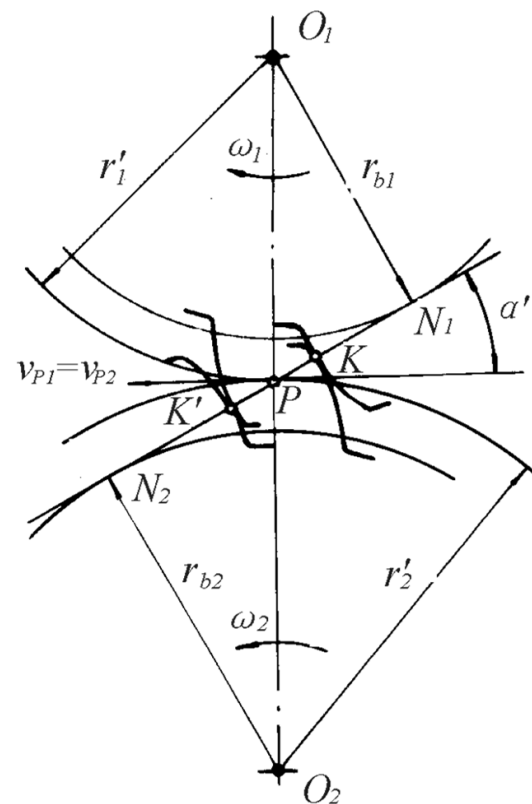
∴ 齿轮传动时，实际中心距为

$$a' = r'_1 + r'_2 \quad \text{两齿轮的节圆半径之和}$$

$$\text{节圆: } r'_1 = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha'}, \quad r'_2 = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha'} \quad \text{分度圆: } r_1 = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha}, \quad r_2 = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha}$$

$$r'_1 = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}, \quad r'_2 = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$

$$a' = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

标准中心距与实际中心距的关系：

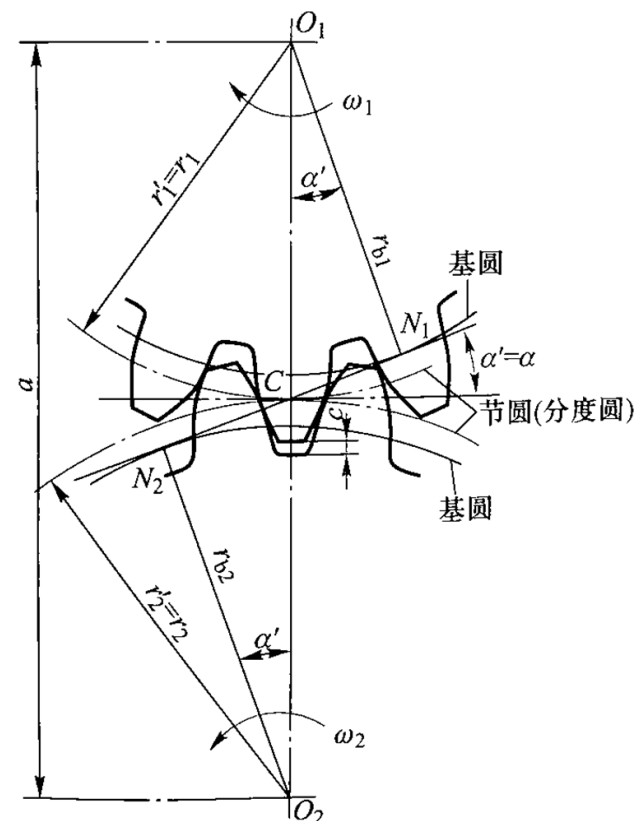
$$a' \cos \alpha' = a \cos \alpha$$

$$\text{当 } \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 1 \text{ 时,}$$

$$a' = a = r_1 + r_2 = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$$

即两齿轮的分度圆半径之和（**分度圆与节圆重合**）；

此时为标准齿轮传动，此中心矩称为**标准中心距**。



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

思考：分度圆、节圆、压力角、啮合角有什么内在关系？

- 分度圆与压力角针对单个齿轮而言，齿轮的固有属性；
- 节圆与啮合角是在两个齿轮相互啮合时出现的。

齿轮只有在标准安装时，分度圆与节圆才重合（即  $r'_1 = r_1$ ， $r'_2 = r_2$ ），中心距为标准中心距（ $a' = a$ ），压力角与啮合角相等（ $\alpha' = \alpha$ ）。

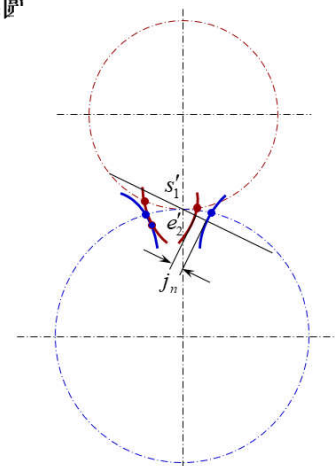
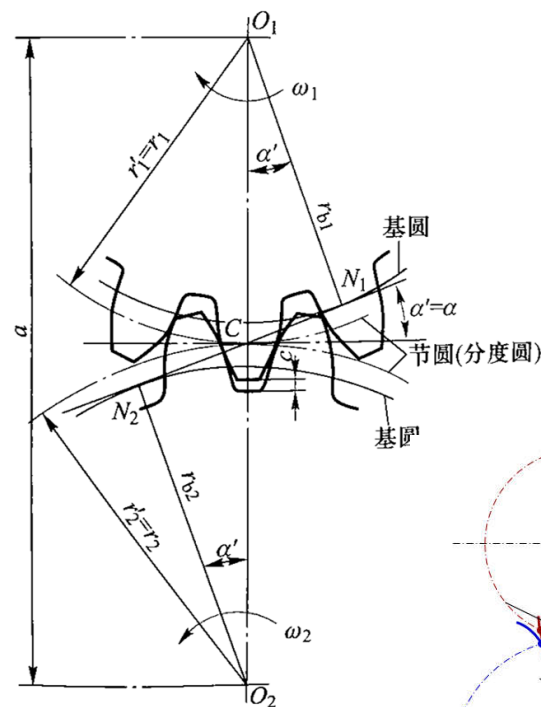
非标准安装：  $a' = r'_1 + r'_2 > r_1 + r_2$

思考：非标准安装时，轮齿之间会有侧隙，有什么坏处？

1. 反向传动时，会有空程和撞击，引起噪声以及影响齿轮寿命
2. 减小重合度，降低传动的平稳性，甚至出现传动不连续

为什么有时候会设计微小的齿侧间隙？

保证润滑油膜、齿轮热膨胀和装配误差补偿的空间。



侧隙



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

一对标准渐开线直齿圆柱齿轮外啮合传动，已知标准中心距  $a = 150 \text{ mm}$ ，传动比  $i_{12} = 4$ ，大齿轮齿数  $z_2 = 60$ ，分度圆压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。试求：

- (1) 齿轮的模数  $m$ ，小齿轮1的分度圆直径  $d_1$ ；基圆直径  $d_{b1}$ ；齿厚  $S$  及齿槽宽  $e$
- (2) 若实际安装中心距  $a' = 154$ ，计算啮合角  $\alpha'$  以及小齿轮的节圆半径  $r_1$

解：

- (1) 传动比  $i_{12} = 4$ ，大齿轮齿数  $z_2 = 60$ ，则小齿轮齿数  $z_1 = 15$

标准中心距  $a = 150 \text{ mm} = m(z_1 + z_2)/2 = 37.5 \times m$ ，则  $m = 4 \text{ mm}$

小齿轮1的分度圆直径： $d_1 = mz_1 = 15 \times 4 = 60 \text{ mm}$

基圆直径： $d_{b1} = d_1 \times \cos 20^\circ = 56.38 \text{ mm}$

齿厚  $S$  = 齿槽宽  $e = \pi \times \frac{m}{2} = 6.283 \text{ mm}$

- (2) 若实际安装中心距  $a' = 154$

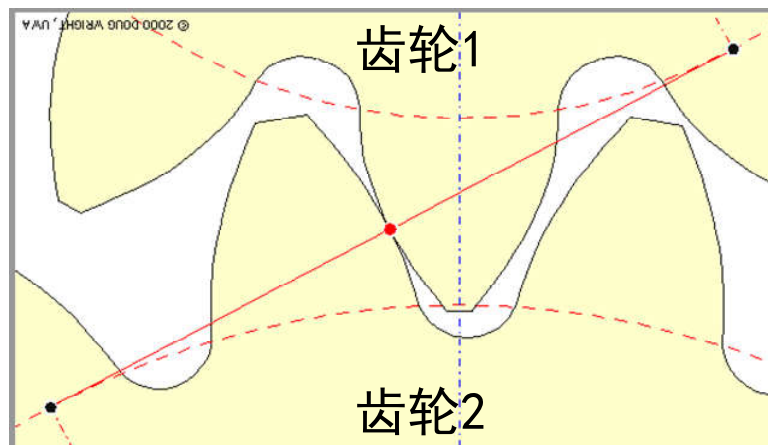
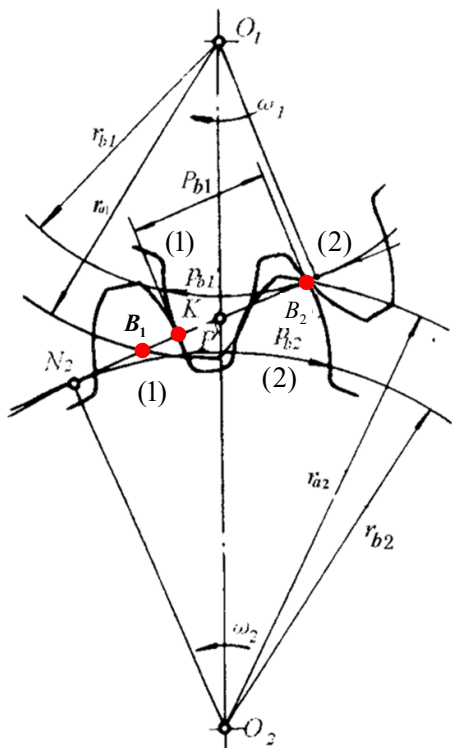
啮合角  $\cos \alpha' = a \times \cos 20^\circ / a' = 0.915$ ，则  $\alpha' = 23.8^\circ$

小齿轮的节圆半径  $r_1 = mz_1 \cos 20^\circ / (2 \cos \alpha') = 30.8 \text{ mm}$

## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

### 三、重合度

轮齿的啮合过程：



点 $B_2$ 为一对轮齿啮合的起始点， $B_1$ 为一对轮齿啮合的终止点。

轮齿对(1)从点 $B_2$ 开始啮合，当啮合点到达点 $K$ 时，轮齿对(2)从点 $B_2$ 开始啮合。此时，轮齿对(1)尚未脱离啮合。轮齿对(1)的啮合点到达点 $B_1$ 时脱离啮合。

## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

- 当齿顶圆加大时,  $B_1$ 和 $B_2$ 趋近于 $N_1$ 和 $N_2$ ,  $N_1N_2$ 为理论上可能的最大啮合线段, 称为**理论啮合线段**。
- 若**实际啮合线段** $B_1B_2$ 小于法向齿距 $KB_2$ , 则两点不会同时啮合, 连续传动不能实现。

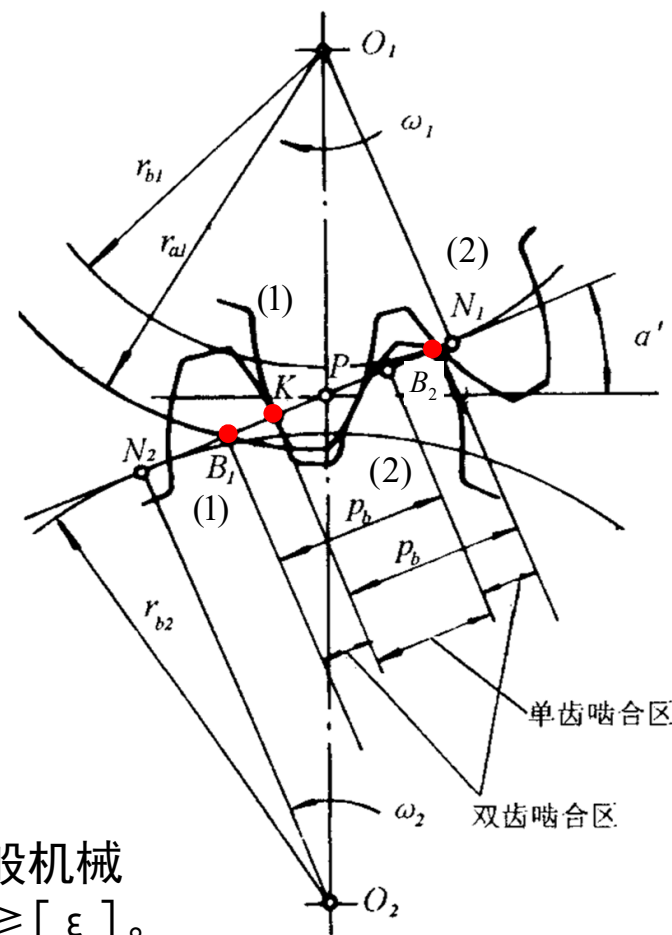
- 实际啮合线 $B_1B_2$ 与法向齿距 $P_b$ 的比值称为重合度, 用  $\varepsilon$  表示:

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{P_b} \geq 1$$

**开始啮合点:** 从动轮的齿顶圆与啮合线 $N_1N_2$ 的交点 $B_2$

**终止啮合点:** 主动轮的齿顶圆与啮合线 $N_1N_2$ 的交点 $B_1$

- 重合度  $\varepsilon$  值越大, 表明齿轮传动的连续性和平稳性越好, 一般机械制造业中, 齿轮传动的许用重合度 $[\varepsilon]=1.3 \sim 1.4$ , 即要求  $\varepsilon \geq [\varepsilon]$ 。



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

### 重合度的计算

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1 B_2}}{p_b} = \frac{\overline{B_1 P} + \overline{B_2 P}}{p_b}$$

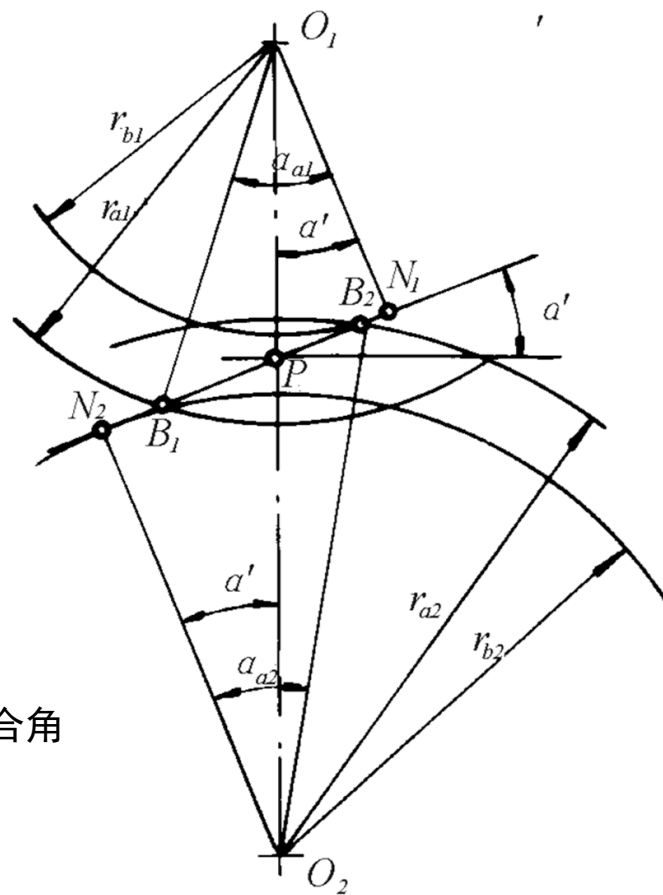
$$\overline{B_1 P} = \overline{B_1 N_1} - \overline{PN_1}$$

$$\overline{B_2 P} = \overline{B_2 N_2} - \overline{PN_2}$$

$$\overline{B_1 N_1} = r_{b1} \tan \alpha_{a1}, \quad \overline{PN_1} = r_{b1} \tan \alpha'$$

$$r_{b1} = \frac{1}{2} m z_1 \cos \alpha$$

$$\overline{B_1 P} = \frac{1}{2} m z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') \cos \alpha$$



$\alpha$ : 分度圆压力角

$\alpha'$ : 节圆压力角/啮合角



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

$$\overline{B_2P} = \overline{B_2N_2} - \overline{PN_2}$$

$$\overline{B_2N_2} = r_{b2} \tan \alpha_{a2}, \quad \overline{PN_2} = r_{b2} \tan \alpha'$$

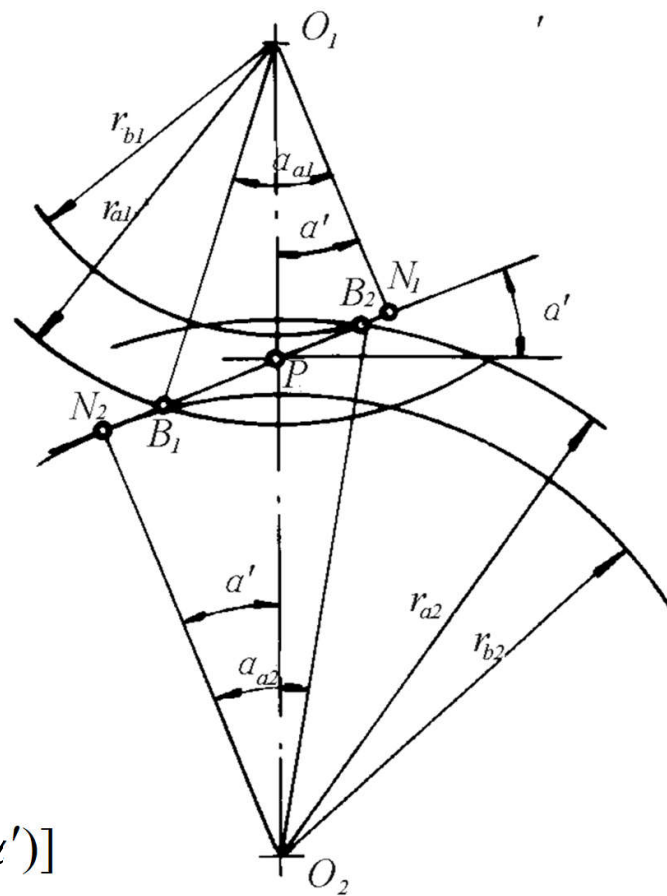
$$r_{b2} = \frac{1}{2} m z_2 \cos \alpha$$

$$\overline{B_2P} = \frac{1}{2} m z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') \cos \alpha$$

$$p_b = \pi m \cos \alpha$$

重合度计算公式：

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1P} + \overline{B_2P}}{p_b} = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$$



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

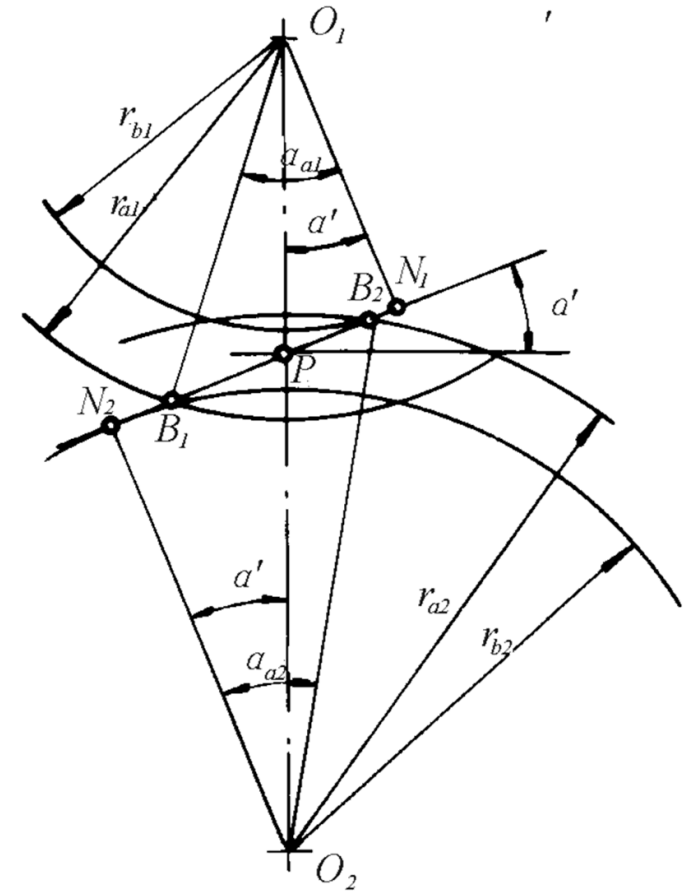
### 影响重合度的因素

#### 1) 齿顶高系数 $h_a^*$

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$$

$$\cos \alpha_a = \frac{r_b}{r_a} = \frac{z \cos \alpha}{z + 2h_a^*}$$

$$h_a^* \uparrow \Rightarrow \cos \alpha_a \downarrow \Rightarrow \alpha_a \uparrow \Rightarrow \varepsilon \uparrow$$



## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

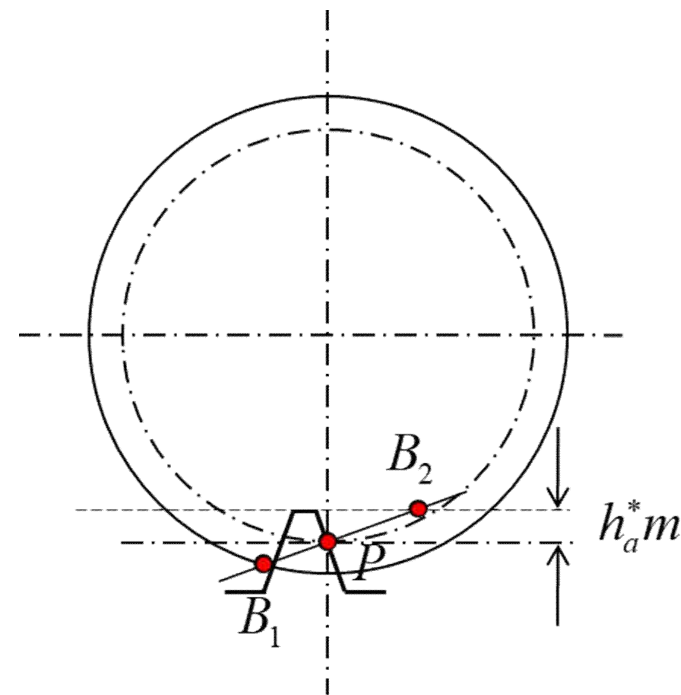
### 2) 齿数 $z_1, z_2$

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$$

齿数增多，也可增大  $\varepsilon$ 。

当  $z_1$  一定， $z_2$  增至无穷多即变为齿条时，其重合度为：

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[ z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + \frac{2h_a^*}{\sin \alpha \cos \alpha} \right]$$



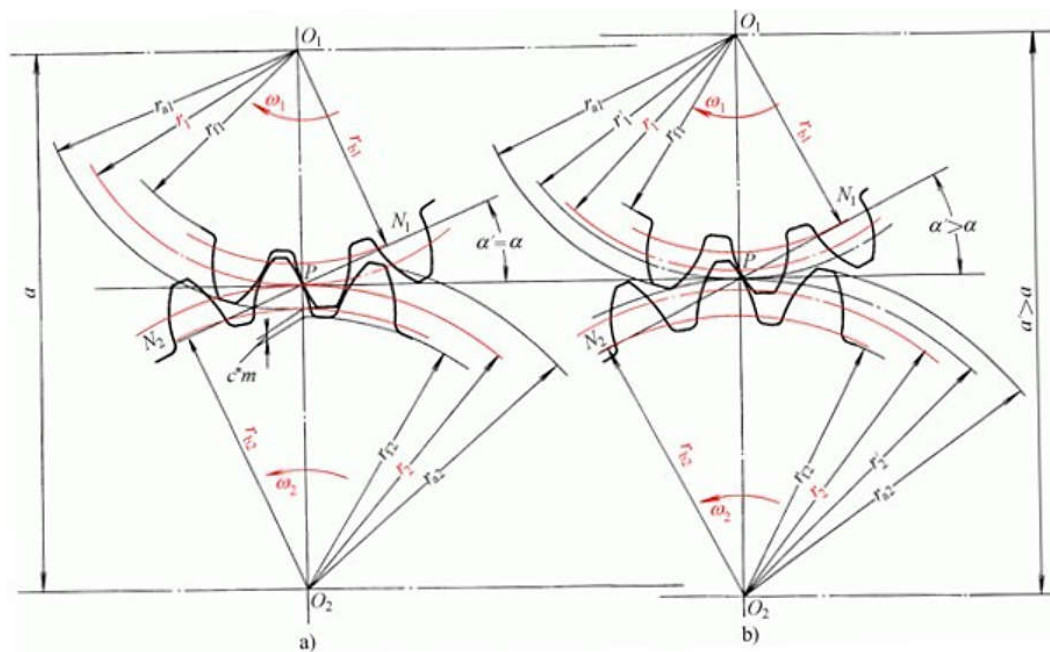
## § 4-5 渐开线标准齿轮的啮合

### 3) 啮合角 $\alpha'$

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$$

$\varepsilon$ 将随啮合角 $\alpha'$ 的增大而减小。

当其它条件不变时，若增大安装的中心距会使啮合角 $\alpha'$ 增大，重合度 $\varepsilon$ 减小。因而渐开线齿轮传动的可分性受到传动连续性的制约，必须保证 $\varepsilon > 1$ 。





## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构



## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 一、齿轮加工方法

齿轮的加工方法很多，根据其特点可以分为：

#### 1、整体制造

- ◆铸造
- ◆锻造
- ◆粉末冶金
- ◆冲压

#### 2、整齿制造

- ◆铣齿
- ◆刨齿

#### 3、范成（展成）法制造

- ◆插齿
- ◆滚齿
- ◆磨齿

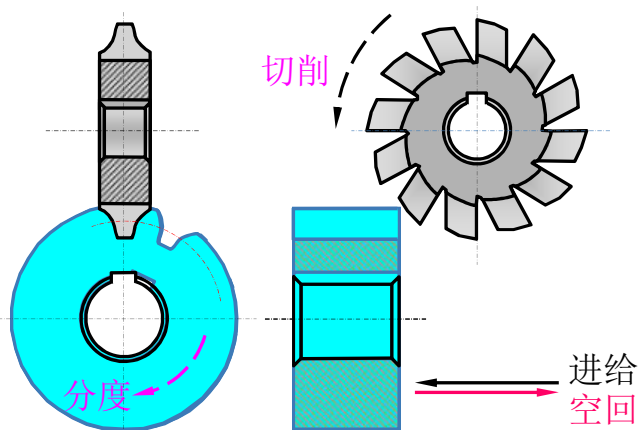
## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 成形法（仿形法/整齿加工法）

#### □ 盘形铣刀

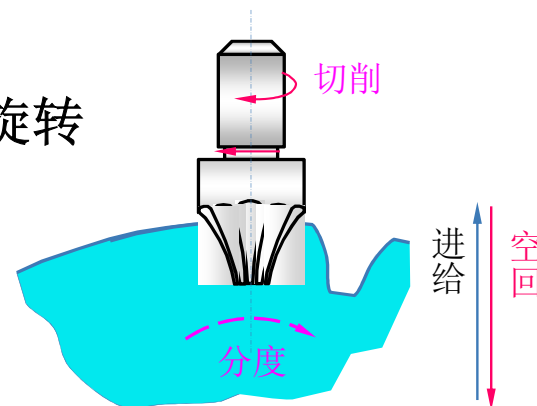
旋转切削+分度旋转

刀齿形状与齿轮齿槽形状相同

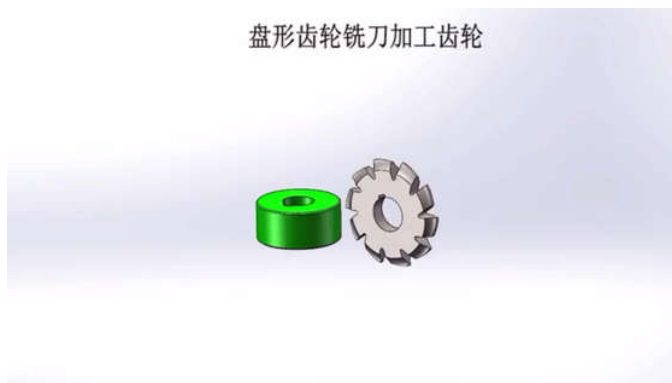


#### □ 指状铣刀

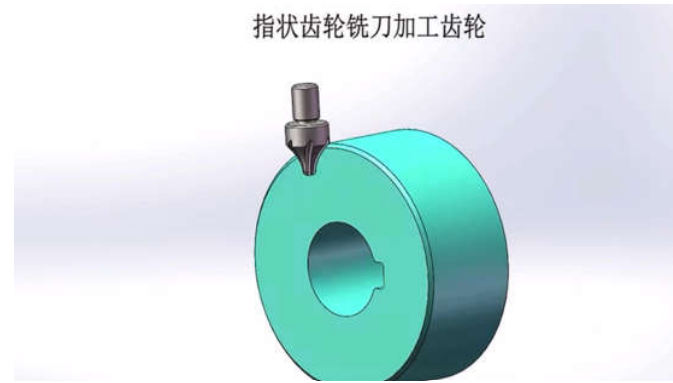
直线切削+分度旋转



盘形齿轮铣刀加工齿轮



指状齿轮铣刀加工齿轮



## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 范成法（展成法、包络法）

**原理：**一对齿轮（或齿轮与齿条）互相啮合时，其齿廓互为包络线（一条曲线与某个曲线族中的每条线都有至少一点相切）。如果把其中一个齿轮（或齿条）做成刀具，就可以切出与它啮合的渐开线齿廓。

齿轮的**范成加工**方法：

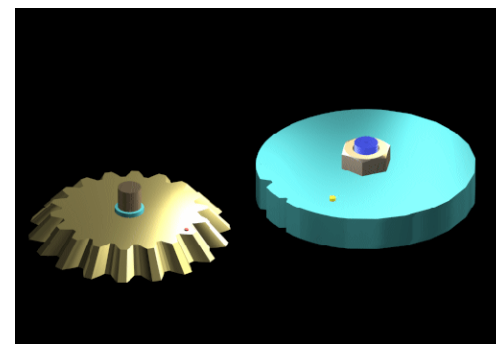
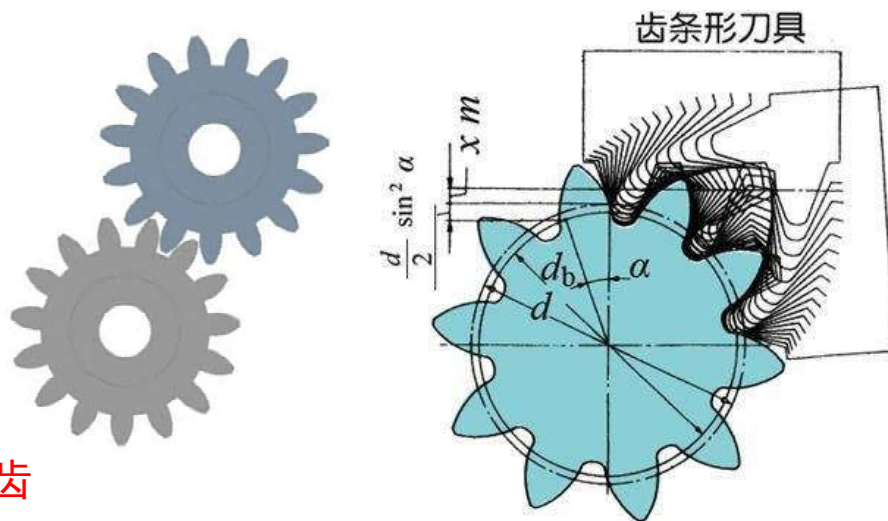
用刀具加工齿轮时，**刀具的节圆（或节线）与被加工齿轮的节圆相切并作纯滚动**，这种运动称为**范成运动**。

**思考：**如何控制范成运动进行加工？

保证刀具与工件按传动比（ $\omega_1 / \omega_2$ ）进行相对运动。

常用刀具：

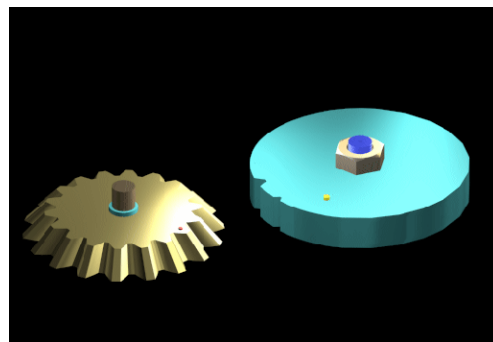
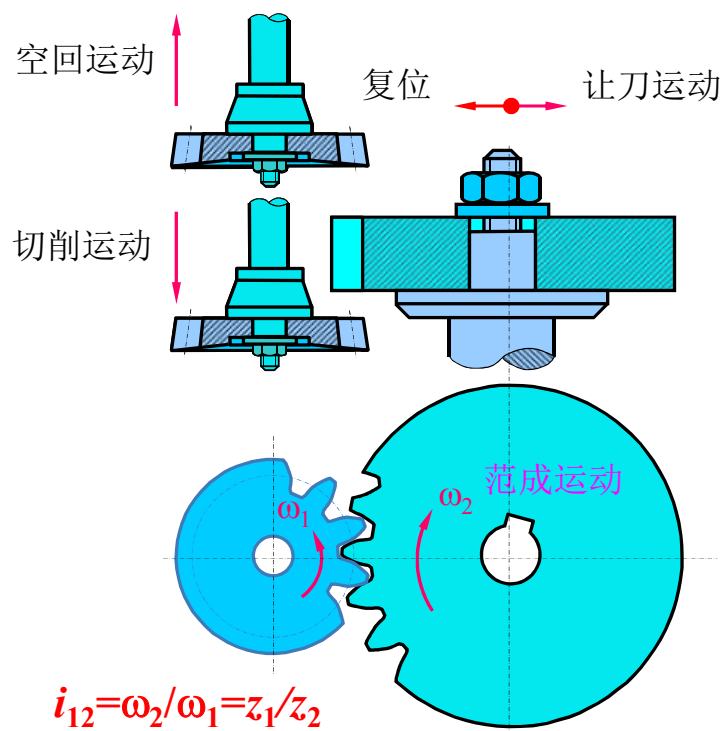
1、齿轮插刀 2、齿条插刀（梳刀） 3、齿轮滚刀





## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 齿轮插刀加工



#### ➤ 范成运动:

用齿轮插刀加工齿轮时，**齿轮插刀的节圆**与**被加工齿轮的节圆**相切并作**纯滚动**。

#### ➤ 刀具:

啮合式旋转 (**范成运动**  $\omega_1$ )

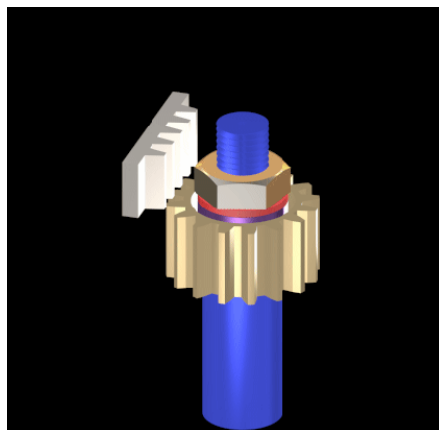
上下直线移动 (**切削、空回运动**) / 左右移动 (**退刀、复位运动**)

#### ➤ 齿轮毛坯:

啮合式旋转 (**范成运动**  $\omega_2$ ) / 左右移动 (**退刀、复位运动**)

## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 齿条插齿加工



#### ➤ 范成运动：

用齿条刀具加工齿轮时，齿条刀具的节线与被加工齿轮的节圆相切并作纯滚动。

#### ➤ 刀具：

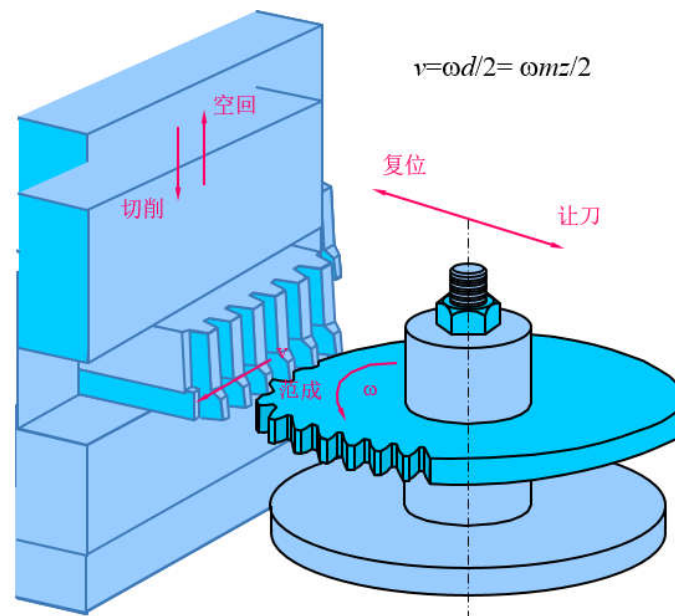
啮合式平移（范成运动 $v$ ）

上下直线移动（切削、空回运动）/左右移动（退刀、复位运动）

#### ➤ 齿轮毛坯：

啮合式旋转（范成运动 $\omega$ ）/左右移动（退刀、复位运动）

$$v = \omega m z / 2$$



## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 齿轮滚刀加工

#### ➤ 范成运动：

滚刀转动时，其投影齿条沿节线方向移动，按范成原理切出轮胚的渐开线齿廓。

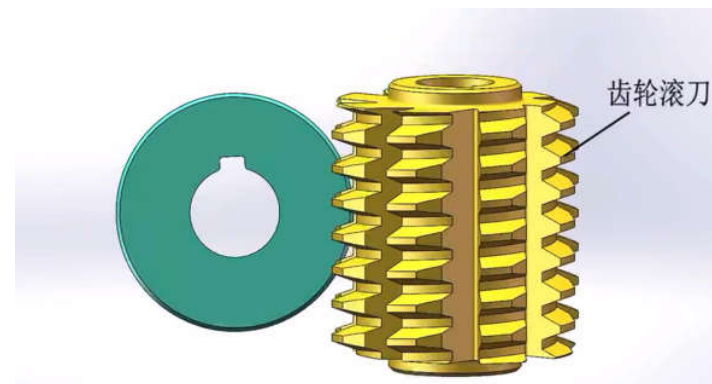
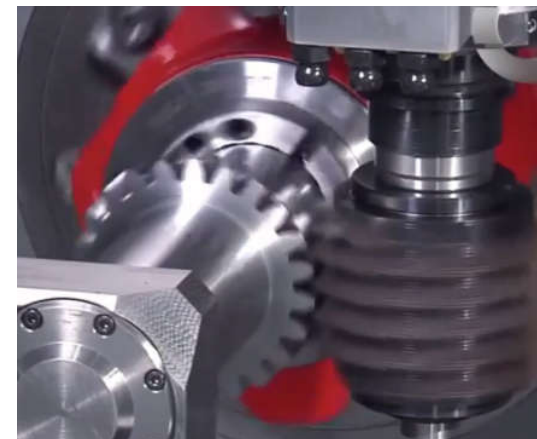
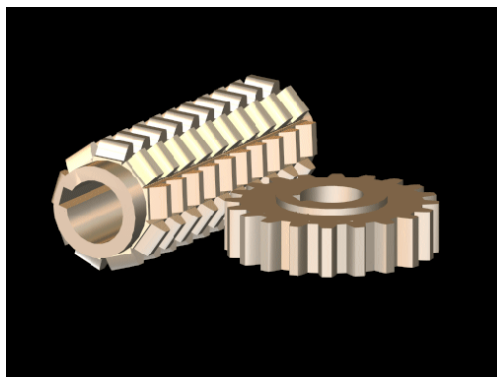
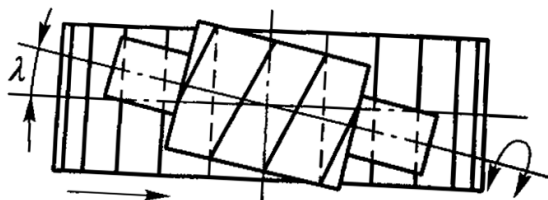
#### ➤ 刀具：

只需滚动（同时包含了啮合式平移 $v = \omega m z / 2$ 和切削两种运动）

#### ➤ 齿轮毛坯：

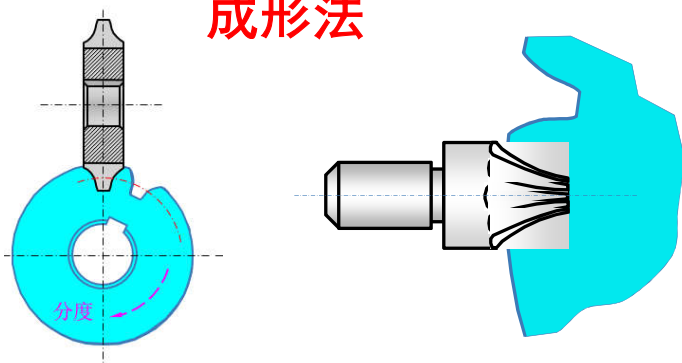
啮合式旋转（范成运动 $\omega$ ）

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胚端面间夹角 $\lambda$ 等于滚刀螺旋升角。

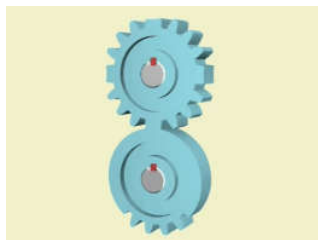


## § 4-6 渐开线齿廓的切齿原理

### 成形法



### 不完全齿轮的加工



**原理：整齿切削**

（刀齿形状与齿轮齿槽形状相同）

**优点：**普通铣床加工

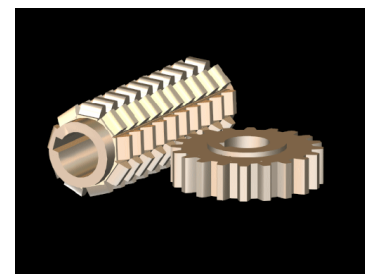
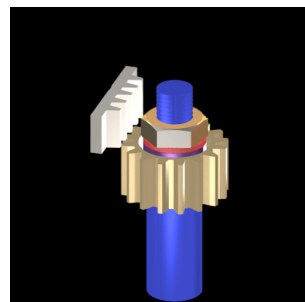
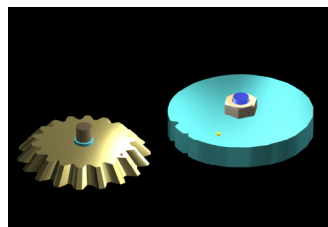
**缺点：**

**精度低：**有分度误差；对刀具齿形误差敏感度高

**生产效率低：**分度运动，单齿、不连续加工

**应用：**加工不完全齿轮，修配和小批量生产

### 范成法



**原理：**切削时刀具与齿轮毛坯做啮合式旋转

（齿轮啮合传动时，渐开线齿廓互为包络线）

**缺点：**需要专门的机床，机床成本高

**优点：**

**精度高：**无分度误差；用同一个刀具加工的一对齿轮都能正确啮合，对刀具齿形误差敏感度高

**生产效率高：**特别是滚齿，可以实现加工连续

**应用：**批量生产



## 第四章 齿轮机构

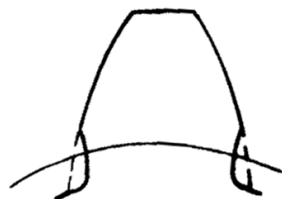
- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### 一、根切和最小齿数

#### 1、根切现象及产生原因

用范成法加工渐开线齿轮过程中，有时刀具齿顶会把被加工齿轮根部的渐开线齿廓切去一部分，这种现象称为根切。



根切现象

根切的危害：

根切将削弱齿根强度，甚至可能降低传动的重合度，影响传动质量。



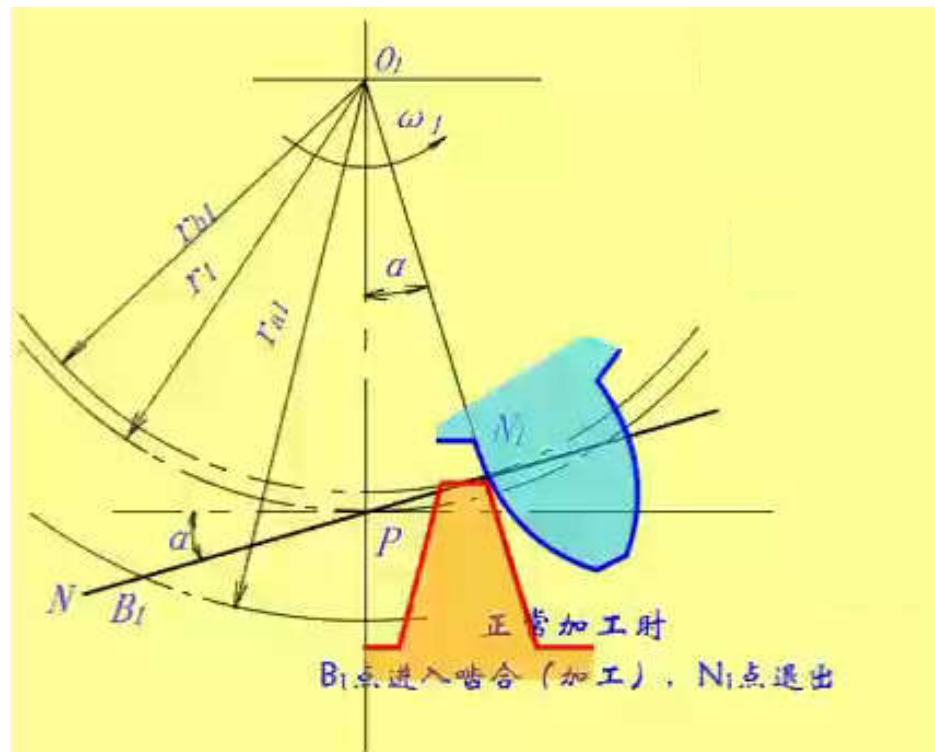
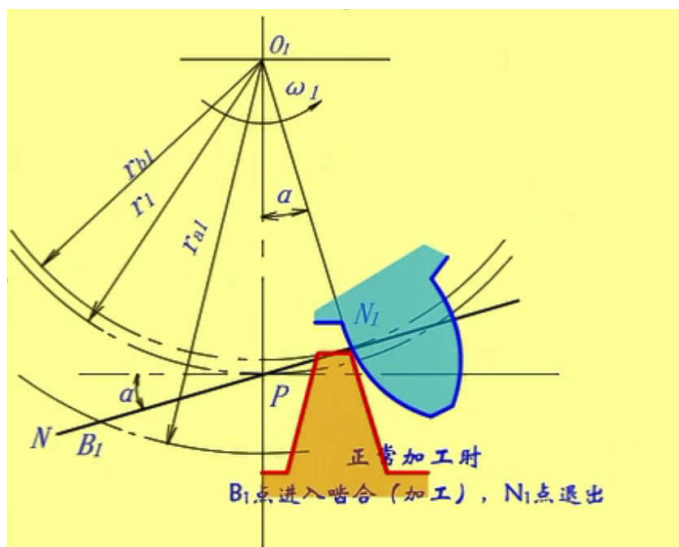


## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### 根切现象是如何产生的？

根切现象是因为刀具齿顶线(齿条型刀具)或齿顶圆(齿轮插刀)超过了极限啮合点(啮合线与被切齿轮基圆的切点)  $N_1$  产生的。

根据渐开线性质(基圆内无渐开线)，  
超过的部分不再是渐开线，形成了根切。



## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### ◆ 分析切齿过程

刀刃从位置I开始切齿；

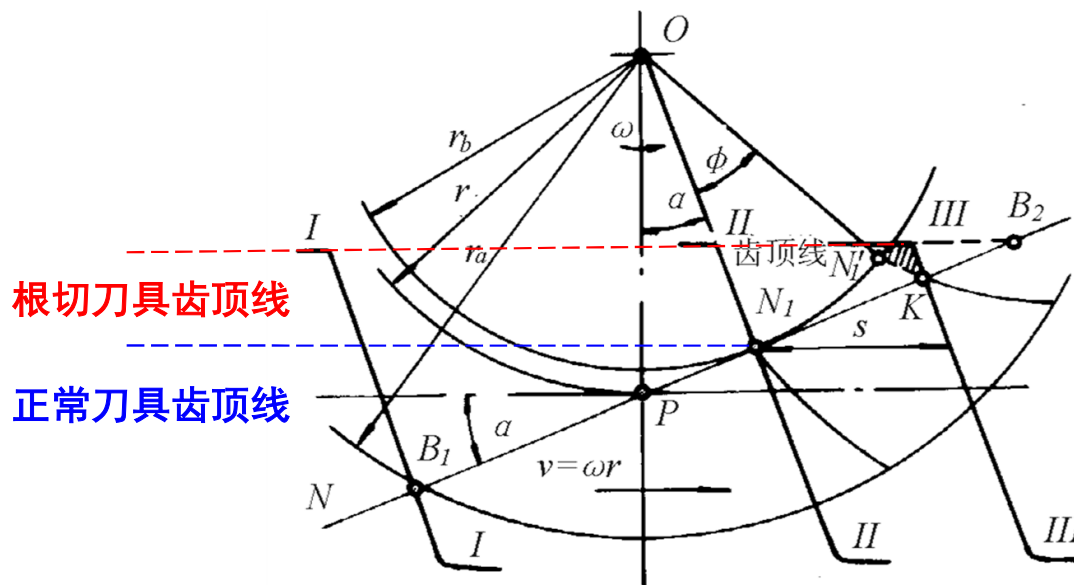
刀刃达到位置II切出全部齿廓；

刀刃达到位置III齿廓产生根切。

### 如何避免根切？

啮合极限点高于刀具齿顶线

- ① 提高啮合极限点 $N_1$
- ② 降低刀具齿顶线





## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### 2、 避免根切的方法

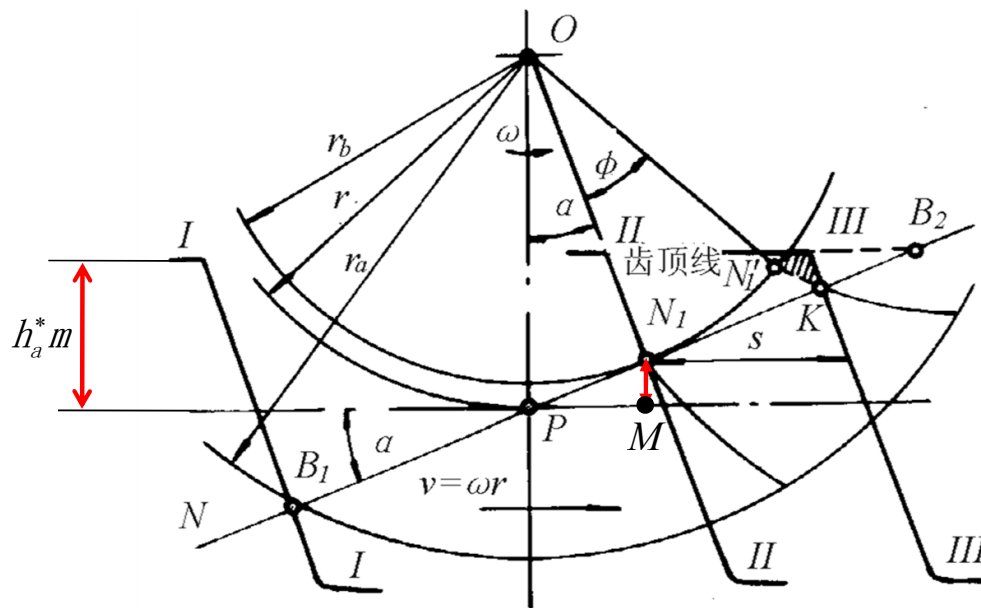
① 提高啮合极限点 $N_1$

使  $\overline{N_1M} \geq h_a^* m$

$$\overline{N_1M} = \overline{PN_1} \sin \alpha = r \sin^2 \alpha \geq h_a^* m$$

$$\frac{mz}{2} \sin^2 \alpha \geq h_a^* m \left\{ \begin{array}{l} \alpha \geq \arcsin \sqrt{\frac{2h_a^*}{z}} \\ z \geq \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} \end{array} \right\}$$

- ◆ 加大压力角
- ◆ 增加齿数
- ◆ 减小齿顶高系数





## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

◆加大压力角

这些方法都可行吗？

◆增加齿数

不都可行。为什么？哪一条是切实可行的？

◆减小齿顶高系数

➤ 分度圆压力角不能随意增大，要按照国家标准或行业标准确定。

➤ 齿数可以加以限制，使其不至于过小产生根切。

➤ 齿顶高系数不能随意变化，要按照国家标准或行业标准确定。

不根切的最小齿数：

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

标准齿轮齿顶高系数=1，压力角=20°：最小齿数=17

为什么希望齿数少？

$d = m z$  模数 $m$ 和传动比 $i$ 已经给定的情况下， $z \downarrow$ ， $d \downarrow$ ，中心距越小，尺寸和质量也越小，结构更紧凑。

## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### ② 降低刀具齿顶线

刀具相对于齿轮下移 $xm$  (其中 $x$ 为变位系数,  $m$ 为模数), 使得

$$\overline{N_1M} \geq h_a^* m - xm$$

$$\overline{N_1M} = \overline{PN_1} \sin \alpha = r \sin^2 \alpha \geq h_a^* m - xm$$

$$\frac{mz}{2} \sin^2 \alpha \geq h_a^* m - xm$$

$$x \geq h_a^* - \frac{z}{2} \sin^2 \alpha$$



$$z > \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha}$$

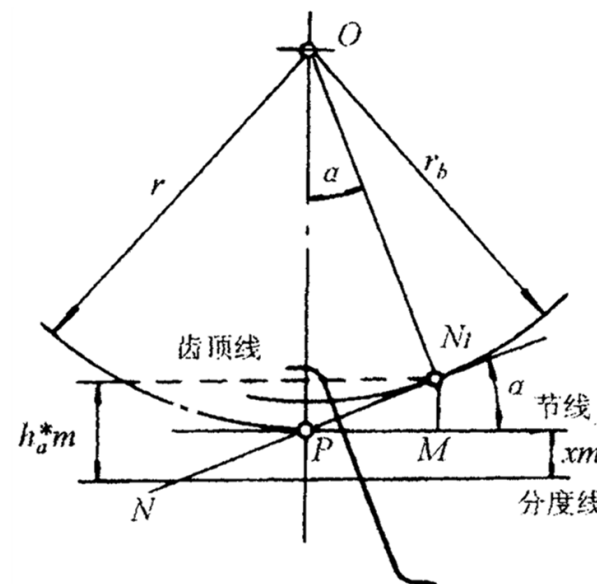
∴ 不根切的最  
小变位系数为:

$$x_{\min} = h_a^* - \frac{z}{2} \sin^2 \alpha$$

∴ 所以最小齿  
数为:

$$z_{\min} = \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha}$$

使刀具齿顶线低于点 $N_1$



使刀具远离被加工齿轮 (下移)

当变位系数 $x > 0$ 时 (即刀具远离被加工件), 便可降低不发生根切的最少齿数的下限

$x \uparrow$ ,  $z_{\min} \downarrow$ , 即不发生根切时的最小齿数越少 ( $z < 17$ ) ‘齿少加工会根切, 变位方法来解决’

## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### 二、变位齿轮及其齿厚的确定

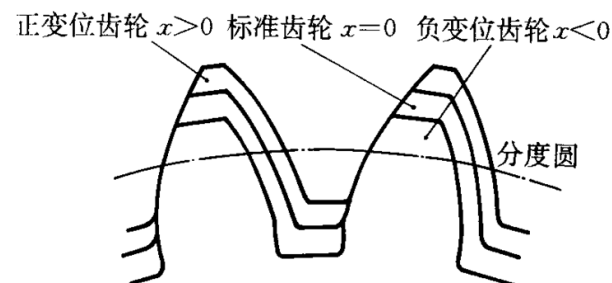
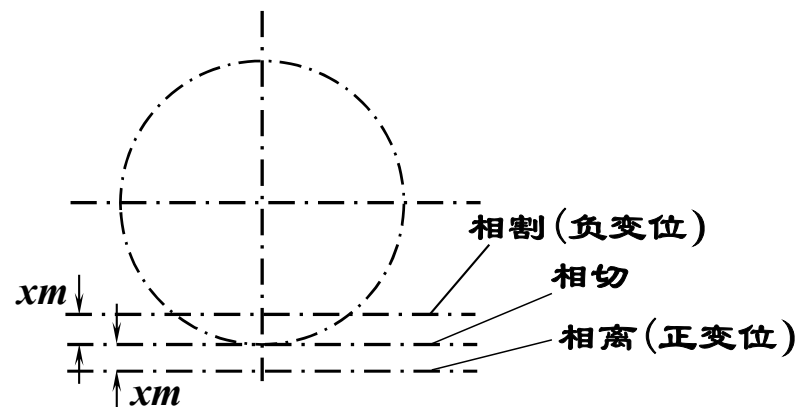
#### 1) 标准齿轮

齿条刀具的分度线与齿轮毛坯的分度圆相切

#### 2) 变位齿轮

改变刀具与齿轮毛坯的相对位置，当刀具的分度线不再与齿轮的分度圆相切时，则称其为“变位”。

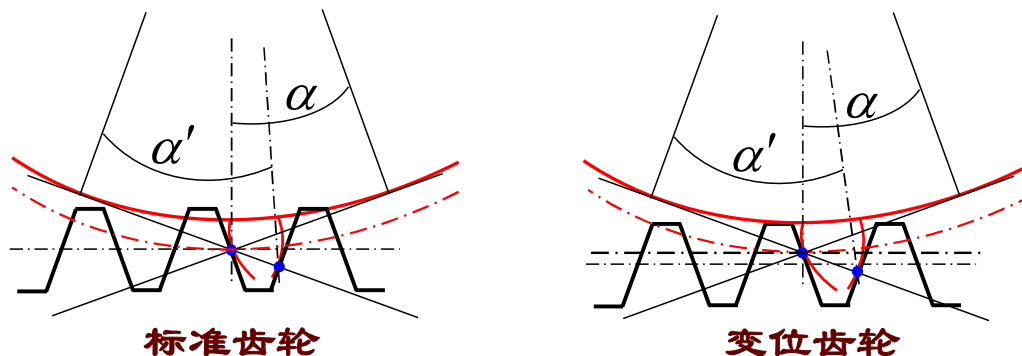
$x$ 为变位系数，相割时 $x$ 为负值，相离时 $x$ 为正值，相切时 $x$ 为零； $xm$ 为变位量。



## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

- 变位齿轮的齿距 $p$ 、模数 $m$ 和压力角 $\alpha$

被加工齿轮分度圆压力角 $\alpha$ 等于刀具的齿形角（为什么？）



齿轮变位前后，齿距 $p$ 、模数 $m$ 和压力角 $\alpha$ 均不变化

（齿轮正确啮合的条件，与齿条刀具上一致）

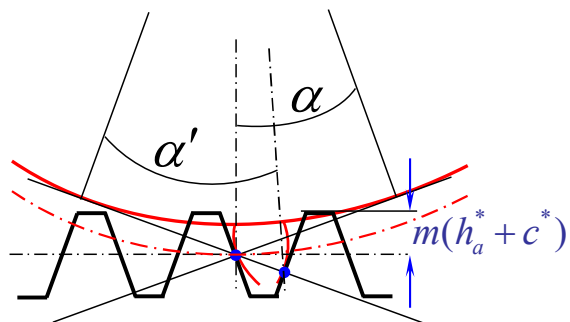
$$d = mz$$

$$d_b = d \cos \alpha$$

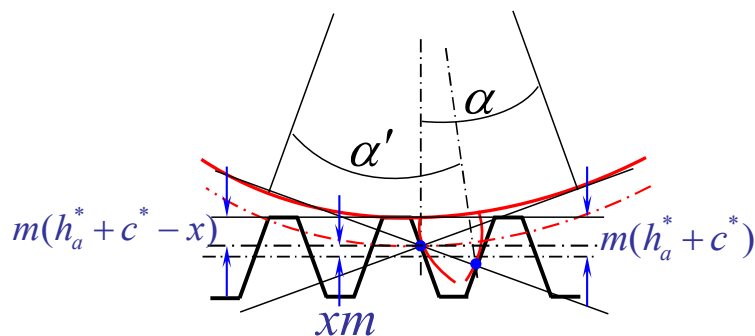
变位齿轮的分度圆和基圆也保持不变

## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

- 变位齿轮的齿根高  $h_f = m(h_a^* + c^* - x)$  (正、负变位均适用, 负变位 $x$ 以负号带入)



标准齿轮



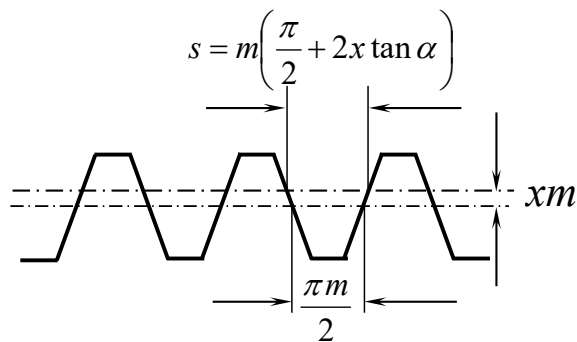
变位齿轮

- 齿轮的分度圆齿厚

$$s = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$$

- 齿轮分度圆上的齿槽宽

$$e = m \left( \frac{\pi}{2} - 2x \tan \alpha \right)$$



## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

### 变位齿轮改变了哪些参数？

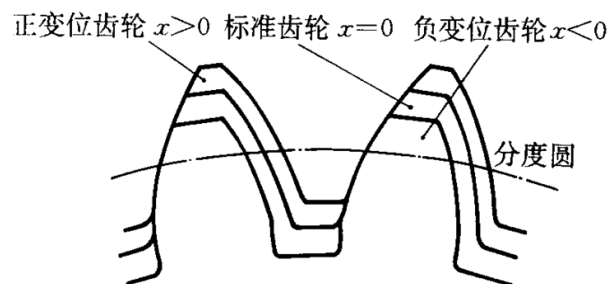
- 变位齿轮与标准齿轮的齿廓曲线均是在同基圆上展开的渐开线，只是截取的线段不同。正变位齿轮齿廓为远离基圆的一段渐开线；负变位齿轮齿廓为靠近基圆的一段渐开线。

### 不变的参数：

- 无论是标准齿轮还是变位齿轮，它们的模数、压力角和齿距都分别与刀具相同，故齿轮变位前后，其模数、压力角、齿距相同，从而分度圆直径、基圆直径均相同。

### 改变的参数：

- 虽然变位后分度圆上的齿距不变，但齿厚和齿槽宽不等，齿根高、齿顶高也会发生变化。
- 正变位时，齿廓曲线段离基圆较远，齿顶圆和齿根圆也相应增大，齿根高减小，齿顶高增大，分度圆齿厚与齿根圆齿厚都增大，但齿顶容易变尖；
- 负变位时，齿廓曲线段离基圆较近，齿顶圆和齿根圆也相应减小，齿根高增大，齿顶高减小，分度圆齿厚和齿根圆齿厚都减小。





## § 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮

思考：为什么要使用变位齿轮？

标准齿轮的缺点：

- 标准齿轮的齿数必须大于等于最少齿数，否则会产生根切；
- 标准齿轮不适用于实际中心距 $a'$ 不等于标准中心距 $a$ 的场合。  
 $a' > a$ : 出现较大齿侧间隙，重合度减小；  $a' < a$ : 较大齿厚不能嵌入较小的齿槽宽，无法安装；
- 标准齿轮啮合时，小齿轮齿根厚度小于大齿轮齿根厚度，抗弯能力有明显差别。





## 第四章 齿轮机构

- 4-1 齿轮机构的特点与类型
- 4-2 齿廓实现定角速度比传动的条件
- 4-3 渐开线齿廓
- 4-4 齿轮各部分名称及渐开线标准齿轮的基本尺寸
- 4-5 渐开线标准齿轮的啮合
- 4-6 渐开线标准齿轮的切齿原理
- 4-7 根切、最少齿数及变位齿轮
- 4-8 平行轴斜齿轮机构

## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

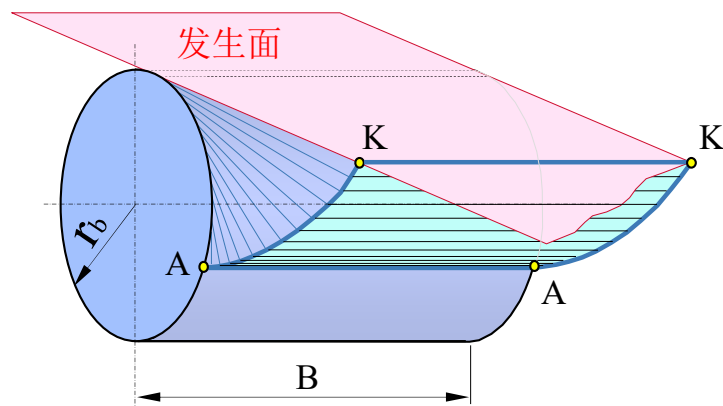
### 一、齿廓曲面的形成和啮合特点

#### 齿廓曲面的形成

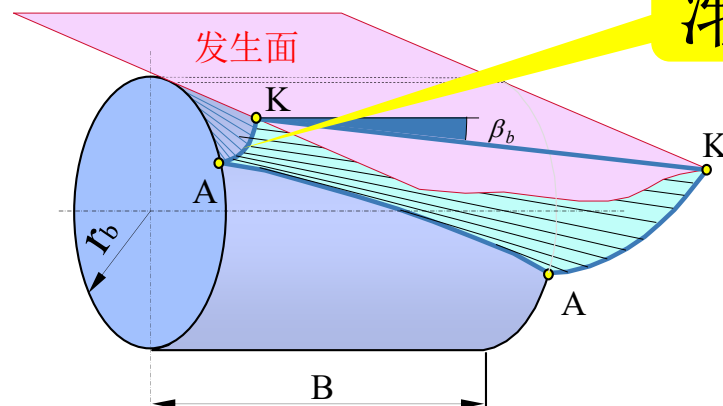
□ **共性:** 发生面在基圆柱上作纯滚动

□ **不同:** (直齿轮) 直线KK与母线平行 → 渐开线面

(斜齿轮) 直线KK与母线成 $\beta_b$ 角 → 渐开线螺旋面



直齿轮齿廓曲面的形成

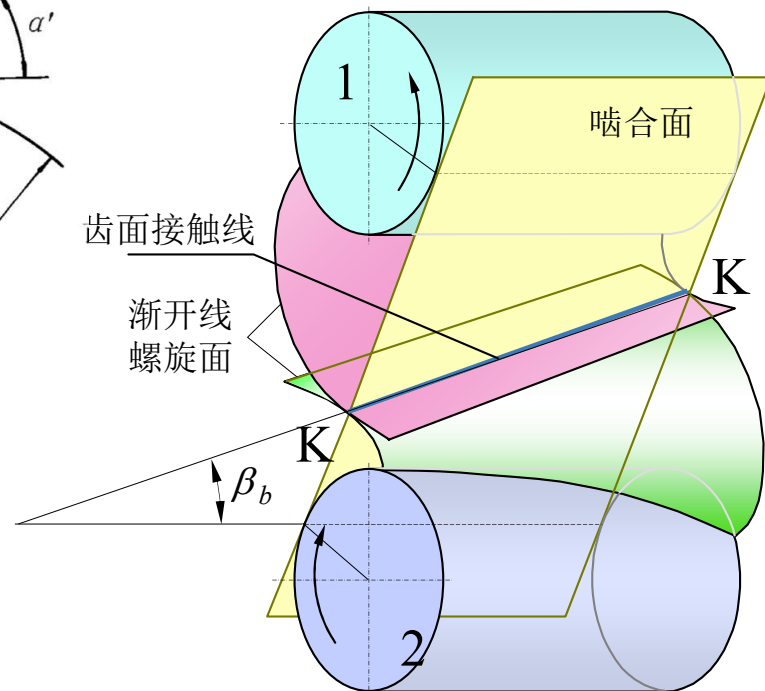
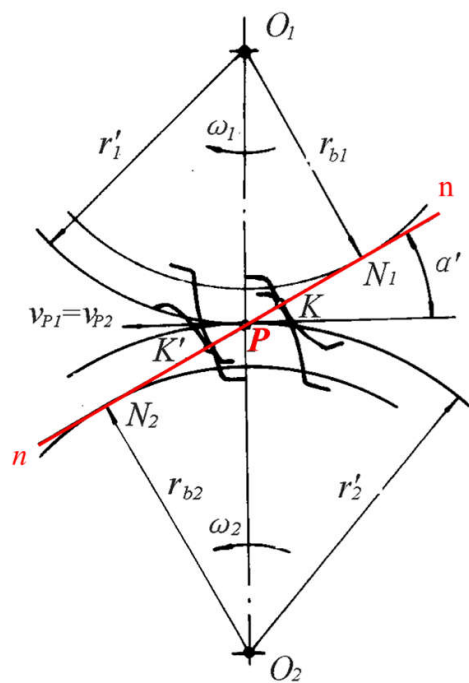


斜齿轮齿廓曲面的形成

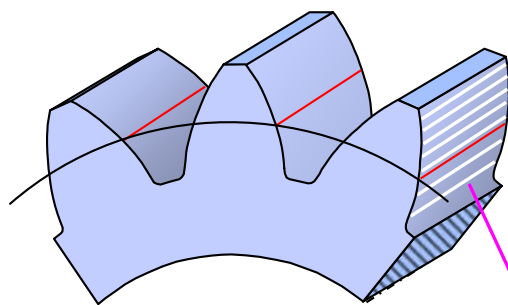
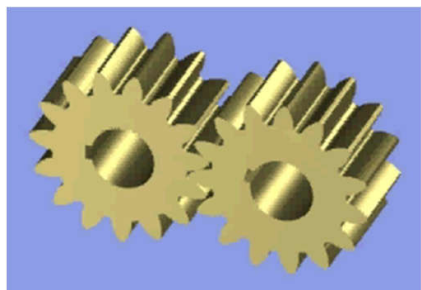
## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

### 斜齿轮啮合特点

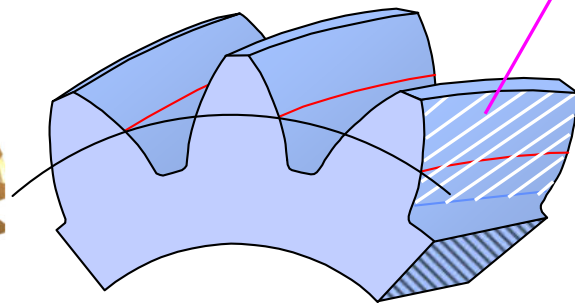
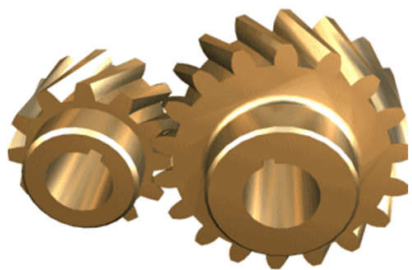
- 两齿廓曲面无论在什么位置接触，接触线始终在两基圆柱的内公切面上，且其接触线与斜线  $KK$  平行
- 从端面看，一对渐开线斜齿轮的传动就相当于一对渐开线直齿轮传动，所以它也满足定角速度比的要求



## § 4-8 平行轴斜齿轮机构



直齿圆柱齿轮



斜齿圆柱齿轮

齿面接触线

### 直齿轮：

- 齿面接触线与齿向(轴线)平行
- 突然进入/脱离啮合(加载/卸载)
- 传动平稳性差，冲击，振动，噪音大

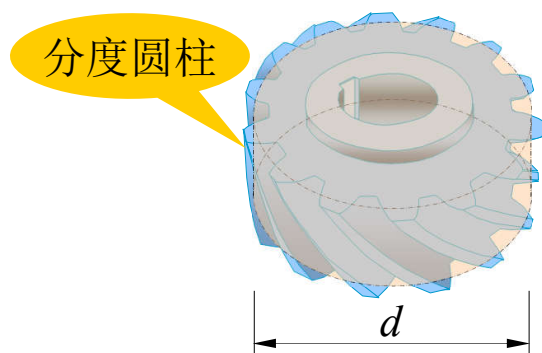
### 斜齿轮：

- 齿面接触线为平行于KK的斜线
- 在两个齿啮合过程中，齿廓接触的线长度由零逐渐增长，从某一个位置后，又逐渐缩短，直至脱离接触
- 逐渐进入/脱离啮合(加载/卸载)
- 传动平稳，冲击，振动，噪音小

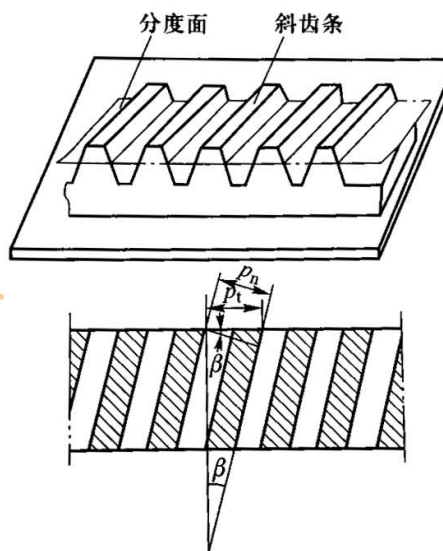
## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

### 二、主要参数和几何尺寸

#### 1 法面模数 $m_n$ 与端面模数 $m_t$



展开



□ 端面参数(t) (垂直于轴线的截面)

□ 法面参数(n) (垂直于螺旋线的切线方向的截面)

□ 端面齿距  $p_t$  与法面齿距  $p_n$  关系

$$p_n = \pi m_n = p_t \cos \beta = \pi m_t \cos \beta$$

→ □  $m_t = m_n / \cos \beta$

$\beta$ : 分度圆螺旋角

$m_t$ : 端面模数

$m_n$ : 法向模数



斜齿轮法面

## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

### 2 法面压力角 $\alpha_n$ 与端面压力角 $\alpha_t$

□ 端面参数(t)、法面参数(n)

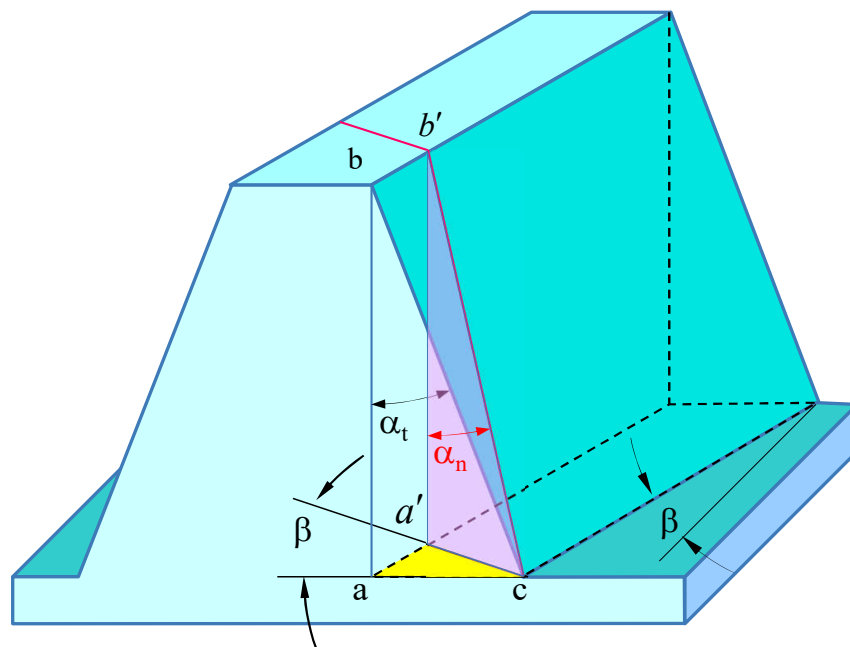
□ 端面压力角 $\alpha_t$ 与法面压力角 $\alpha_n$ 关系

$$\tan \alpha_n = \frac{a'c}{a'b'} \quad \tan \alpha_t = \frac{ac}{ab}$$

$$a'b' = ab$$

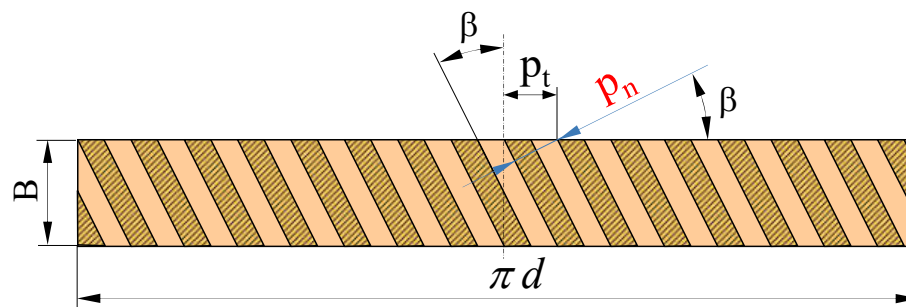
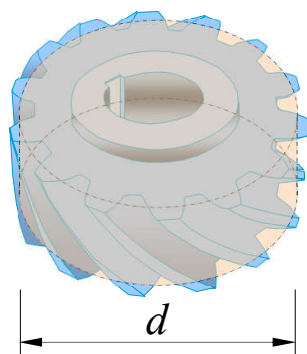
$$a'c = ac \cdot \cos \beta$$

➔  $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$



## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

### 3 其它几何尺寸



分度圆直径 $d$ :

$$d = m_z z = z m_n / \cos \beta$$

中心距 $a$ :

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$$

其余参数见书p67表4-4

## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

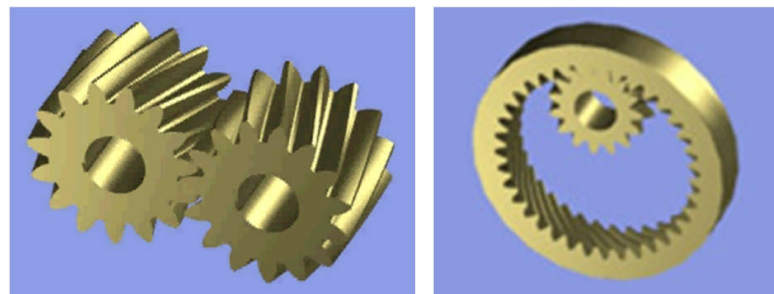
### 三、斜齿轮的啮合传动

#### 1 正确啮合条件

□  $m_{n1} = m_{n2}$ 、 $\alpha_{n1} = \alpha_{n2}$  ( $m_{t1} = m_{t2}$ 、 $\alpha_{t1} = \alpha_{t2}$ )

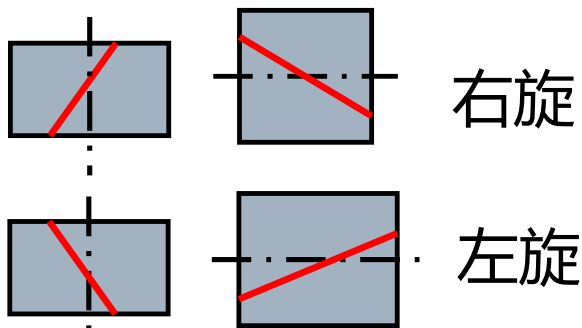
□ **外啮合**:  $\beta_1 = -\beta_2$

□ **内啮合**:  $\beta_1 = \beta_2$



#### 螺旋线旋向判别:

- **沿着轴线方向看过去**, 螺旋线右边高——**右旋**  
 □ 螺旋线左边高——**左旋**





## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

### 2 斜齿轮传动的重合度

□ 直齿轮传动:

$$\varepsilon_t = \frac{FG}{p_t}$$

□ 斜齿轮传动:

$$\varepsilon = \frac{FH}{p_t} = \frac{FG + GH}{p_t} = \varepsilon_t + \frac{b \tan \beta}{p_t}$$

$\varepsilon_t$ : 端面重合度, 与斜齿轮端面轮廓相同的直齿轮传动的重合度

$\frac{b \tan \beta}{p_t}$ : 齿轮倾斜而产生的的附件重合度

$b$ 和 $\beta$ 如何影响重合度? 产生什么效果?

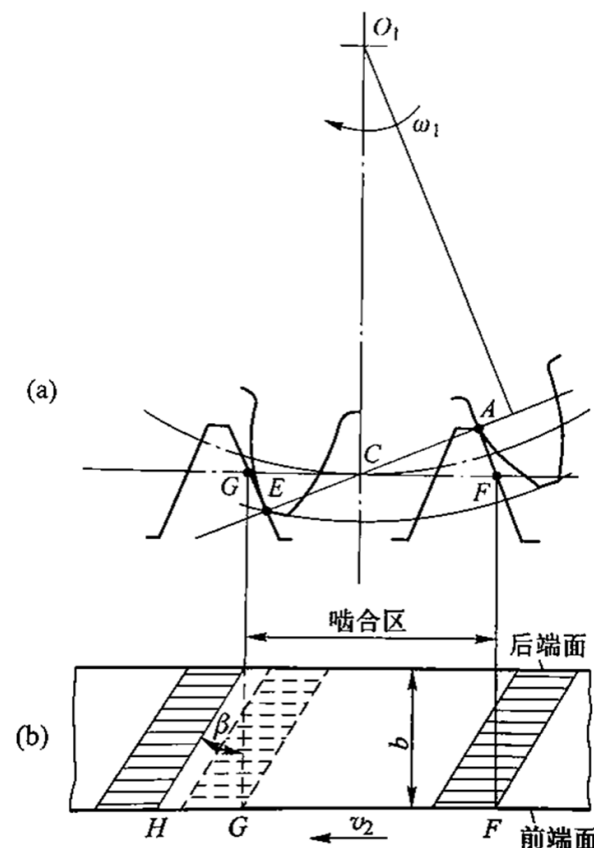


图 4-19 斜齿轮传动的重合度

## § 4-8 平行轴斜齿轮机构

斜齿轮的强度计算时针对法面进行的，所以需要知道斜齿轮的法向齿形，但是法向齿形较为复杂，所以采用与斜齿轮法面齿形相当的虚拟的直齿圆柱齿轮（即为当量齿轮）进行等效。

$$\begin{aligned} \text{长轴: } a &= \frac{d}{2\cos\beta} \\ \text{短轴: } b &= \frac{d}{2} \end{aligned}$$

$$\text{C点的曲率半径: } \rho = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2\cos^2\beta}$$

以  $\rho$  为分度圆半径，以法向模数  $m_n$  为模数，取法面压力角  $\alpha_n$  作一直齿圆柱齿轮，其齿形可认为近似于斜齿轮的法向齿形。该直齿圆柱齿轮称为斜齿圆柱齿轮的**当量齿轮**，其齿数称为**当量齿数**  $z_v$ 。

$$z_v = \frac{2\rho}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2\beta} = \frac{m_n z}{m_n \cos^3\beta} = \frac{z}{\cos^3\beta}$$

$z$ : 斜齿轮实际齿数

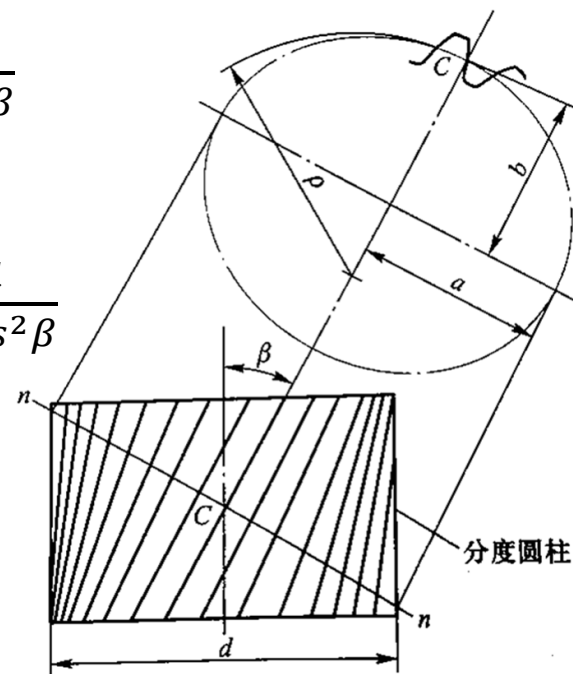


图 4-20 斜齿轮的当量齿轮

过斜齿轮分度圆柱上齿廓的点C作轮齿螺旋线的法面  $n-n$ ，该法面与分度圆柱的交线为一椭圆。

# 机械设计基础

## 第五章 轮系

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

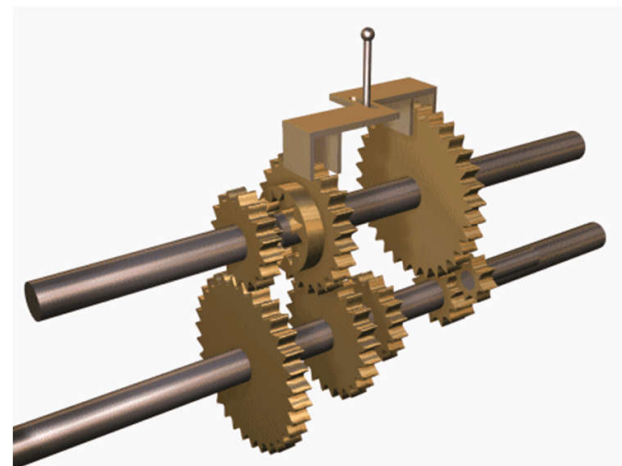
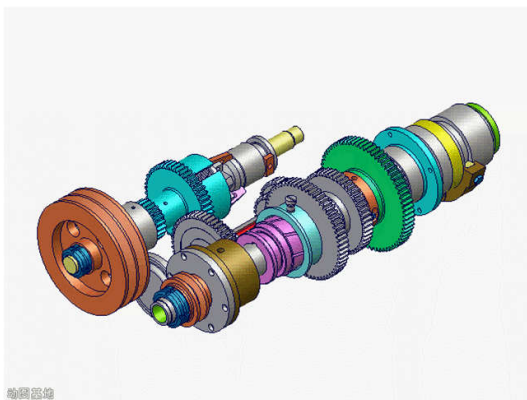
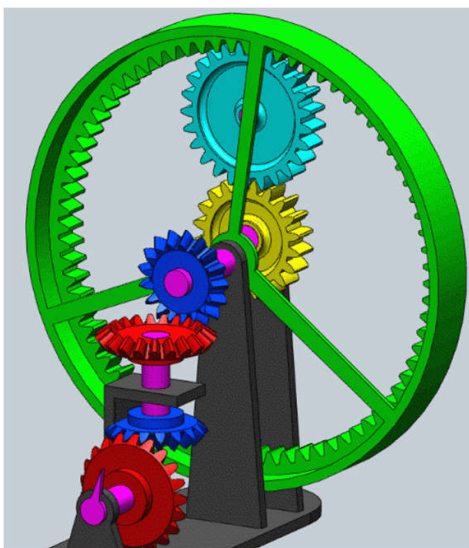
5-4 复合轮系及其传动比

5-5 轮系的功用

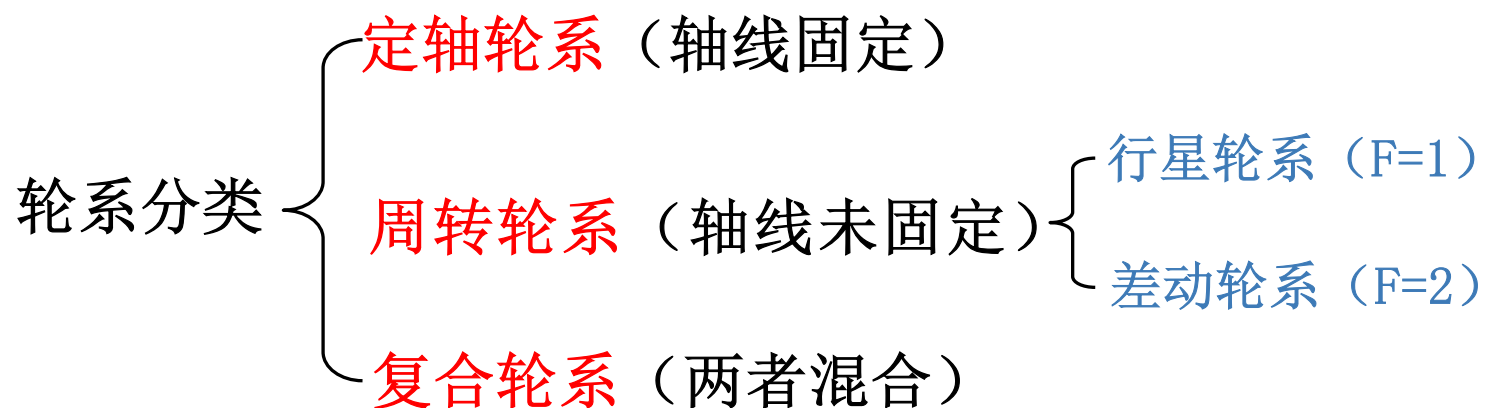
5-6 轮系的设计条件

## 第五章 轮系

定义：由两个以上齿轮组成的齿轮传动系统称为**轮系**



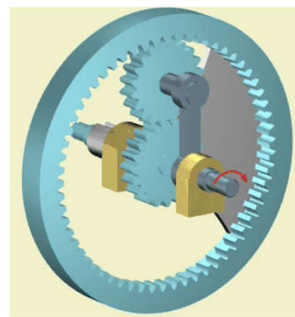
## 5-1 轮系的类型



本章要解决的问题：

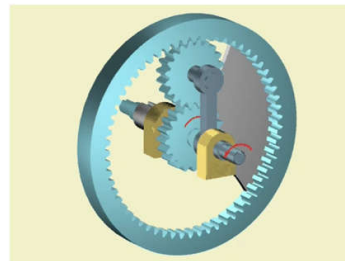
1. 轮系传动比  $i$  的计算
2. 从动轮转向的判断
3. 了解轮系的功用

外侧齿轮固定



行星轮系

外侧齿轮未固定



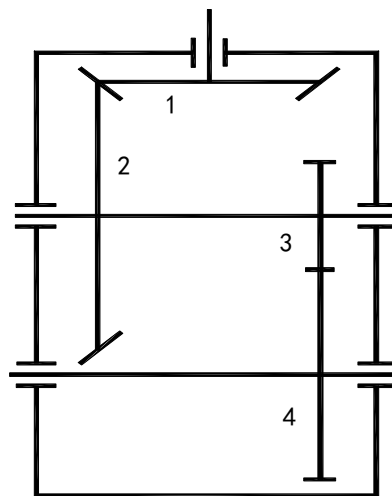
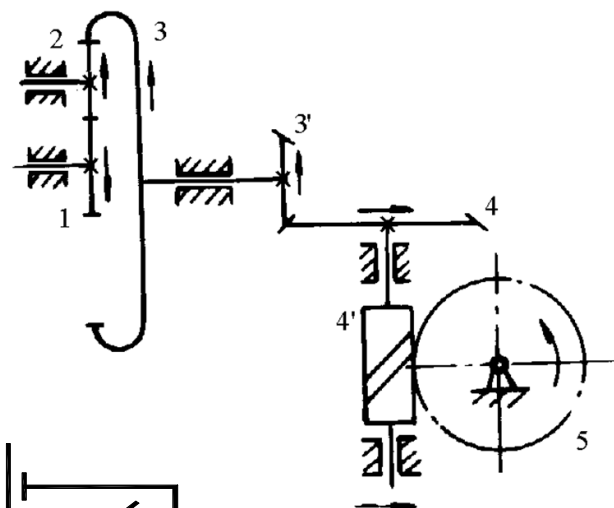
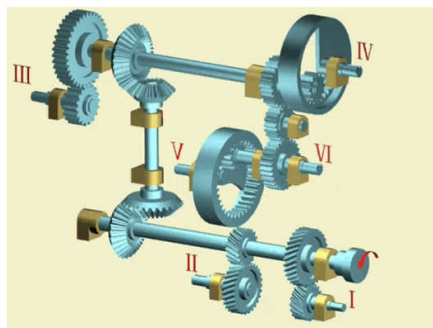
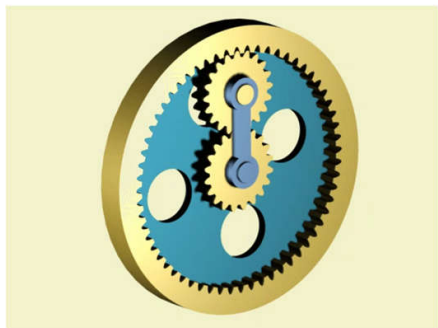
差动轮系

## 5-1 轮系的类型

### 一、轮系的分类

#### 1. 定轴轮系

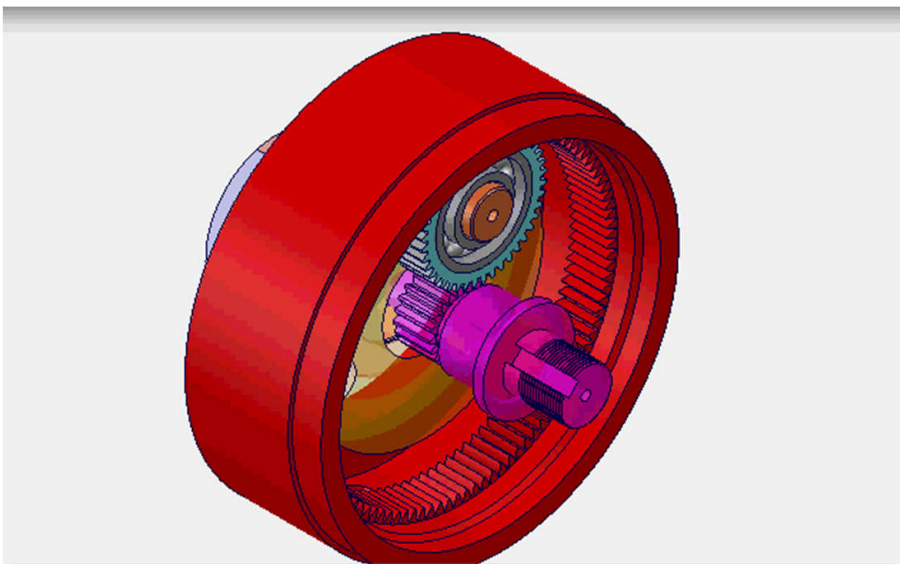
轮系运转时，如果各齿轮轴线的位置都固定不动，则称之为**定轴轮系**（或称为**普通轮系**）。



## 5-1 轮系的类型

### 2. 周转轮系

轮系运转时，至少有一个齿轮轴线的位置不固定，而是绕某一固定轴线回转，则称该轮系为**周转轮系**。

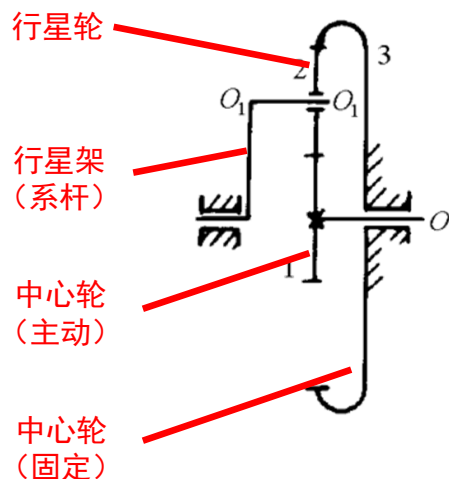




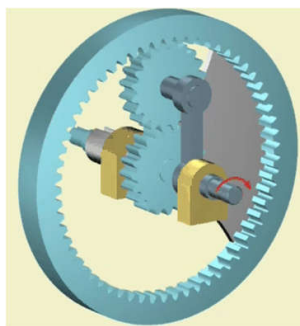
## 5-1 轮系的类型

按照自由度数目的不同，又可将周转轮系分为两类：

### 1) 行星轮系



外侧齿轮固定

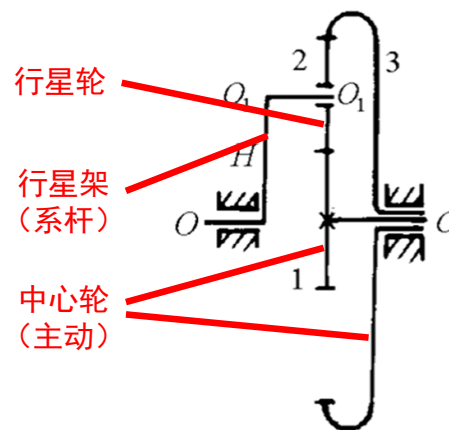


有几个自由度？

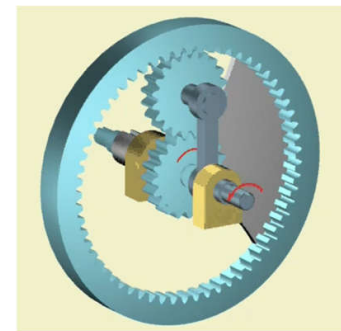
$$F=3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 \times 2 = 1$$

行星轮系

### 2) 差动轮系



外侧齿轮未固定



有几个自由度？

$$F=3 \times 4 - 2 \times 4 - 1 \times 2 = 2$$

差动轮系

**行星轮：**  
轴线位置变动的齿轮

**行星架（系杆）：**  
支撑行星轮既做自转  
又做公转的构件

**太阳轮/中心轮：**  
轴线位置不动的齿轮



5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

5-4 复合轮系及其传动比

5-5 轮系的功用

5-6 轮系的设计条件

## 5-2 定轴轮系及其传动比

输入轴与输出轴之间的传动比为：

$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{n_1}{n_5}$$

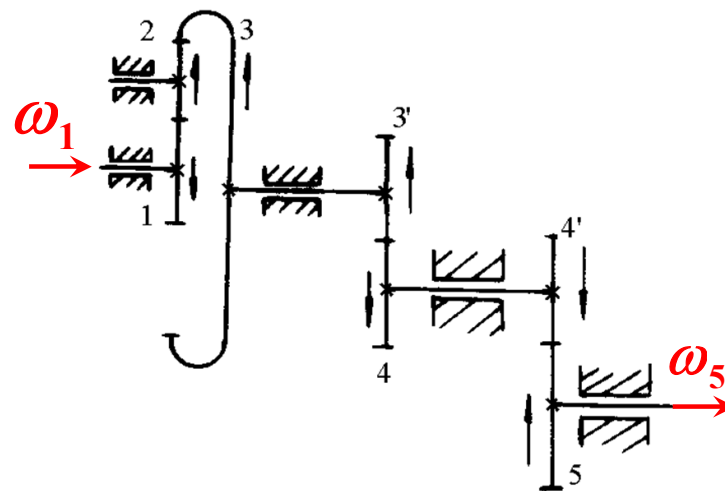
轮系中各对啮合齿轮的传动比大小为：

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow \omega_1 = i_{12} \omega_2 = \frac{z_2}{z_1} \omega_2$$

$$i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_2} \rightarrow \omega_2 = i_{23} \omega_3 = \frac{z_3}{z_2} \omega_3$$

$$i_{3'4} = \frac{\omega_{3'}}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_{3'}} \rightarrow \omega_{3'} = i_{3'4} \omega_4 = \frac{z_4}{z_{3'}} \omega_4$$

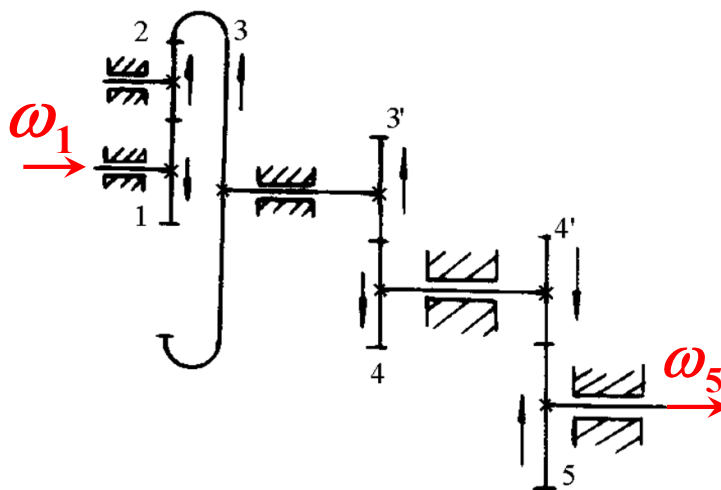
$$i_{4'5} = \frac{\omega_{4'}}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_{4'}} \rightarrow \omega_{4'} = i_{4'5} \omega_5 = \frac{z_5}{z_{4'}} \omega_5$$



## 5-2 定轴轮系及其传动比

$$\omega_3 = \omega_{3'}$$

$$\omega_4 = \omega_{4'}$$



$$i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{3'4} \cdot i_{4'5} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2 \cdot \omega_{3'} \cdot \omega_{4'}}{\omega_2 \cdot \omega_3 \cdot \omega_4 \cdot \omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = i_{15} = \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_{3'} \cdot z_{4'}}$$

一般定轴轮系的传动比计算公式为：

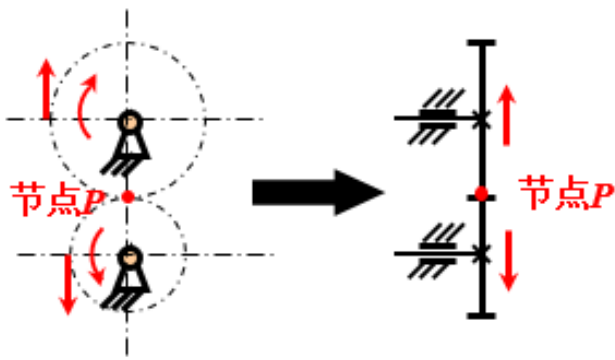
$$i_{AB} = \frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{\text{从A到B所有从动轮齿数连乘积}}{\text{从A到B所有主动轮齿数连乘积}}$$

## 5-2 定轴轮系及其传动比

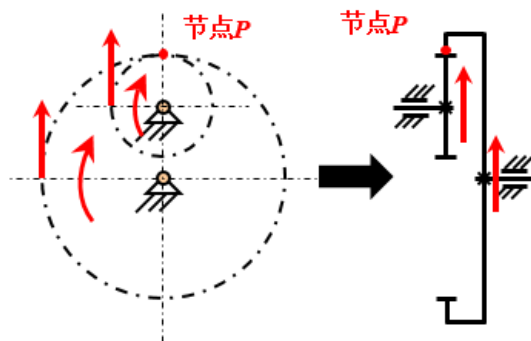
如何确定定轴轮系中的转向关系？ 逐个判断画箭头

### 1. 节点法

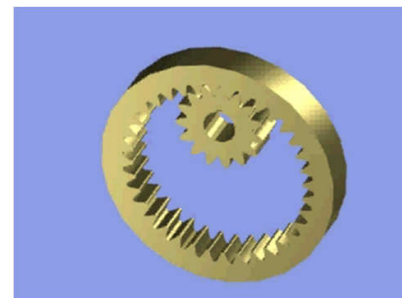
**原理：**节点是速度瞬心，即同速点，转向同时指向节点或背离节点



外啮合



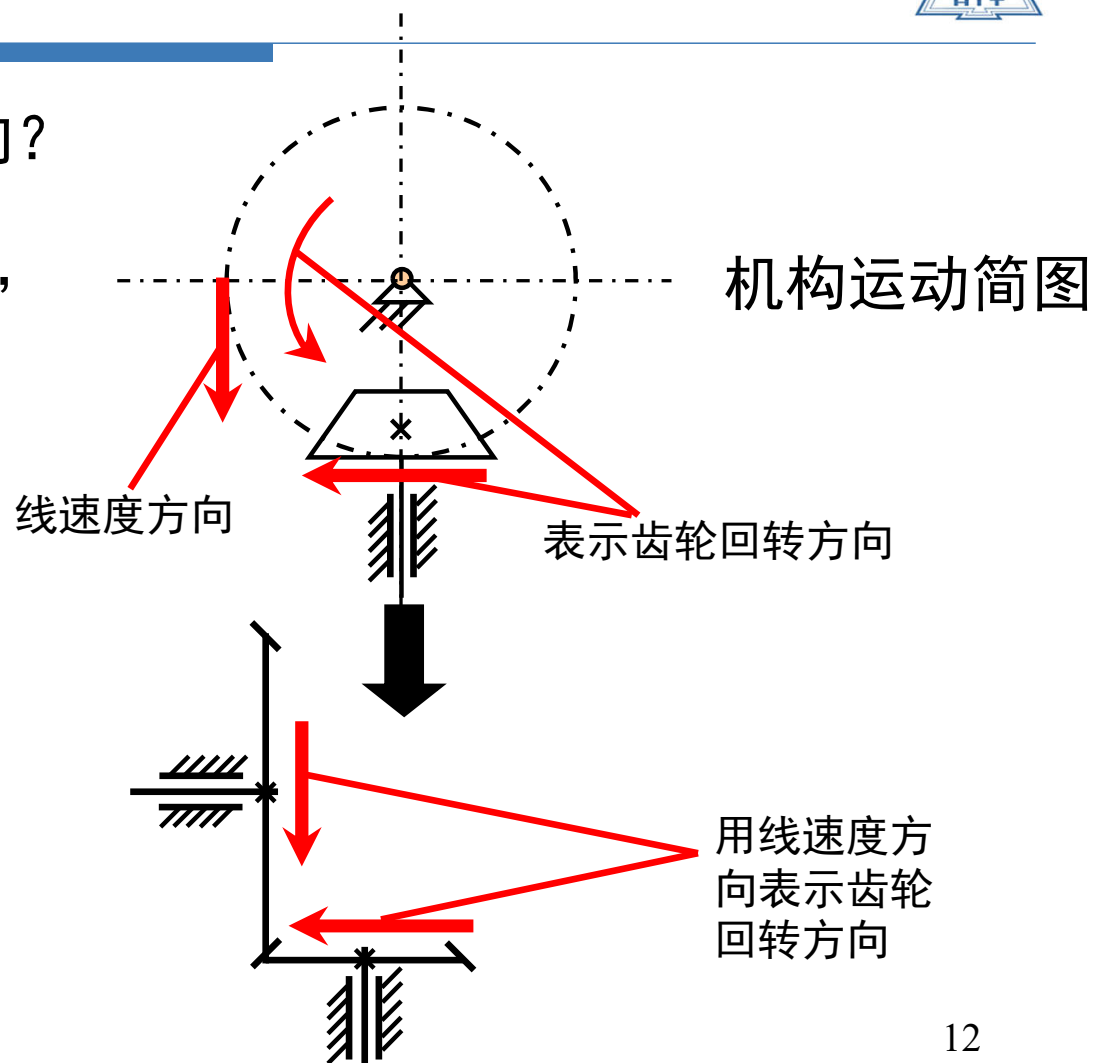
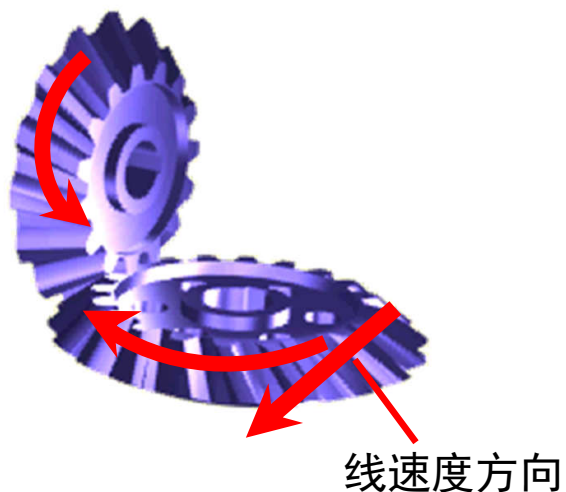
内啮合



## 5-2 定轴轮系及其传动比

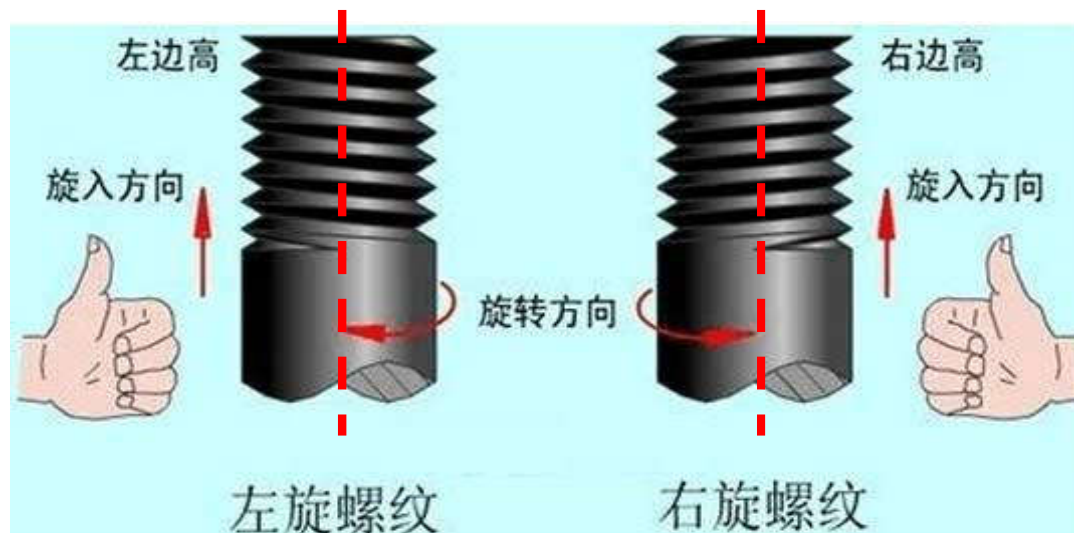
如何表示一对圆锥齿轮的转向？

**原理：**节点是速度瞬心，即同速点，  
转向同时指向节点或背离节点



## 5-2 定轴轮系及其传动比

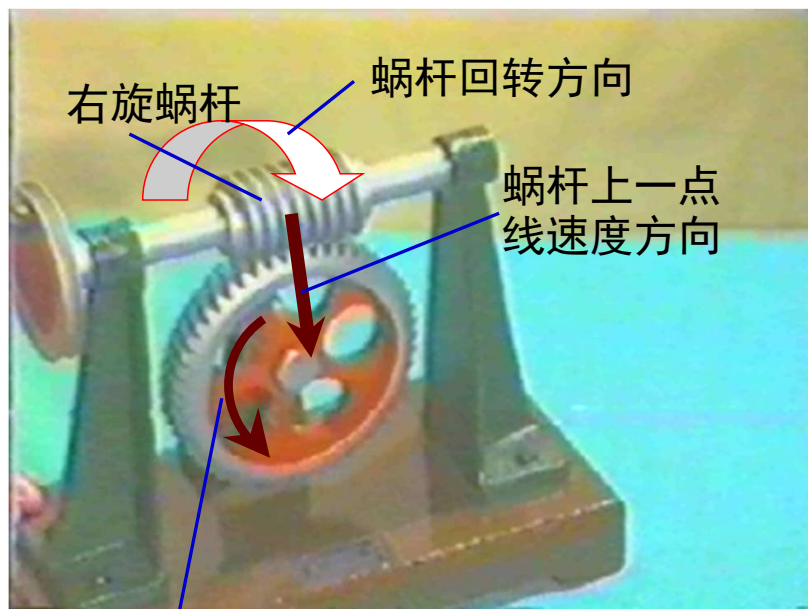
### 2、左右手法则（螺纹运动方向的判断）



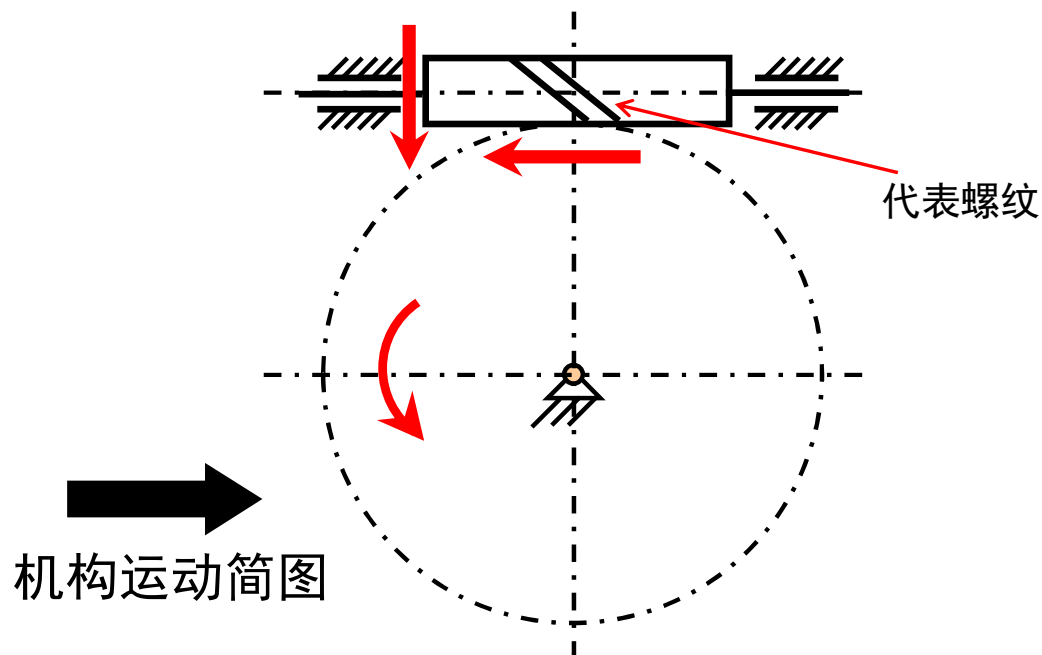
- 方法：（1）左旋螺纹（沿着轴线方向，左边螺纹高）用左手，  
右旋螺纹（沿着轴线方向，右边螺纹高）用右手。
- （2）手握螺杆，四指方向与螺杆旋转方向一致，大拇指方向则是螺杆  
螺纹旋进方向，大拇指反方向则为啮合点处蜗轮的线速度方向。

## 5-2 定轴轮系及其传动比

如何表示蜗杆蜗轮传动的转向？



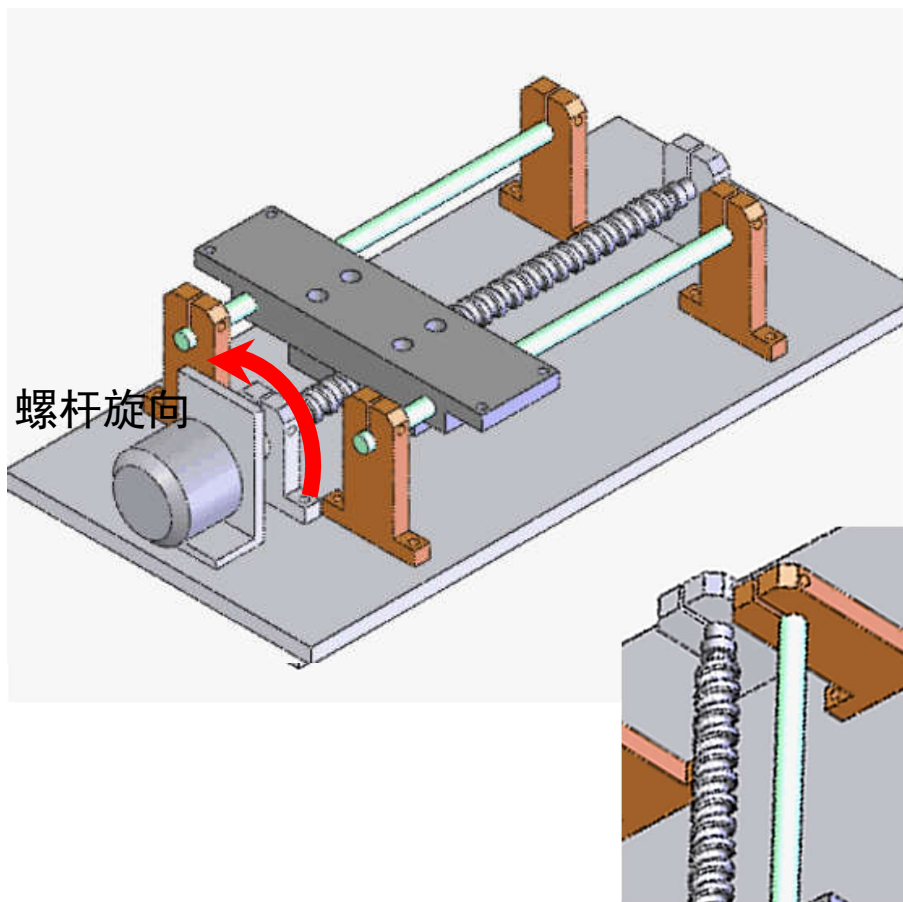
蜗轮回转方向



- 1、螺杆是左旋还是右旋？ **右旋**
- 2、螺杆螺纹的旋进方向？ **向右**（螺杆相对于涡轮往右走）
- 3、涡轮怎么转？ **逆时针**（啮合处相对于螺杆往左走）



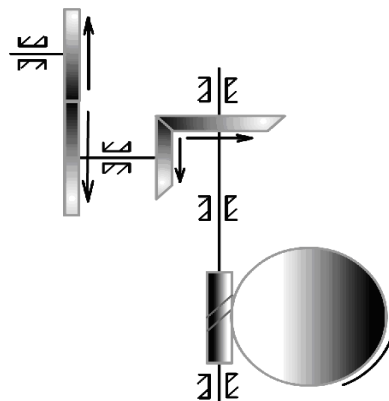
## 练习题



螺杆是左旋还是右旋？ 右旋

螺杆螺纹的旋进方向？ 向左（螺杆相对滑块往左走）

滑块前进方向？ 向右（滑块相对螺杆往右走）



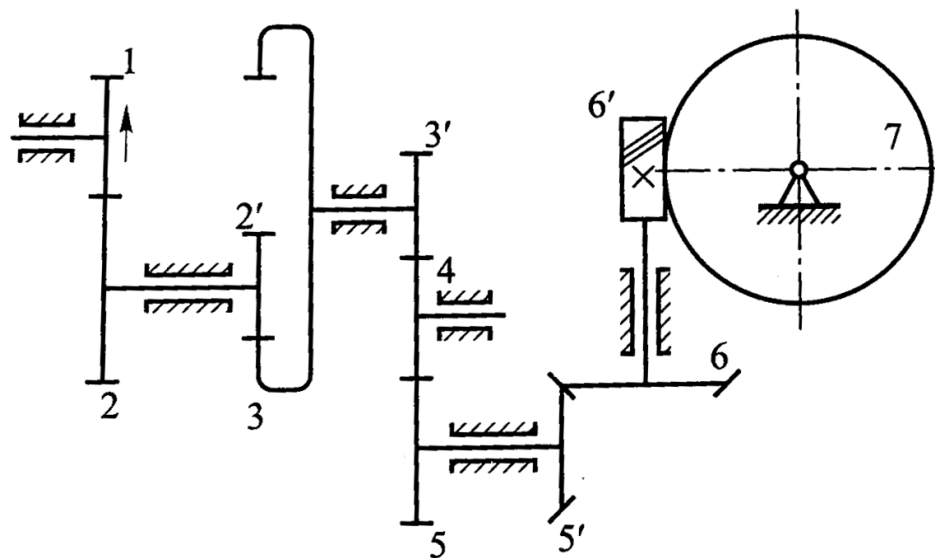
图中方向判断是否有误？

无误



## 5-2 定轴轮系及其传动比

图所示轮系机构中，已知各轮齿数 $z_1=18, z_2=36, z_2'=20, z_3=80,$   
 $z_3'=20, z_4=18, z_5=30, z_5'=15, z_6=30, z_6'=2, z_7=60, n_1=1440 \text{ r/min}$ ，其  
转向如图所示。求传动比 $i_{17}, i_{15}, i_{25}$ 及涡轮的转速和转向。



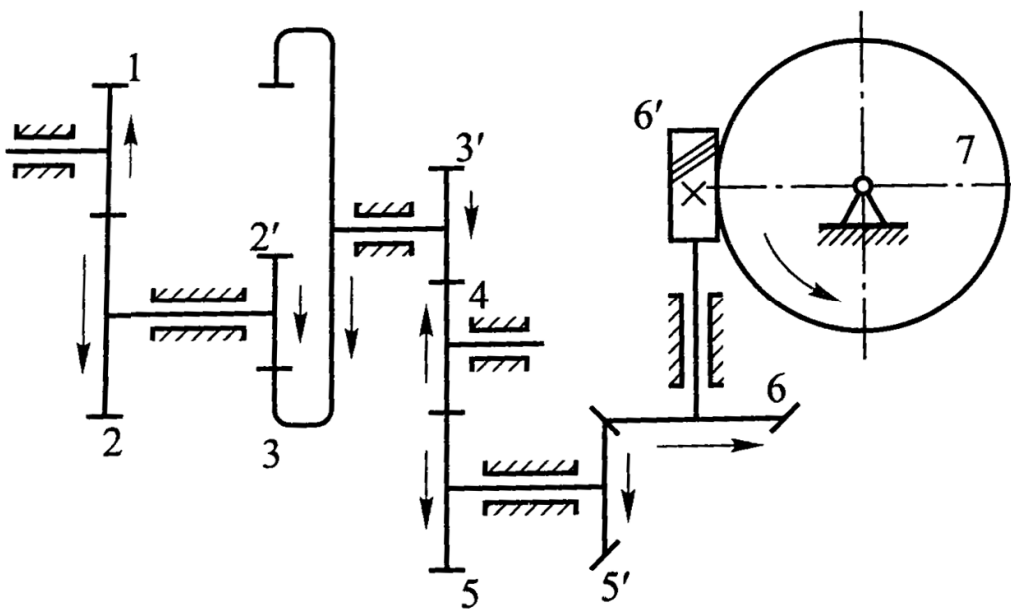
## 5-2 定轴轮系及其传动比

$$i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7}{z_1 z_{2'} z_3 z_4 z_{5'} z_{6'}} = \frac{36 \times 80 \times 18 \times 30 \times 30 \times 60}{18 \times 20 \times 20 \times 18 \times 15 \times 2} = 720 (\uparrow, \curvearrowright)$$

$$i_{15} = (-) \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_{2'} z_3 z_4} = (-) \frac{36 \times 80 \times 18 \times 30}{18 \times 20 \times 20 \times 18} = -12$$

$$i_{25} = (+) \frac{z_3 z_4 z_5}{z_{2'} z_3 z_4} = (+) \frac{80 \times 18 \times 30}{20 \times 20 \times 18} = +6$$

$$n_7 = \frac{n_1}{i_{17}} = \frac{1440}{720} = 2 \text{ r/min}$$





## 5-2 定轴轮系及其传动比

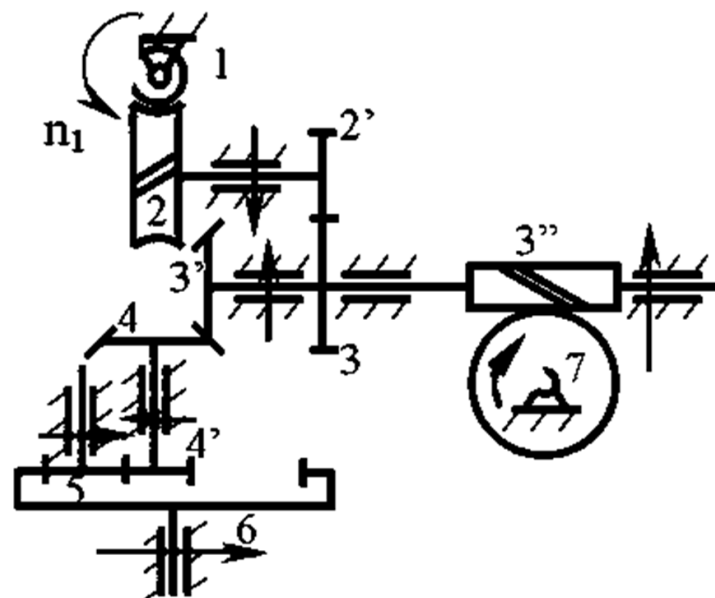
图所示轮系机构中，已知各轮齿数 $z_1=1, z_2=60, z_2'=30, z_3=60, z_3'=25, z_3''=1, z_4=30, z_4'=20, z_5=25, z_6=70, z_7=60, n_1=1440 \text{ r/min}$ ，其转向如图所示。求传动比 $i_{16}$ ， $i_{17}$ ， $n_6$ 和 $n_7$ 的大小及方向。

$$\text{解: } i_{16} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_6}{z_1 z_2' z_3' z_4'} = \frac{60 \times 60 \times 30 \times 70}{1 \times 30 \times 25 \times 20} = 504$$

$$n_6 = \frac{n_1}{i_{16}} = \frac{1440}{504} = 2.857 \text{ r/min (方向如图)}$$

$$i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = \frac{z_2 z_3 z_7}{z_1 z_2' z_3''} = \frac{60 \times 60 \times 60}{1 \times 30 \times 1} = 7200$$

$$n_7 = \frac{n_1}{i_{17}} = \frac{1440}{7200} = 0.2 \text{ r/min (方向如图)}$$





5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

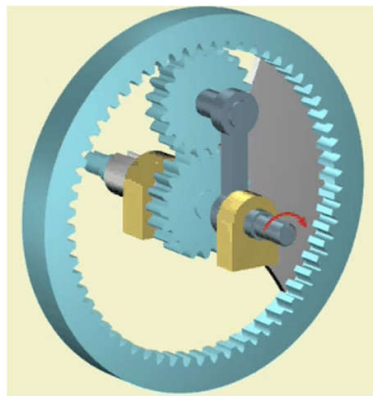
5-4 复合轮系及其传动比

5-5 轮系的功用

5-6 轮系的设计条件

## 5-3 周转轮系及其传动比

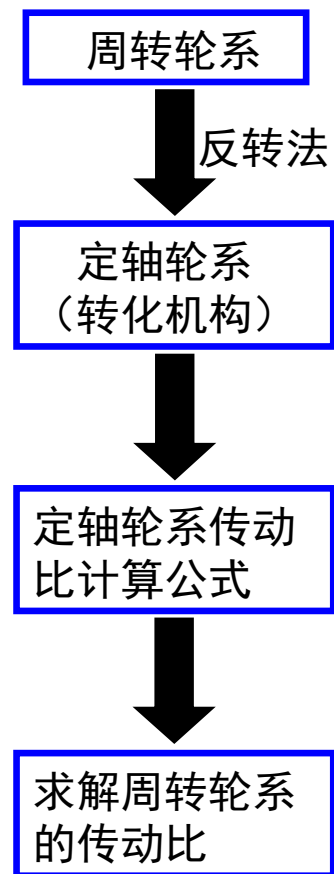
行星轮不是绕着固定轴线转动，怎么算？



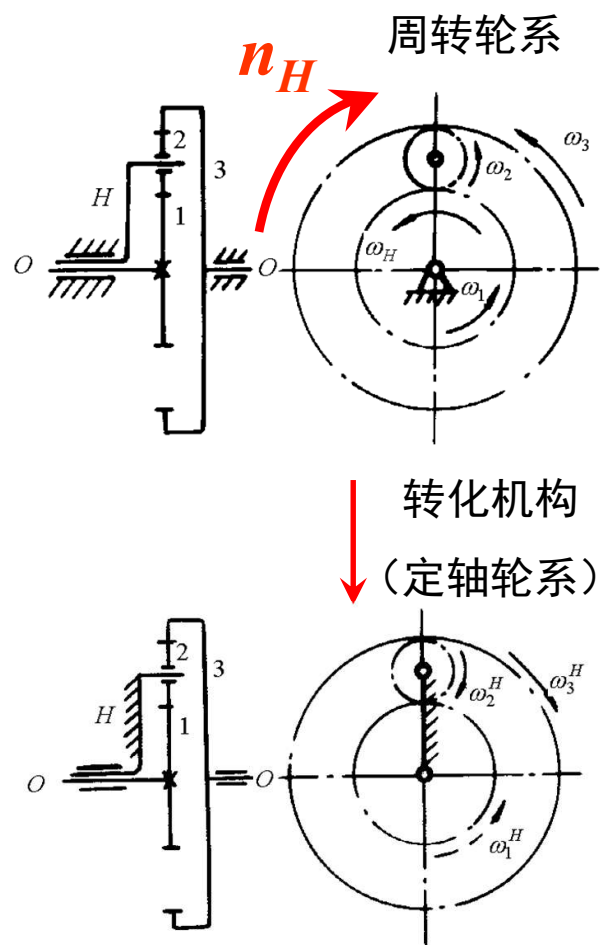
周转轮系传动比的计算方法：

**转化机构法**

使得行星架变为固定件，并保持各构件相对运动不变（定轴轮系）



## 5-3 周转轮系及其传动比



给整个周转轮系加一个与系杆 $H$ 的角速度大小相等、方向相反的公共角速度 $-\omega_H (-n_H)$ 。

系杆 $H$ 变成了机架，把一个周转轮系转化成了定轴轮系。

构件	原机构	转化机构(定轴)
1	$n_1$	$n_1^H = n_1 - n_H$
2	$n_2$	$n_2^H = n_2 - n_H$
3	$n_3$	$n_3^H = n_3 - n_H$
H	$n_H$	$n_H^H = n_H - n_H = 0$

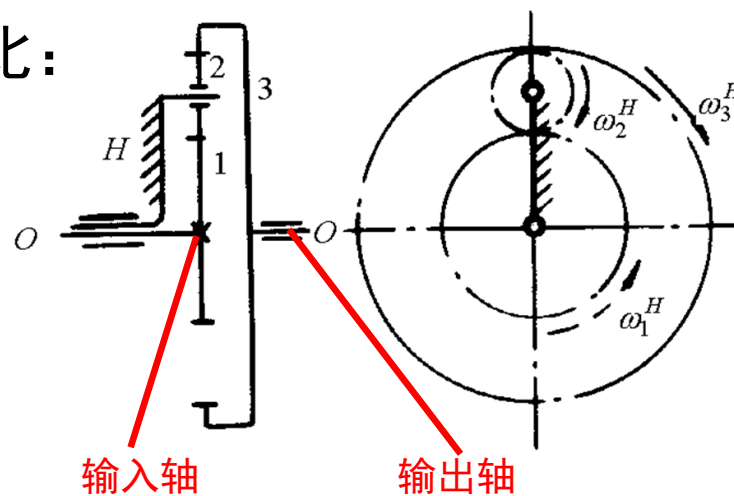
右上角标 $H$ ，表示这些转速是各构件对行星架 $H$ 的相对转速。

## 5-3 周转轮系及其传动比

计算该转化机构（定轴轮系）的传动比：

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$



差动轮系中系杆角速度的表达式：

$$n_H = \frac{Z_1 n_1 + Z_3 n_3}{Z_3 + Z_1}$$

构件	原机构	转化机构(定轴)
1	$n_1$	$n_1^H = n_1 - n_H$
2	$n_2$	$n_2^H = n_2 - n_H$
3	$n_3$	$n_3^H = n_3 - n_H$
H	$n_H$	$n_H^H = n_H - n_H = 0$



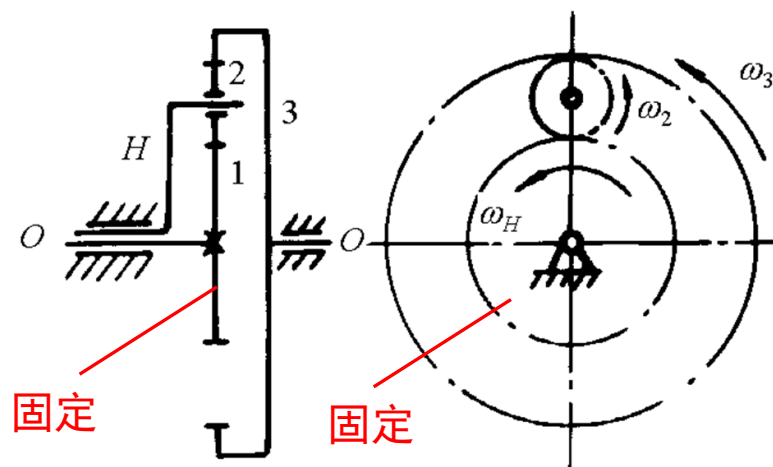
## 5-3 周转轮系及其传动比

给定差动轮系三个基本构件的角速度  $n_1$ 、 $n_3$ 、 $n_H$  中的任意两个，便可由该式求出第三个，从而可求出任意两个构件之间的传动比。

$$n_H = \frac{Z_1 n_1 + Z_3 n_3}{Z_3 + Z_1}$$

1. 特别当  $n_1 = 0$

$$i_{3H} = \frac{n_3}{n_H} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3}$$

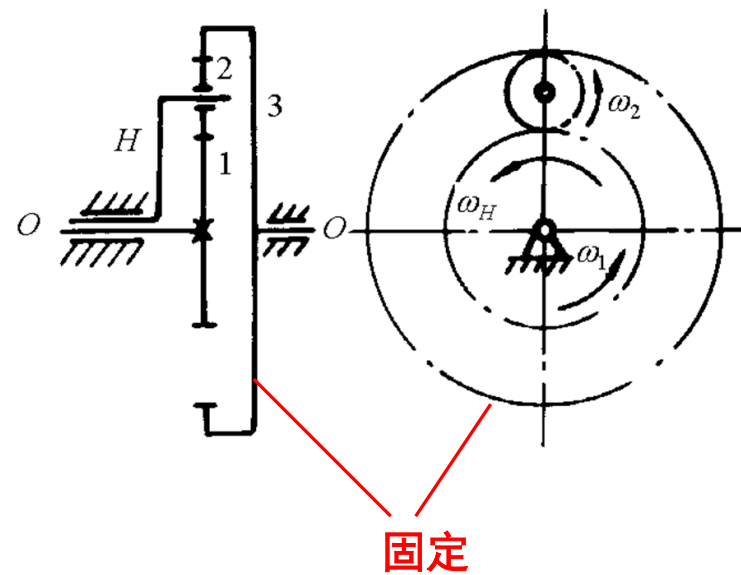


## 5-3 周转轮系及其传动比

$$n_H = \frac{Z_1 n_1 + Z_3 n_3}{Z_3 + Z_1}$$

2. 特别当  $n_3 = 0$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$



## 5-3 周转轮系及其传动比

**例题1** □ 如图所示。已知:  $z_1=100, z_2=101, z_2'=100, z_3=99$   
□ 试求传动比  $i_{H1}$

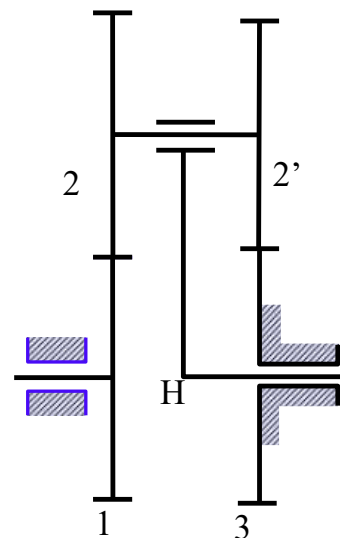
解:  $i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{9999}{10000}$

$$\frac{n_1 - n_H}{-n_H} = \frac{9999}{10000}$$

$$\frac{n_1}{n_H} - 1 = -\frac{9999}{10000}$$

$$\frac{n_1}{n_H} = -\frac{9999}{10000} + 1 = \frac{1}{10000}$$

$$i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{n_H}{n_1}$$



给整个坐标系在转臂轴心处施加一个  $-n_H$ ，就变成了一个定轴轮系  
‘隐藏条件’  $n_3 = 0$

告诉我们什么?

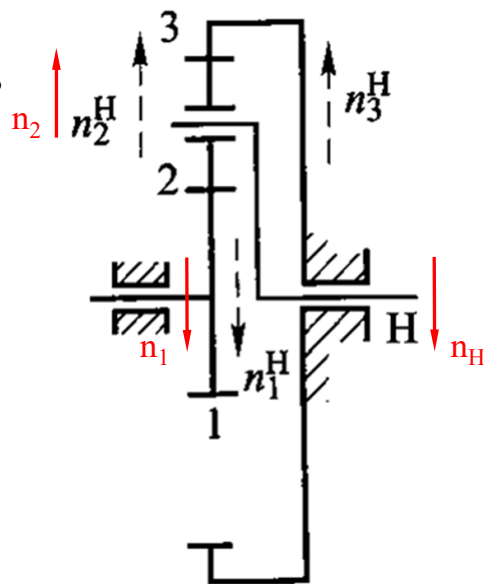
周转轮系结构紧凑，可以实现很大的传动比



## 5-3 周转轮系及其传动比

**例题2** 图所示的行星轮系中，已知各轮齿数 $z_1=27, z_2=17, z_3=61$ ，齿轮1的转速 $n_1=6000 \text{ r/min}$ ，求传动比 $i_{1H}$ 、行星架H的转速 $n_H$ 以及行星轮2的转速 $n_2$ 。

给整个坐标系在转臂轴心处施加一个 $-n_H$ ，就变成了一个定轴轮系



$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (-) \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2}$$

$$n_3 = 0 \quad \frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = (-) \frac{61}{27}$$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 + \frac{61}{27} \approx 3.26$$

$$n_H = \frac{n_1}{i_{1H}} = \frac{6\,000}{3.26} \approx 1\,840 \text{ r/min}$$

$n_H$  的转向与  $n_1$  相同

$$i_{12}^H = \frac{n_1^H}{n_2^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = (-) \frac{z_2}{z_1}$$

$$\frac{6\,000 - 1\,840}{n_2 - 1\,840} = (-) \frac{17}{27}$$

$$n_2 \approx -4\,767 \text{ r/min}$$

$n_2$  的转向与  $n_1$  相反

注意：

- 实线为构件实际的旋转方向  
虚线为反转后定轴坐标系的运动方向
- 计算传动比时“±”不能忘，计算结果的“±”表明齿轮的实际运动方向



5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

5-4 复合轮系及其传动比

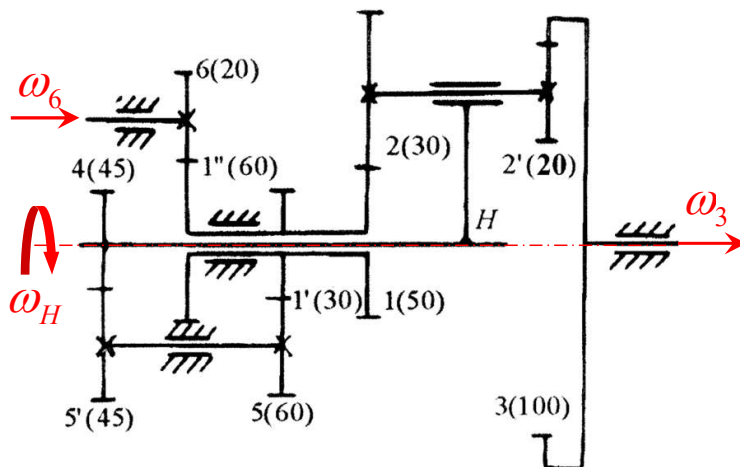
5-5 轮系的功用

5-6 轮系的设计条件

## 5-4 复合轮系及其传动比

### 什么是混合轮系？

由定轴轮系和周转轮系或者由两个以上的周转轮系组成的，不能直接用反转法转化为定轴轮系的轮系，称为混合轮系。



1. 这个轮系中有没有行星轮和系杆？ 有，轮2-2'和系杆H
2. 是不是周转轮系？  
不只有周转轮系

(1) 将周转轮系和定轴轮系区分：先找出所有的周转轮系（即找到行星轮、系杆和中心轮），剩下的则为定轴轮系

行星轮如何找？轴线未固定的齿轮      系杆怎么找？和行星轮轴线相连的构件

中心轮怎么找？和系杆轴线重合（轴线位置固定），与行星轮啮合

(2) 求各个轮系的传动比

(3) 根据已知条件和轮系之间的连接条件，联立基本轮系方程组求解

(4) 当未知数大于方程数时，注意隐含条件（即固定的齿轮），可以通过其实际转速为0，构建方程

## 5-4 复合轮系及其传动比

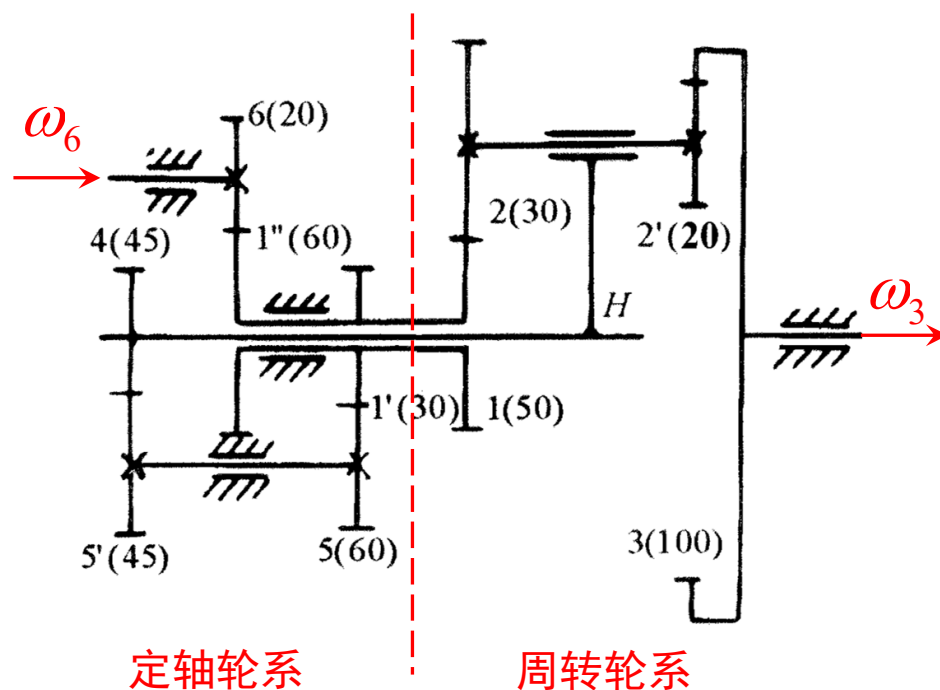
**例题** 已知各轮齿数及  $\omega_6$ ，求  $\omega_3$  的大小和方向。

把该轮系分为左右两部分

**周转轮系：**

(1) 先找出所有的周转轮系（即找到行星轮、系杆和中心轮），用反转法得到传动比的计算关系式

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( +\frac{z_3}{z_{2'}} \right) = -\frac{30}{50} \times \frac{100}{20} = -3 \quad (1)$$





## 5-4 复合轮系及其传动比

(2) 分析定轴轮系，根据已知条件建立轮系方程组（已知  $\omega_6$ ，要建立  $\omega_1$ 、 $\omega_H$  与  $\omega_6$  的关系）

$$i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = -\frac{z_6}{z_{1''}} = -\frac{20}{60} = -\frac{1}{3} \rightarrow \omega_1 = -\frac{1}{3}\omega_6 \quad (2)$$

$$i_{H6} = \frac{\omega_H}{\omega_6} = \left(-\frac{z_6}{z_{1''}}\right)\left(-\frac{z_{1'}}{z_5}\right)\left(-\frac{z_{5'}}{z_4}\right) = -\frac{20}{60} \times \frac{30}{60} \times \frac{45}{45} = -\frac{1}{6} \rightarrow \omega_H = -\frac{1}{6}\omega_6 \quad (3)$$

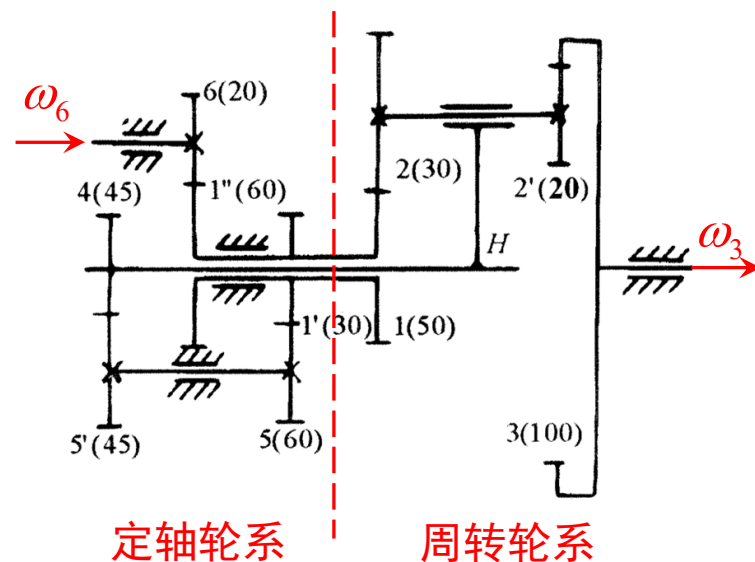
(3) 求解方程组，从而求出混合轮系的传动比

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -3 \quad (1) \quad (2) \quad (3) \rightarrow \omega_3 = -\frac{1}{9}\omega_6$$

问：可否直接列出以下关系进行求解？为什么？

$$i_{63}^H = \frac{\omega_6 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \left(-\frac{z_{1''}}{z_6}\right)\left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(+\frac{z_3}{z_{2'}}\right) \quad \text{错!}$$

若对齿轮6施加反转法，则6不仅自转，还需沿着系杆轴线做公转，不符合实际情况。







5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

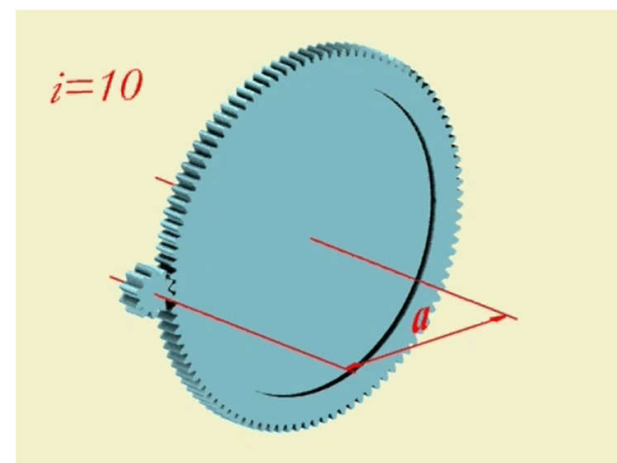
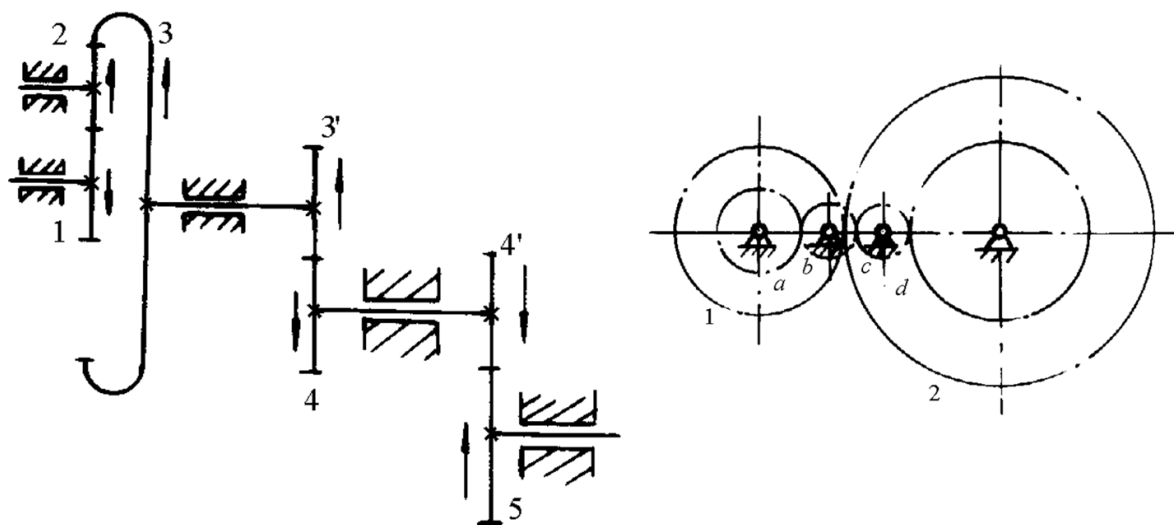
5-4 复合轮系及其传动比

5-5 轮系的功用

5-6 轮系的设计条件

## 5-5 轮系的功用

### 1. 实现相距较远的两轴之间的传动

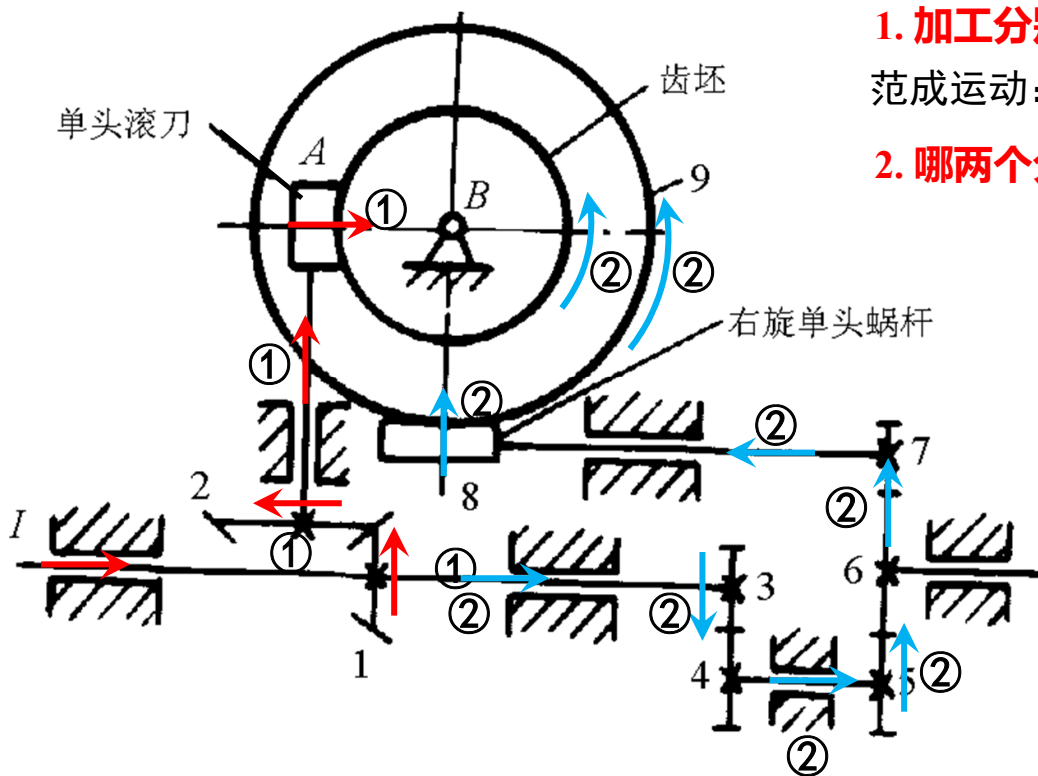


如果仅用一对齿轮来实现的话，齿轮的尺寸就会很大

## 5-5 轮系的功用

### 2. 实现分路传动

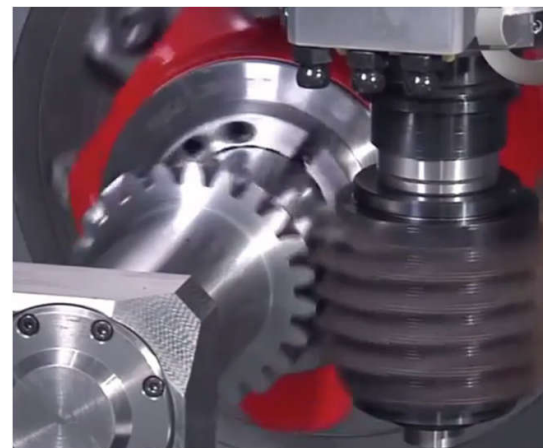
利用定轴轮系，可以通过装在主动轴上的若干齿轮分别将运动传给多个运动部分，从而实现分路传动。



#### 1. 加工分别需要做什么运动?

范成运动：①齿轮滚刀转动切削 ②齿坯转动

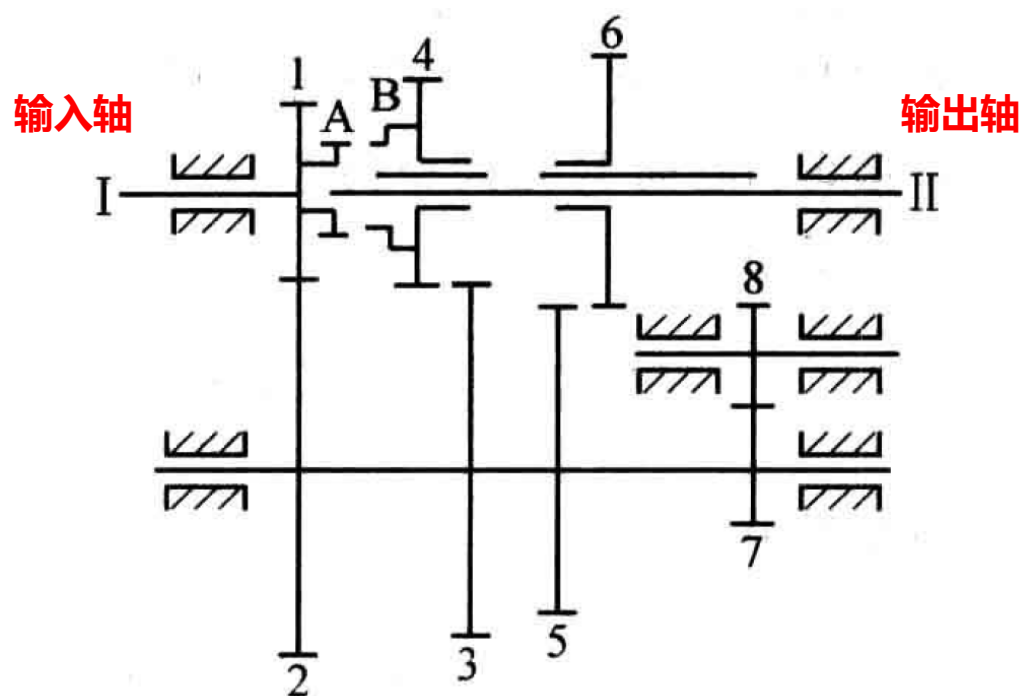
#### 2. 哪两个分路?



范成法加工齿轮

## 5-5 轮系的功用

### 3. 实现变速变向传动



汽车变速箱

第一档：齿轮5、6啮合

第二档：齿轮3、4啮合

第三档：离合器A、B嵌合

倒档：齿轮6、8啮合

## 5-5 轮系的功用

### 4. 实现大传动比传动

□ 一对齿轮传动比一般小于8

□ 大传动比可用定轴轮系多级传动实现，也可利用周转轮系和复合轮系实现

□ 如图所示。已知： $z_1=100, z_2=101, z_2'=100, z_3=99$

□ 试求传动比  $i_{H1}$

分析：

□ 轮系类型——周转轮系

□ 注意周转轮系，不管求解什么，一定用转化机构法，记住“要领”

$$\text{解： } i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{9999}{10000}$$

$$n_3 = 0$$

$$\frac{n_1 - n_H}{-n_H} = \frac{9999}{10000}$$

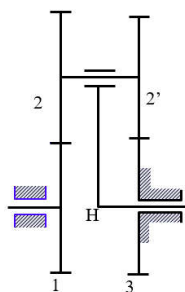
$$\frac{n_1}{n_H} - 1 = -\frac{9999}{10000}$$

$$\frac{n_1}{n_H} = -\frac{9999}{10000} + 1 = \frac{1}{10000}$$

$$i_{H1} = \frac{1}{i_{1H}} = \frac{n_H}{n_1} = 10000$$

告诉我们什么？

周转轮系在紧凑的结构实现很大的传动比

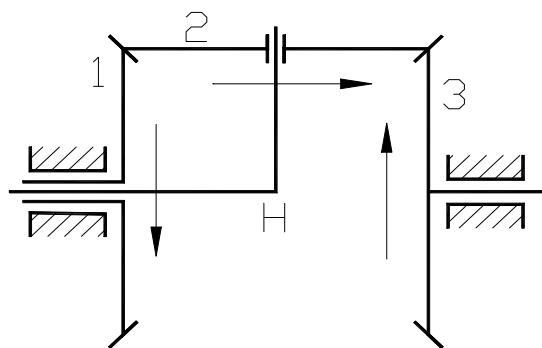


结构紧凑，  
实现大传动比，  
齿轮之间轮齿大小相近，  
寿命相近

## 5-5 轮系的功用

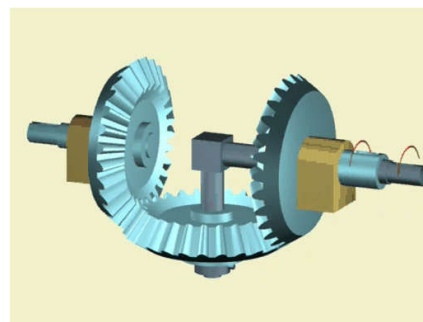
### 5. 实现运动的合成 (加减乘除以及多维运动的合成)

差动轮系可以把两个运动合成为一个运动。差动轮系的运动合成特性，被广泛应用于机床、计算机构和补偿调整等装置中。



$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$z_1 = z_3$$



$$n_H = (n_1 + n_3) / 2 \quad \text{加法机构}$$

$$n_1 = 2n_H - n_3 \quad \text{减法机构}$$

## 5-5 轮系的功用

### 6. 实现运动的分解

差动轮系可以将一个基本构件的主动转动按所需比例分解成另两个基本构件的不同转动。

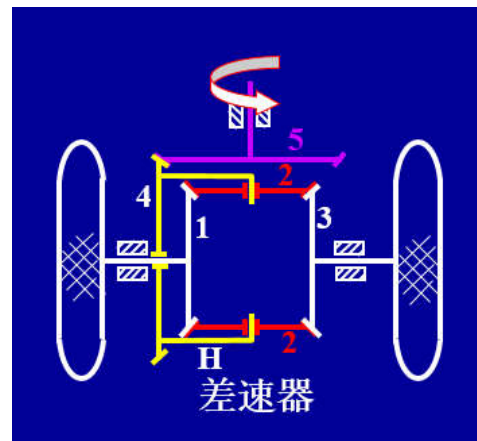
汽车后桥的差速器能根据汽车不同的行驶状态，自动将主轴的转速分解为两后轮的不同转动。

先看一下汽车的主体传动系统



后驱

一辆后驱的燃油车动力系统是由发动机、

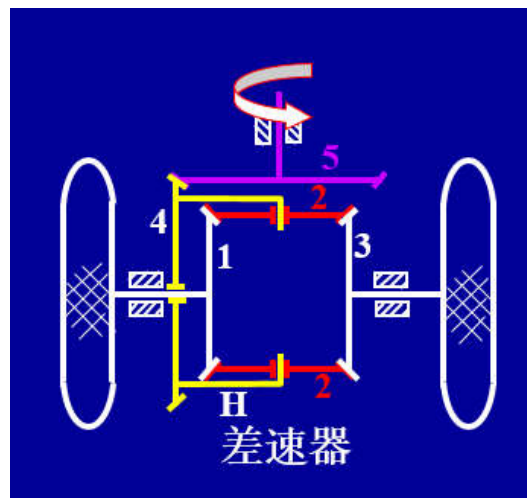
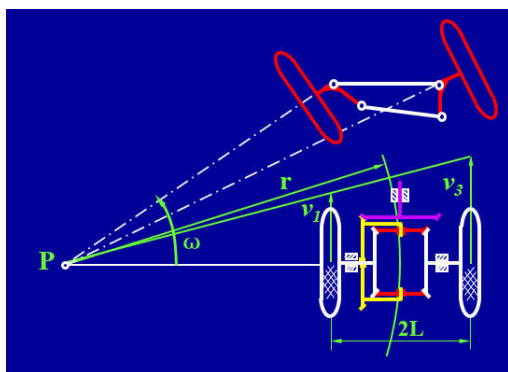
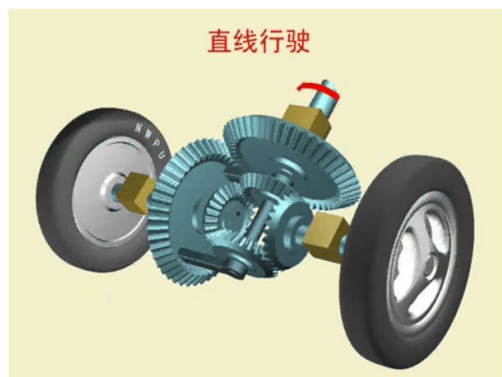


差速器由什么组成？  
为什么需要差速器？

- 主要由左右半轴齿轮（1、3）、两个行星齿轮（2）及行星架（4）组成，与输入轴（5）连接。
- 功用是当汽车转弯行驶或在不平路面上行驶时，使左右车轮以不同转速滚动，即保证两侧驱动车轮作纯滚动运动。

## 5-5 轮系的功用

求左拐时如图所示位置的 $i_{43}$ 和 $i_{41}$



汽车左拐时，为了使轮胎不发生滑动（纯滚动），需满足**车轮转速与转弯半径成正比（两轮角速度相等）**：

$$z_1 = z_3, n_H = n_4$$

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{r - L}{r + L}$$

由周转轮系传动比计算可得到

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -1$$

$$\Rightarrow \begin{cases} n_1 = \frac{r - L}{r} n_4 \\ n_3 = \frac{r + L}{r} n_4 \end{cases}$$





5-1 轮系的类型

5-2 定轴轮系及其传动比

5-3 周转轮系及其传动比

5-4 复合轮系及其传动比

5-5 轮系的功用

5-6 轮系的设计条件

## 5-6 轮系的设计条件

### 1、传动比条件

了解

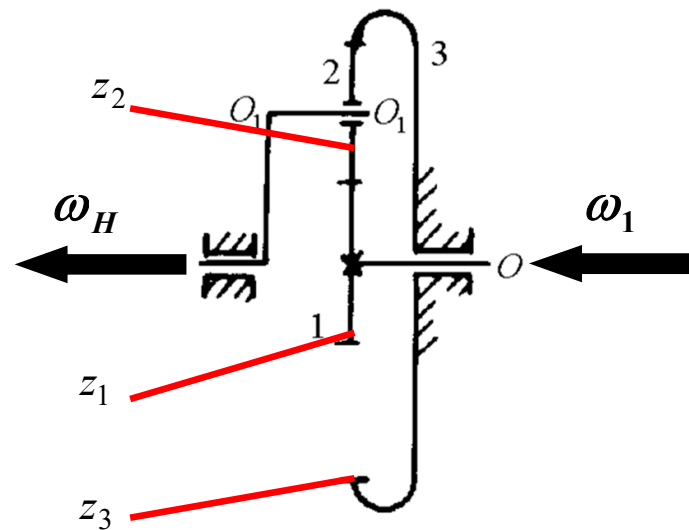
行星轮系必须能实现给定的传动比  $i_{1H}$

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

令  $n_3 = 0$ ，得到

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

$$Z_3 = (i_{1H} - 1)Z_1$$



## 5-6 轮系的设计条件

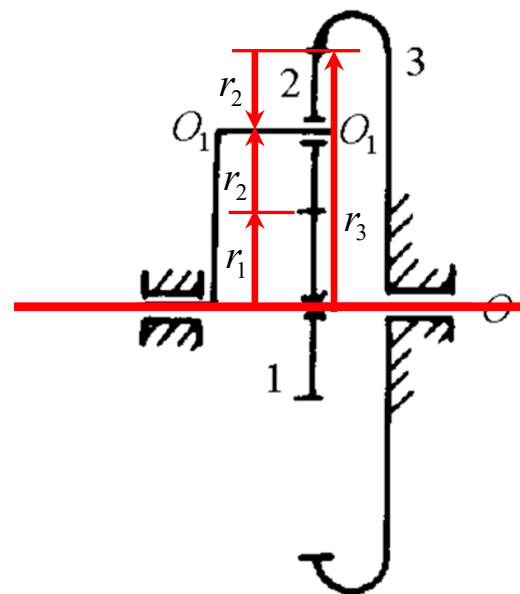
### 2、同心条件

行星架的回转轴线应与中心轮的轴线相重合

若采用标准齿轮或高度变位齿轮传动，则同心条件为

$$\begin{aligned}
 r_1 + r_2 &= r_3 - r_2 \\
 \downarrow \\
 z_1 + z_2 &= z_3 - z_2 \\
 \downarrow \\
 z_2 &= \frac{(z_3 - z_1)}{2} = \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2}
 \end{aligned}$$

$$z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$$



上式表明两中心轮的齿数  $z_1$ 、 $z_3$  应同时为奇数或偶数

## 5-6 轮系的设计条件

### 3、装配条件

为使各个行星轮都能均匀分布地装入两个中心轮之间，行星轮的数目 $k$ 与各轮齿数之间必须有一定的关系。否则，当第一个行星轮装好后，其余行星轮便可能无法均布安装。

安装下一个行星轮时中心轮1转过角 $\varphi_1$

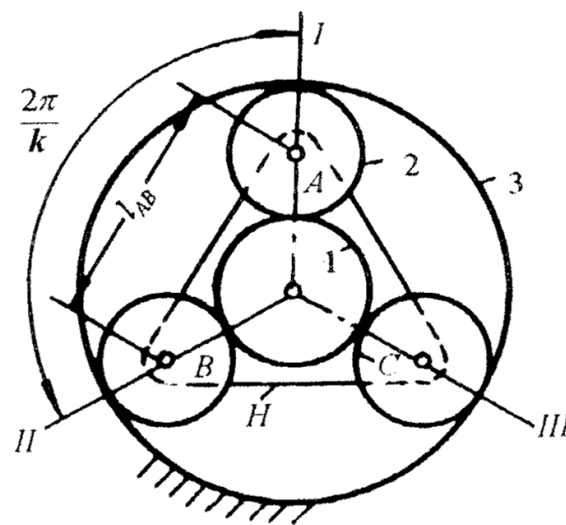
中心轮1转角  $\varphi_1$  与行星轮转过的角度应满足传动比关系，即：

$$\varphi_1 = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{2\pi}{k} \quad i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

此时中心轮1转角  $\varphi_1$  对应于整数 $N$ 个齿

$$\varphi_1 = N \frac{2\pi}{z_1} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{2\pi}{k} \quad \longrightarrow \quad N = \frac{z_1 + z_3}{k} = \frac{z_1 i_{1H}}{k}$$

两中心轮的齿数 $z_1$ 、 $z_3$ 之和应能被行星轮个数 $k$ 所整除



## 5-6 轮系的设计条件

### 4、邻接条件

保证相邻两行星轮不致相碰，称为邻接条件。

相邻两行星轮的中心距应大于行星轮齿顶圆直径，齿顶才不致相碰。

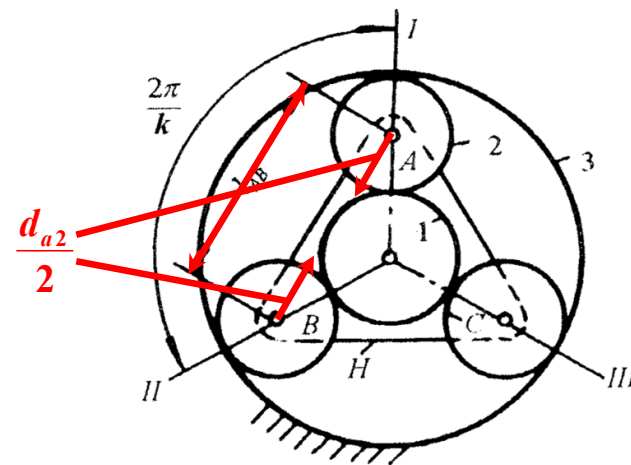
采用标准齿轮时  $l_{AB} > d_{a2}$

$$\downarrow$$

$$2(r_1 + r_2) \sin \frac{\pi}{k} > 2(r_2 + h_a^* m)$$

$$\downarrow$$

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2h_a^*$$





## 5-6 轮系的设计条件

- 1、传动比条件  $z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$
- 2、同心条件  $z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = z_1(i_{1H} - 2) / 2$
- 3、装配条件  $N = \frac{z_1 + z_3}{k} = \frac{z_1 i_{1H}}{k}$
- 4、邻接条件  $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2h_a^*$

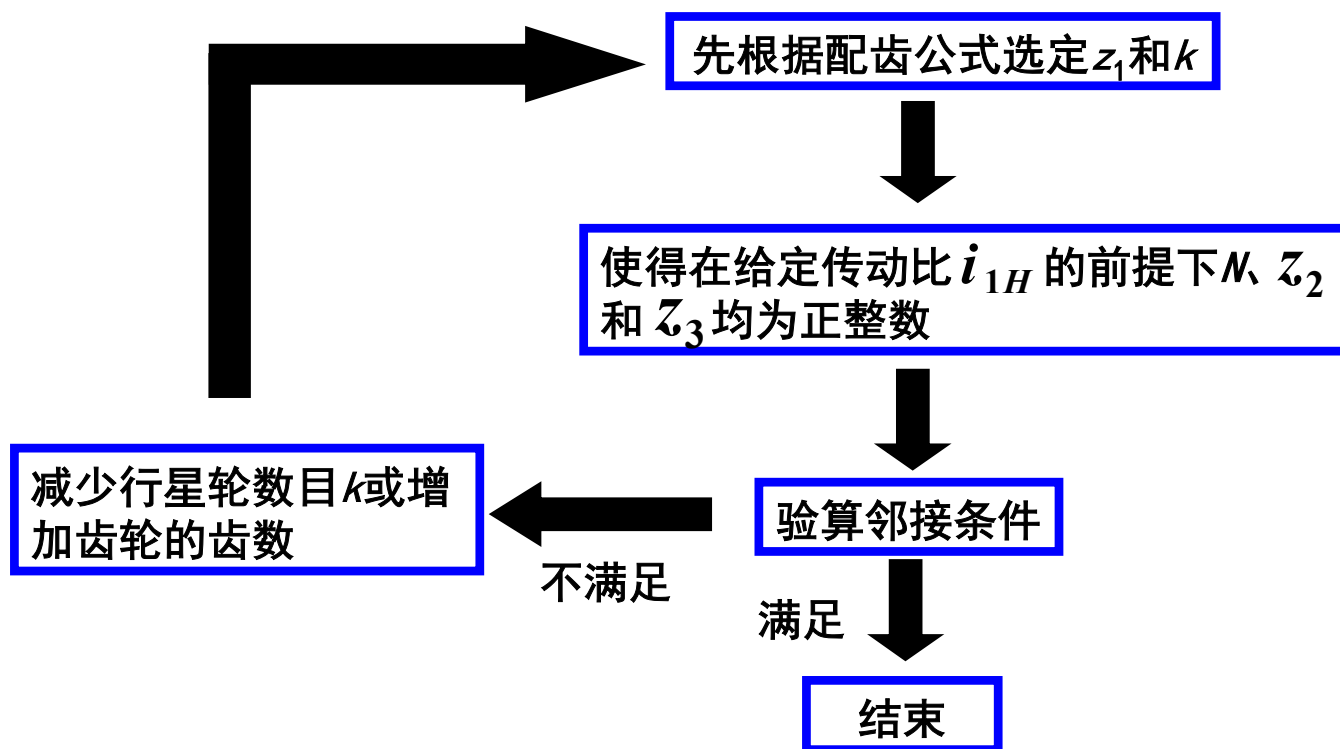
为了设计时便于选择各轮的齿数，通常把前三个条件合并为一个总的配齿公式

$$z_1 : z_2 : z_3 : N = z_1 : \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2} : z_1(i_{1H} - 1) : \frac{z_1 i_{1H}}{k}$$



## 5-6 轮系的设计条件

确定各轮齿数的步骤：





## 练习题

练习题：所示轮系中各齿轮均为渐开线标准直齿圆柱齿轮，各轮齿数为  $z_1=18$   $z_2=75$   $z_{2'}=76$   $z_3=z_4=168$ 。齿轮1的转速  $n_1=100\text{r/min}$ ，问此轮系是哪种类型，求齿轮4及系杆的转速大小和方向

周转轮系

解：取齿轮1的转动方向为正方向

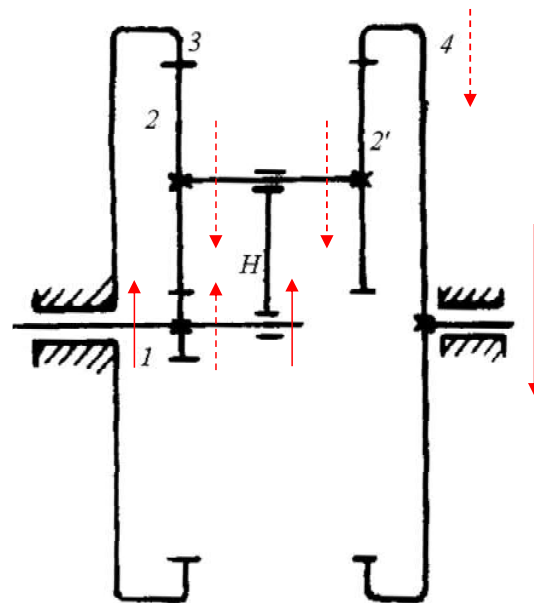
$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1} \quad (1)$$

$$(1) \quad \xrightarrow{n_1 = 100 \quad n_3 = 0} \quad n_H = \frac{300}{31} \quad \text{为正，方向与齿轮1同反}$$

$$i_{14}^H = \frac{n_1^H}{n_4^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_4}{z_{2'}}\right) \quad (2)$$

$$(2) \quad \xrightarrow{n_1 = 100 \quad n_H = \frac{300}{31}} \quad n_4 = -\frac{4}{31} \text{ r/min} \quad \text{为负，方向与齿轮1同反}$$

一个方程，两个未知数怎么办？





# 机械设计基础

## 第六章 间歇运动机构

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 学习内容：

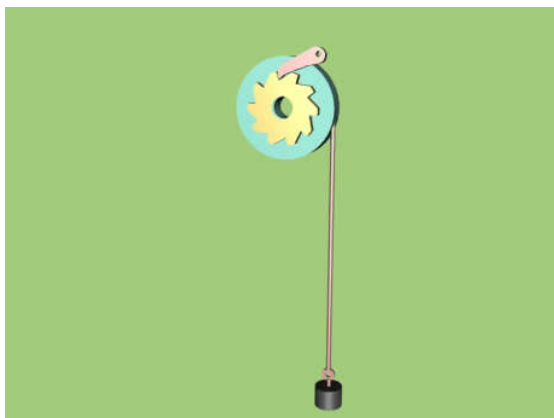
- 间歇运动机构的定义及应用
- 棘轮机构的工作原理、棘爪工作条件
- 槽轮机构的工作原理、运动特性系
- 不完全齿轮机构、凸轮式间歇运动机构

# 概述

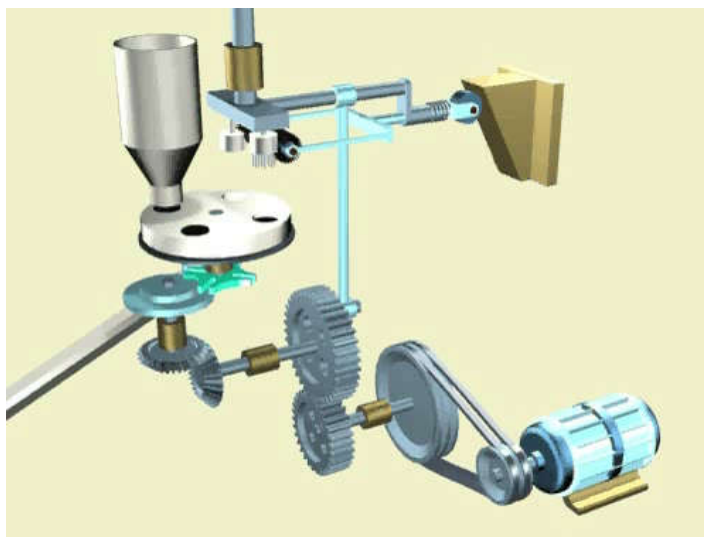


当主动件作连续运动时，从动件作周期性的运动和停顿，这类机构称为间歇运动机构。它在各种自动化机械中得到广泛的应用，用来满足**转位、步进、计数、分度**等工作要求。

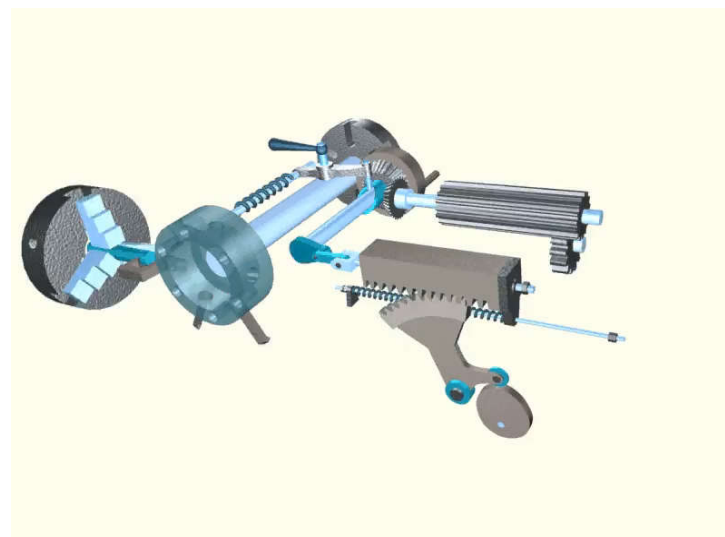
卷扬机



蜂窝煤机



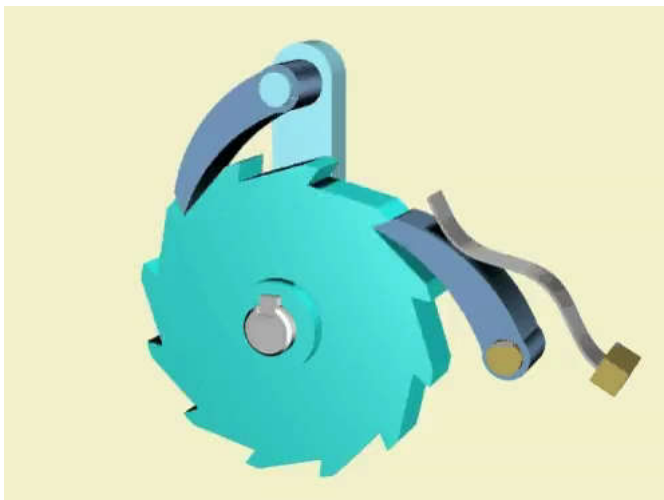
转塔刀架



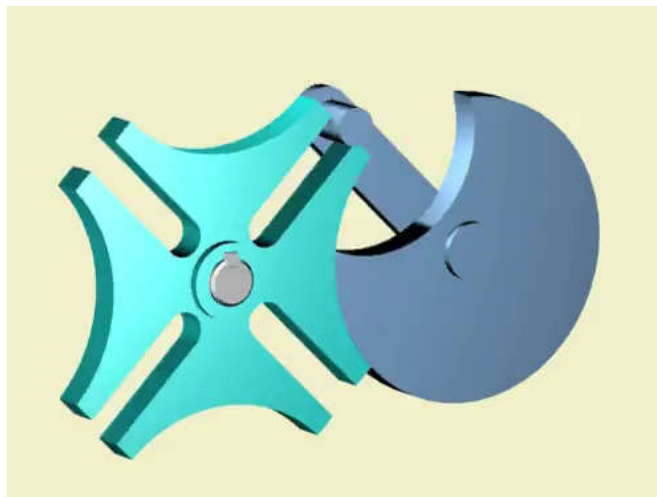
常用的间歇运动机构可以分为两类：

- 1) 主动件往复摆动，从动件间歇运动，如**棘轮机构**；
- 2) 主动件连续运动，从动件间歇运动，如**槽轮机构**、不完全齿轮机构等。

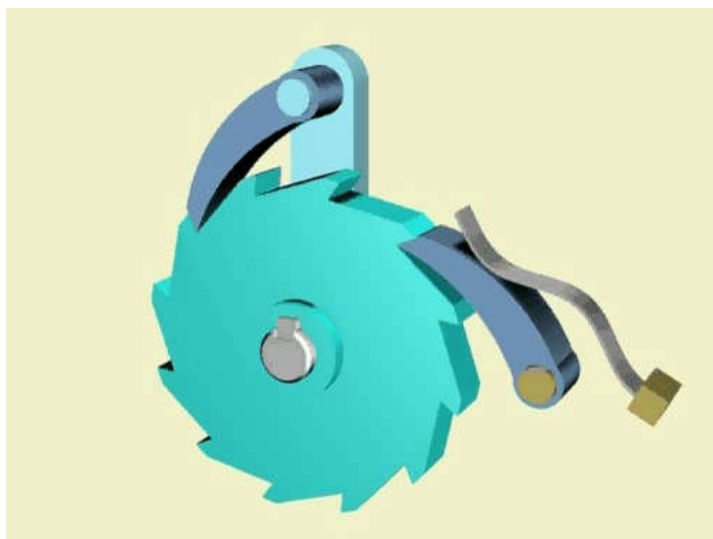
棘轮机构



槽轮机构



## § 6-1 棘轮机构

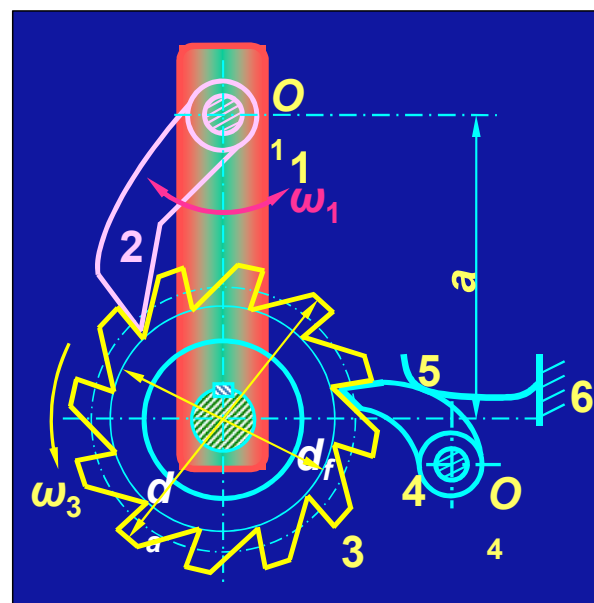


主动件

- 1 —— 摇杆; 4 —— 止动爪;
- 2 —— 棘爪; 5 —— 弹簧;
- 3 —— 棘轮; 6 —— 机架;

从动件

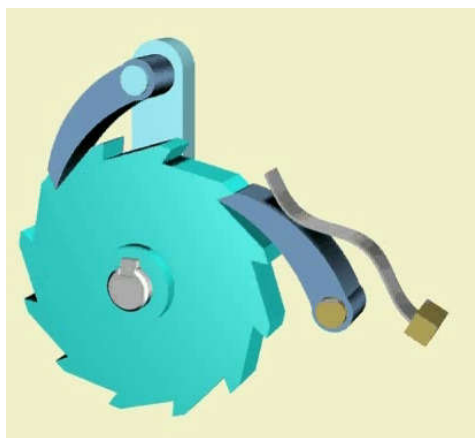
往复摆动  $\longrightarrow$  单向间歇运动



## § 6-1 棘轮机构

### 1. 单动式棘轮机构

摇杆往复摆动一次，  
→ 棘轮单向间歇转动**1**次



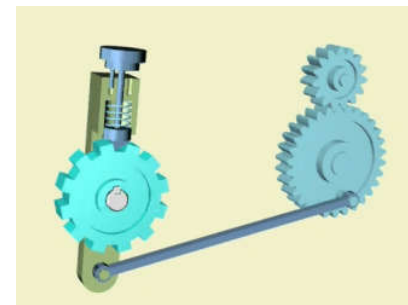
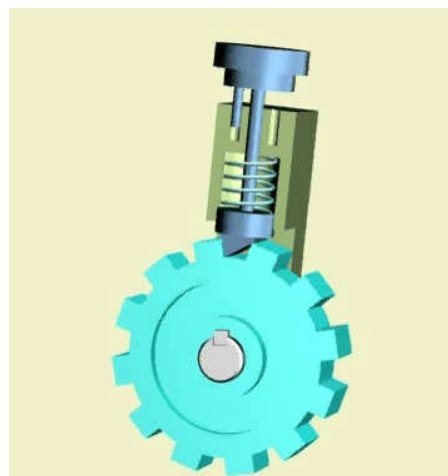
### 2. 双动式棘轮机构

摇杆往复摆动一次，  
→ 棘轮单向间歇转动**2**次

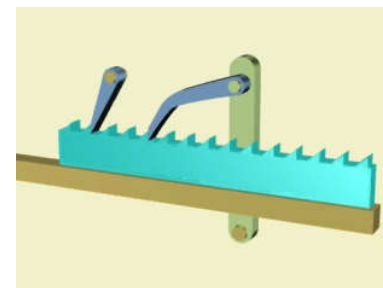


### 3. 可变向棘轮机构

摇杆往复摆动  
→ 棘轮双向间歇转动



能否实现从动件的平移间歇？



思考：主动件如何实现摆动？ 曲柄摇杆机构

## § 6-1 棘轮机构



### 齿式棘轮机构

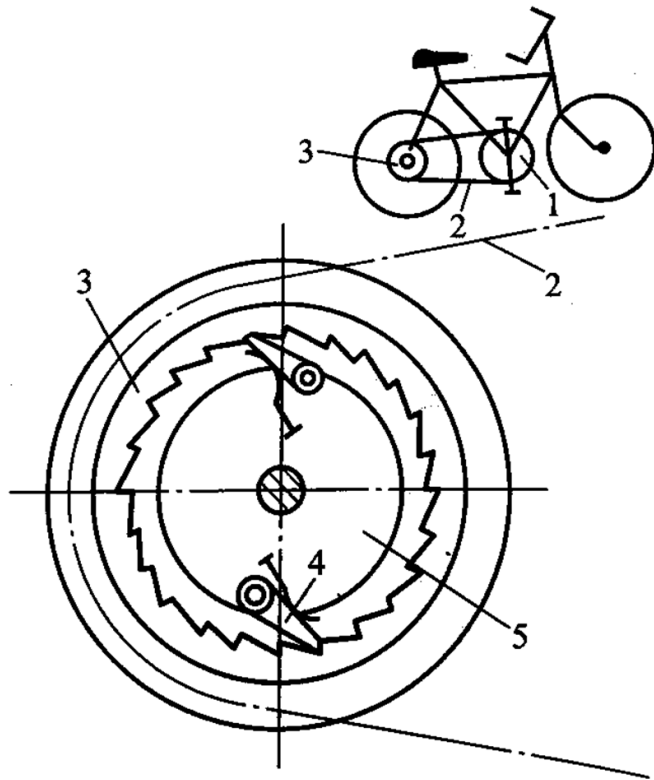
机构简单，制造方便；  
棘轮的转角是相邻齿所夹中心角的倍数  
（有级调节）；  
噪音、冲击和磨损较大，不宜用于高速。



### 摩擦式棘轮机构

传动平稳、无噪音；  
靠摩擦传动，会出现打滑现象，  
传动精度不高，运动准确性差，适用  
于低速轻载场合。

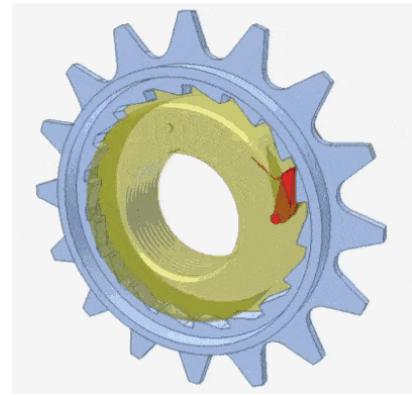
## § 6-1 棘轮机构



- 1 —— 链轮
- 2 —— 链条
- 3 —— 链轮
- 4 —— 棘爪
- 5 —— 后轮

自行车棘轮机构

- 顺时针踩踏板
- 滑行、下坡
- 逆时针踩踏板



运动可超越性：链轮3不动时，后轮5也可以转动

单向传递转矩：3瞬时针转，可以把转矩传给5  
3逆时针转，则不可把转矩传给5



## § 6-1 棘轮机构

### 棘爪工作条件

为使棘爪受力最小， $\angle O_1AO_2=90^\circ$

为保证棘爪啮紧齿根， $F_n$ 对 $O_2$ 的力矩 $>F_f$ 对 $O_2$ 的力矩

$$F_n L \sin \varphi > F_f L \cos \varphi \quad (\varphi: \text{棘齿偏斜角})$$

$$\text{因为: } F_f = f F_n, f = \tan \rho$$

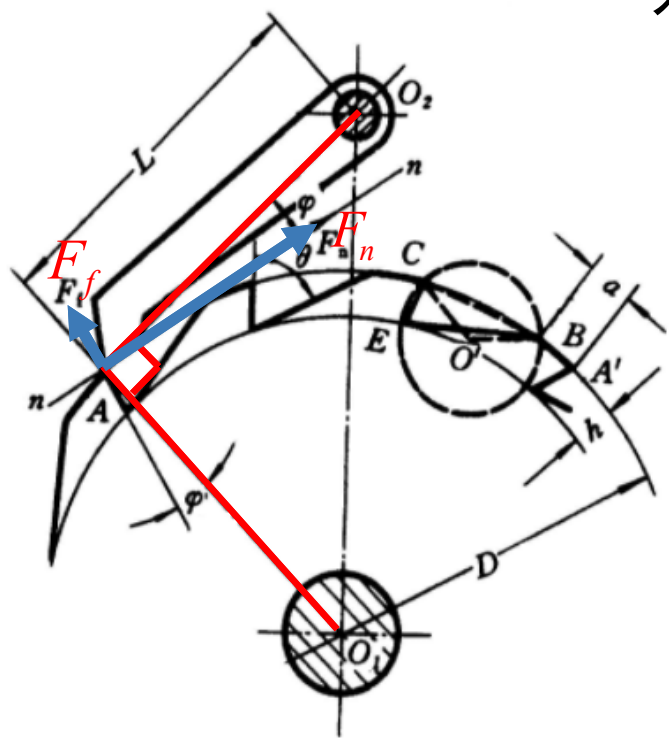
$$\text{得到: } \tan \varphi > \tan \rho$$

$$\varphi > \rho$$

$\rho$ : 棘齿与棘爪之间的摩擦角

当摩擦系数  $f=0.2$  时， $\rho \approx 11.5^\circ$

为可靠起见，通常  $\varphi=20^\circ$

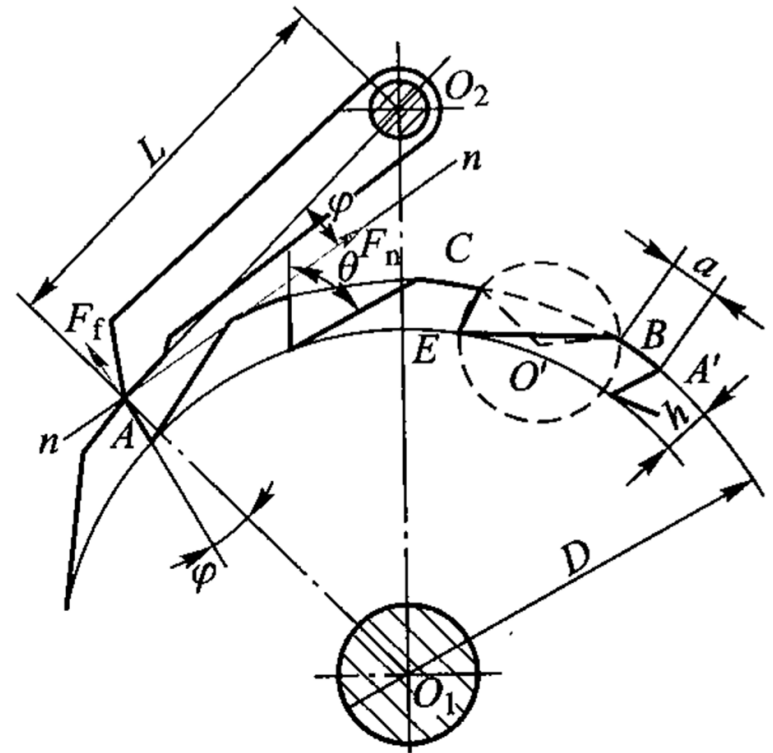


## § 6-1 棘轮机构

### 棘轮、棘爪的几何尺寸计算

选定齿数 $z$ ，按强度要求确定模数 $m$ ，利用以下经验公式确定棘轮和棘爪主要几何参数：

顶圆直径	$D = mz$
齿高	$h = 0.75m$
齿顶厚	$a = m$
齿槽夹角	$\theta = 60^\circ \text{或} 55^\circ$
棘爪长度	$L = 2\pi m$

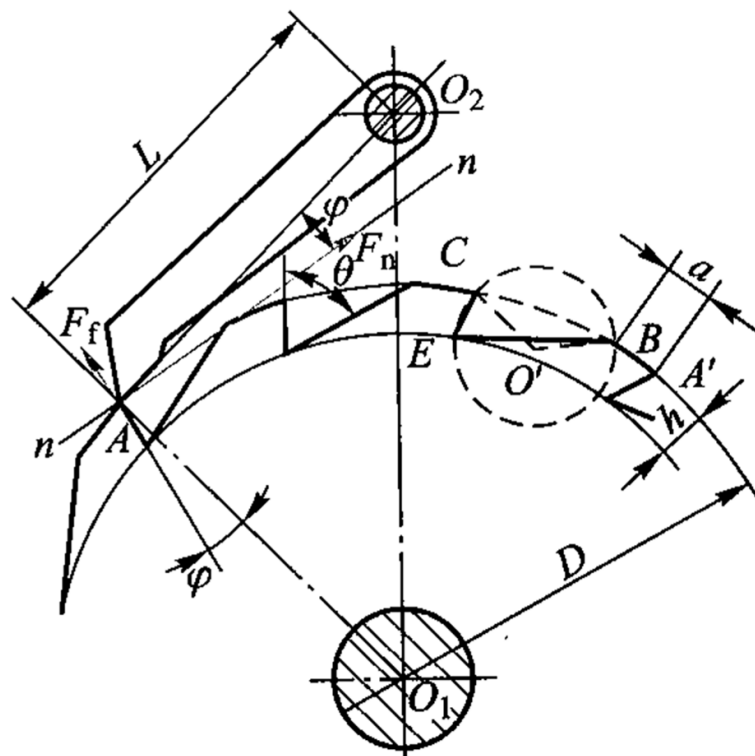


## § 6-1 棘轮机构

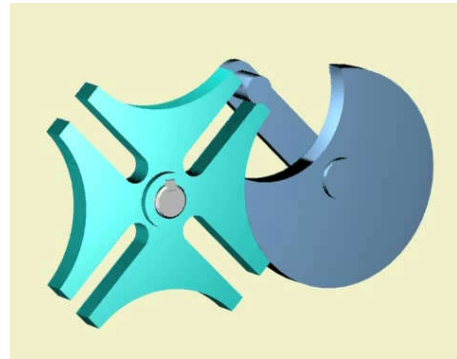
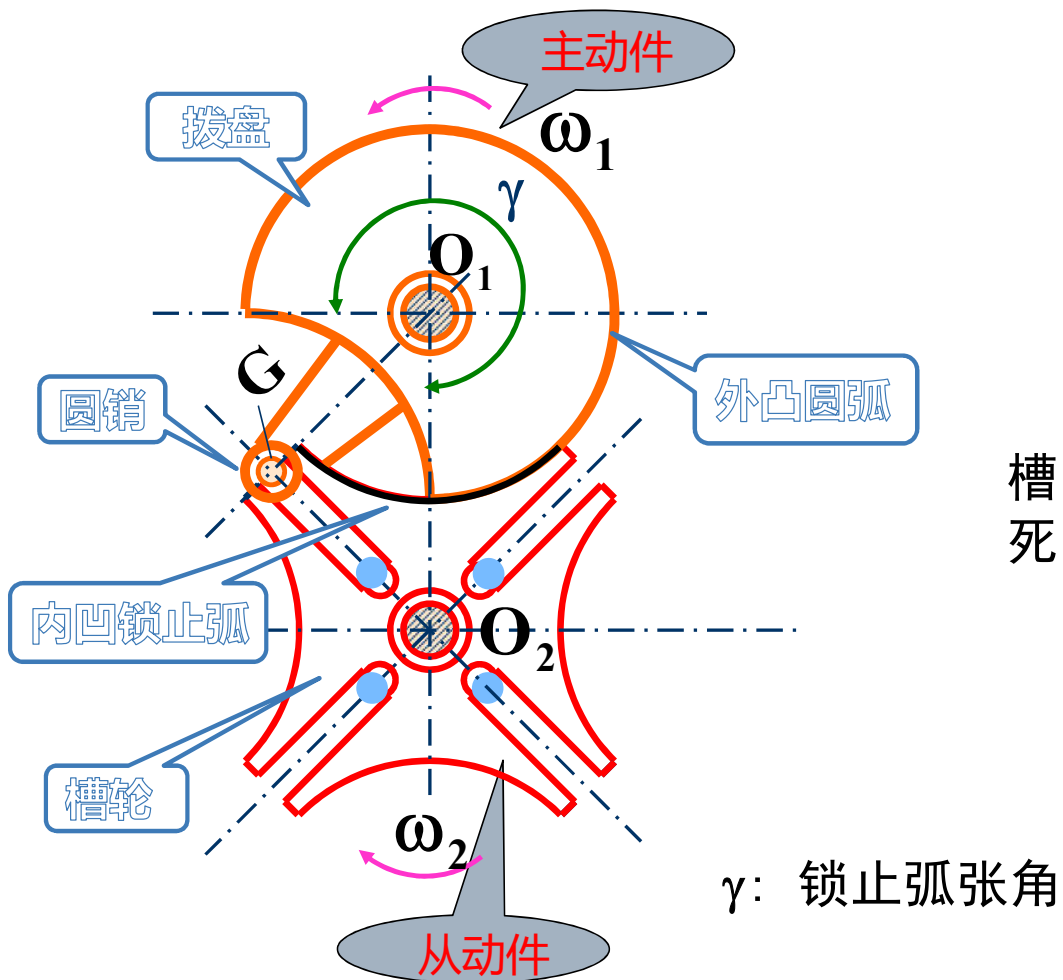
### 棘轮齿形的画法

已知齿数 $z$ 、顶圆直径 $D$ 、齿高 $h$ 和齿槽夹角 $\theta$

- (1) 根据 $D$ 和 $h$ 画出齿顶圆和齿根圆；
- (2) 按齿数 $z$ 等分齿顶圆，得 $A'$ 、 $C$ 等点，由任一等分点 $A'$ 作弦 $A'B=a=m$ （齿顶厚）；
- (3) 由点 $B$ 到第二等分点 $C$ 作弦 $BC$ ；
- (4) 自 $B$ 、 $C$ 点作角度 $\angle O'BC = \angle O'CB = 90^\circ - \theta$ 得 $O'$ 点；
- (5) 以 $O'$ 为圆心， $O'B$ 为半径画圆交齿根圆于 $E$ 点，连 $C$ 、 $E$ 点得轮齿工作面，连 $B$ 、 $E$ 点得全部齿形。



## § 6-2 槽轮机构



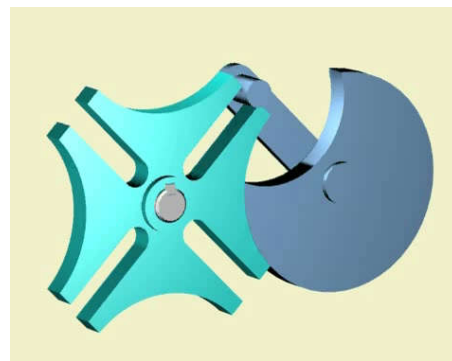
主动拨盘1上设有**外凸锁止弧**，与槽轮2的**内凹锁止弧**形成锁死结构，锁死时2无法转动。

- 主动件
- 1 —— 主动拨盘；
- 2 —— 槽轮；
- 3 —— 机架；
- 从动件

## § 6-2 槽轮机构

**工作原理：**拨盘的连续运动转换为槽轮的单向间歇运动。

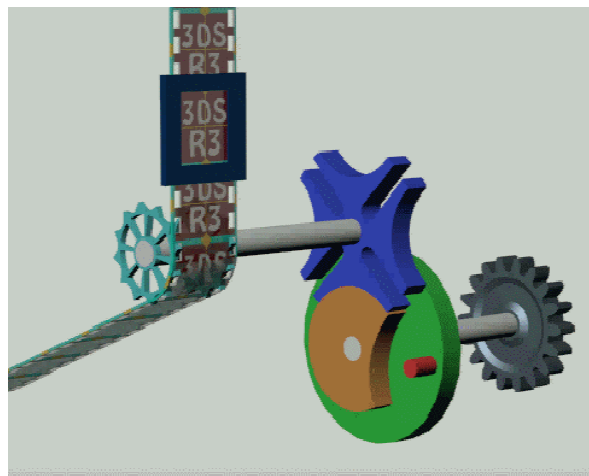
槽轮**每转动一次**和**停歇一次**构成一个运动循环。



槽轮机构的特点：

结构简单、工作可靠

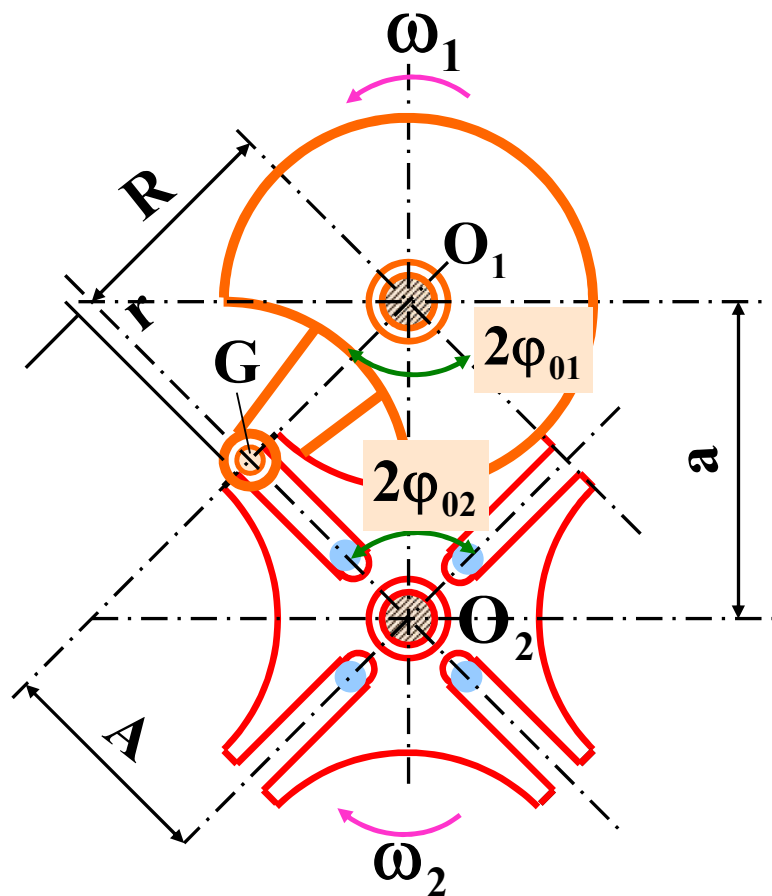
适用于分度、步进、转位



电影放映机卷片机构

## § 6-2 槽轮机构

### 槽轮槽数 $z$ 和拨盘圆销数 $K$ 的选择



#### ● 运动特性系数 $\tau$

在一个运动循环中，槽轮的运动时间 $t_2$ 对拨盘的运动时间 $t_1$ 的比值。

当圆销数 $K=1$ 时，

$$\because O_1G \perp O_2G \quad \therefore 2\varphi_{01} + 2\varphi_{02} = \pi$$

$$2\varphi_{01} = \pi - 2\varphi_{02} = \pi - (2\pi/z)$$

$$\tau = \frac{t_2}{t_1} = \frac{2\varphi_{01}/\omega_1}{2\pi/\omega_1} = \frac{z-2}{2z}$$



## § 6-2 槽轮机构

$$\tau = \frac{t_2}{t_1} = \frac{2\varphi_{01}/\omega_1}{2\pi/\omega_1} = \frac{z-2}{2z}$$

**z太小会发生什么情况  
(z=3) ?**

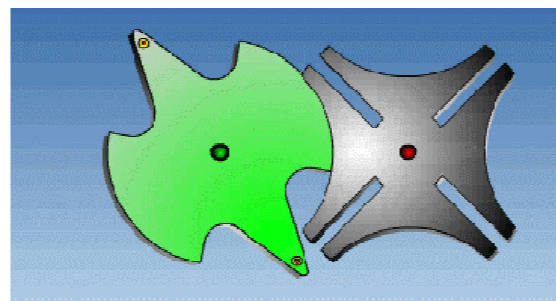
因为运动系数 $\tau > 0$ ，故槽轮的槽数 $z \geq 3$

z=3时，槽轮角速度变化很大，圆销进入或脱出径向槽时，槽轮的角加速度很大，会引起较大的振动和冲击，故很少使用。

当 $K \geq 1$ 时，

$$\tau = \frac{K(z-2)}{2z}$$

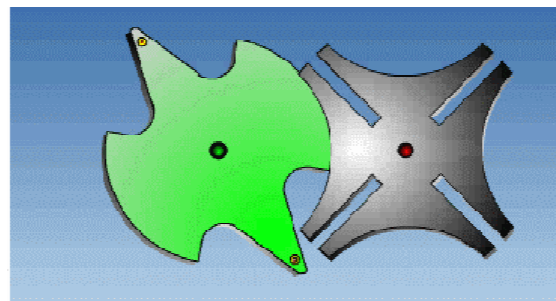
z为槽数，K为均布的圆销数



## § 6-2 槽轮机构

$$\tau = \frac{K(z-2)}{2z}$$

$z$ : 槽数  
 $K$ : 均布的圆销数



- 总结:**
- 1) 运动系数 $\tau > 0$ , 故槽轮的槽数 $z \geq 3$ ;
  - 2) 运动系数 $\tau$ 将随这 $z$ 的增加而增加;
  - 3) 对于 $K=1$ 的单销外槽轮机构,  $\tau < 0.5$ 。若要求 $\tau > 0.5$ , 应增加圆销数 $K$ 。
  - 4) 槽轮必须有停歇时间, 所以 $\tau < 1$ 。拨盘的圆销数 $K$ 与槽轮槽数 $z$ 的关系应为:

$$K < \frac{2z}{z-2}$$

$$z = 4, K = 1 \sim 3$$

$$z \geq 6 \text{ 时}, K = 1 \sim 2$$

- 5)  $z > 9$ 时, 槽轮尺寸较大, 转动时惯性力矩增大;  $\tau$ 随槽数增加变化不大, 起不到明显作用, 故 $z$ 常取4-8。

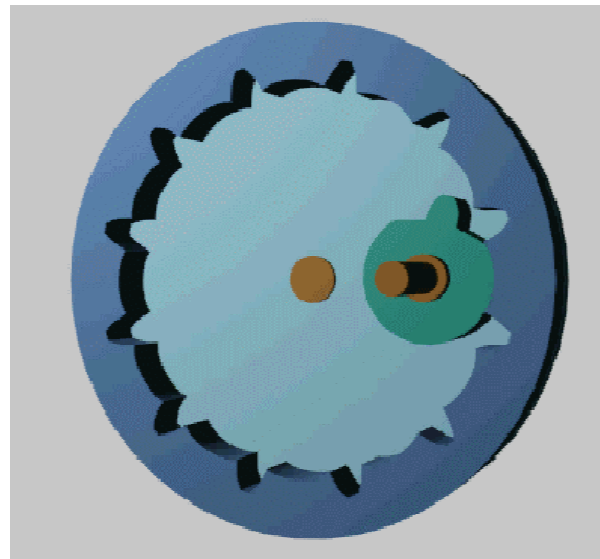
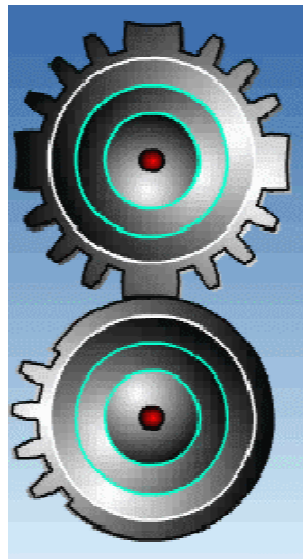


## § 6-3 不完全齿轮机构

**主动轮：** 只有一个齿或几个齿的不完全齿轮

**从动轮：** 由正常齿和带止锁弧的齿厚彼此相间地组成

主动轮的整周连续回转 → 从动轮的单向间歇转动

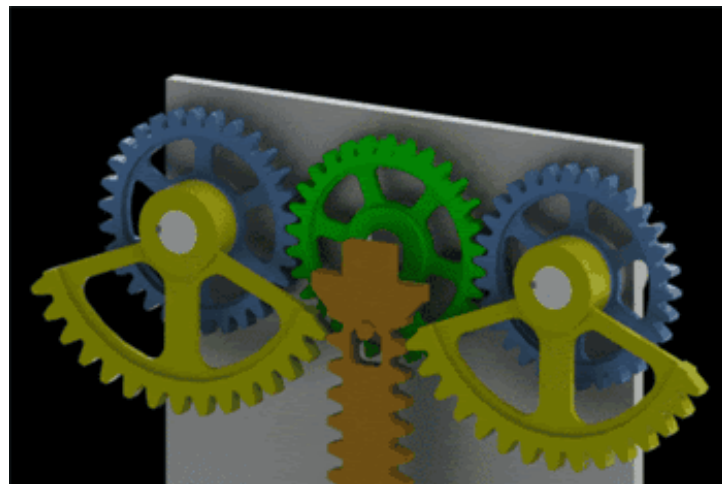
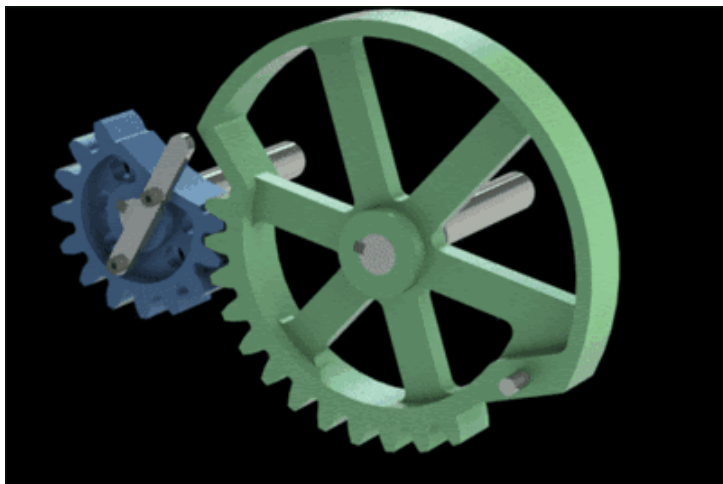


不完全齿轮机构



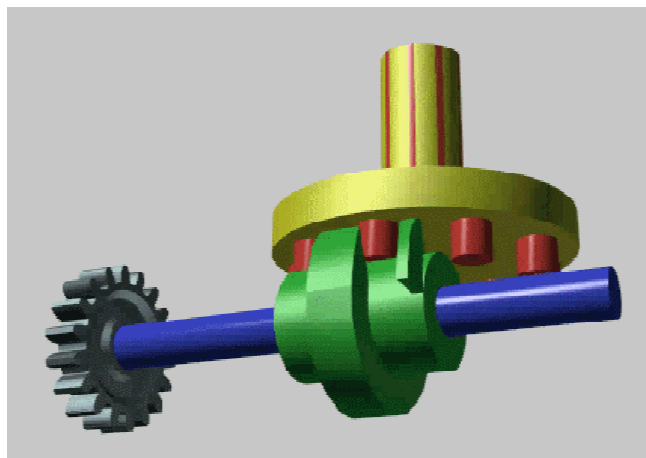
## § 6-3 不完全齿轮机构

**不完全齿轮机构特点：**从动轮在运动期间保持匀速转动；从动轮启动或停止时，会产生刚性冲击，不宜用于高速场合。常用于计数器、电影放映机等专用机械中。

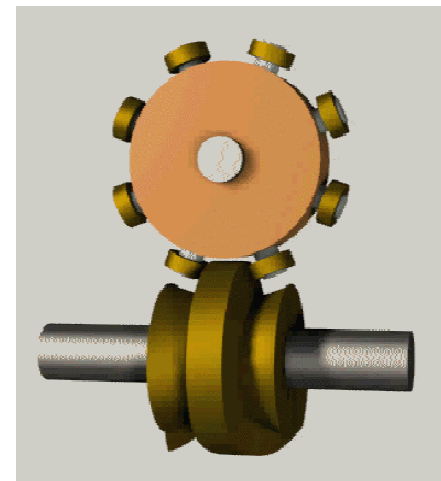
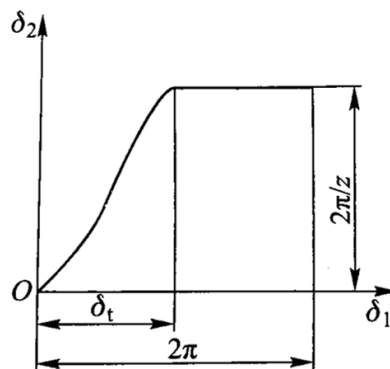


## § 6-4 凸轮间歇运动机构

凸轮的整周连续回转  $\longrightarrow$  从动轮的单向间歇转动



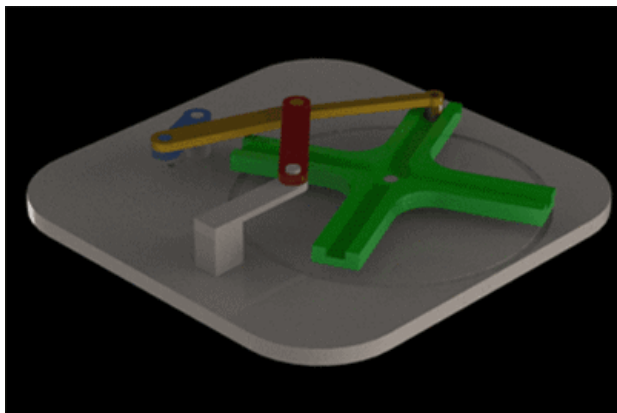
圆柱形凸轮间歇运动机构



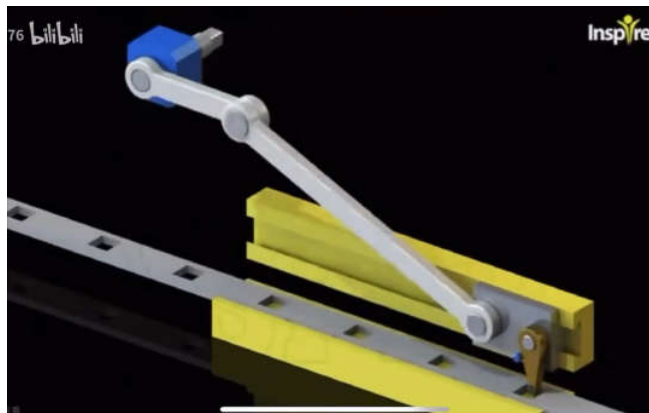
蜗杆形凸轮间歇运动机构

**凸轮间歇运动机构特点：**运转可靠、传动平稳、定位精度高，适用于高速传动，转盘可以实现任何运动规律；可以改变凸轮推程运动角得到所需的转盘转动和停歇运动的比值。

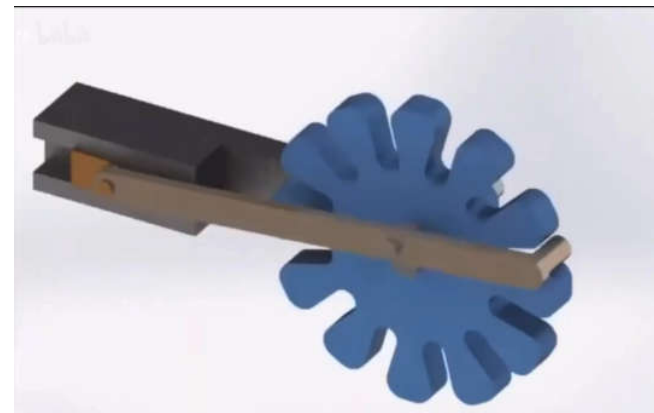
## 其他间歇运动机构



曲柄摇杆 + 槽轮



曲柄摇杆 + 拨块



曲柄摇杆 + 齿轮

# 机械设计基础

## 第十章 螺纹连接

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第十章 螺纹连接

---

- 10-1 螺纹参数
- 10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁
- 10-3 机械制造常用螺纹
- 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件
- 10-5 螺纹连接的预紧和防松
- 10-6 螺栓连接的强度计算
- 10-7 提高螺栓连接强度的措施

## 第十章 螺纹连接

### 序言

#### 学习连接及连接件的重要性

- 1、连接件是应用广泛的“通用零件”之一
- 2、熟悉各种连接及连接件的特点、应用场合，掌握正确选择和设计各种连接的方法，对每一个机械工程师来说是非常必要的。





## 第十章 螺纹连接

### 连接的定义及分类

#### 1、连接一指被连接件与连接件的组合

**被连接件**：轴与轴上的零件，箱体与箱盖等

**连接件**：又称紧固件，如螺栓、螺母，键、销钉等

#### 2、连接分类

按被连接件运动情况	{	动连接（相互位置在工作时按需要变化）	折叠椅，机器人关节
		静连接（相互位置在工作时不允许变化）	组合桌椅，机床底座

机械制造中的“连接”常指“静连接”

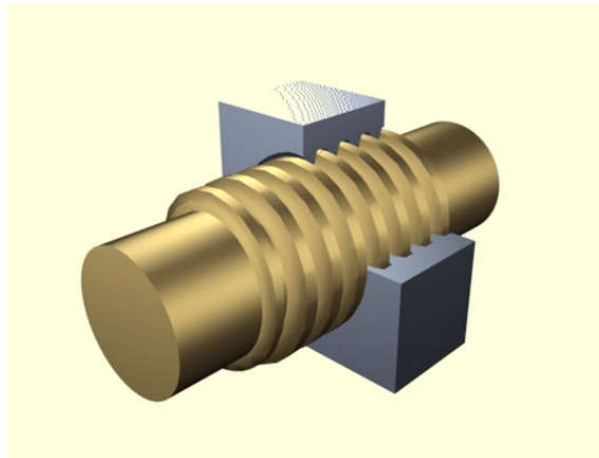


## 第十章 螺纹连接

### 螺纹连接

螺纹连接是利用螺纹零件构成的连接。

学习重点： 1) 如何选择合理的螺纹连接方式、结构  
2) 如何确定螺纹连接的尺寸

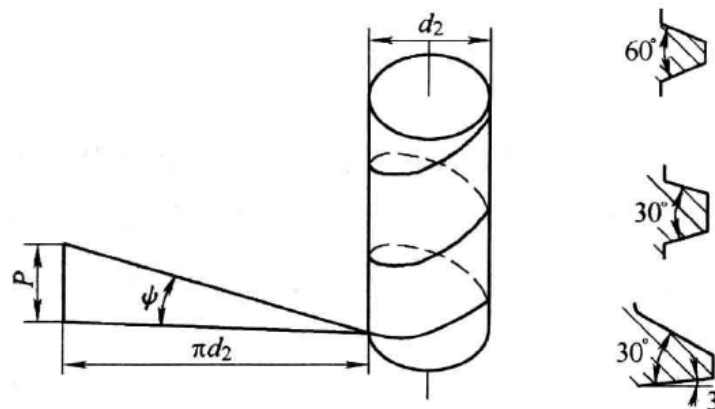


## § 10-1 螺纹参数

### 螺纹的形成

圆柱面上一点绕圆柱的轴线作等速圆周运动的同时又沿轴线作等速直线运动，这复合运动的轨迹就是**螺旋线**。

取一平面图形（三角形、梯形、锯齿形等），使它沿着螺旋线运动，运动时保持此图形所在平面**通过圆柱的轴线**，就得到了**螺纹**。



## § 10-1 螺纹参数

螺纹分**内、外螺纹**，两者旋合组成**螺旋副（螺纹副）**。

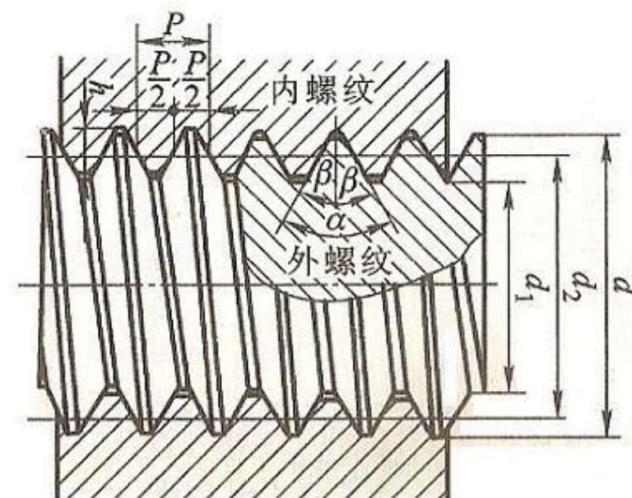
螺纹按工作性质分为**连接螺纹**和**传动螺纹**

**螺纹连接**：利用螺纹零件构成的连接；比如一般的螺钉、螺栓连接；

**螺旋传动**：利用具有螺纹的零件来实现回转运动与直线运动之间的转换，同时也传递力和转矩。比如滚珠丝杆。

除矩形螺纹外，其他螺纹的参数均已标准化。有**米制**和**英制**两种标准尺寸。**在我国，除管螺纹保持英制外，其他都采用米制**，国际上多数国家也采用米制，少数用英制。

以**普通圆柱外螺纹**为例：一般有**9个主要参数**。



## § 10-1 螺纹参数

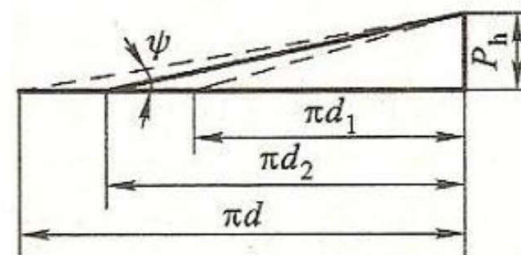
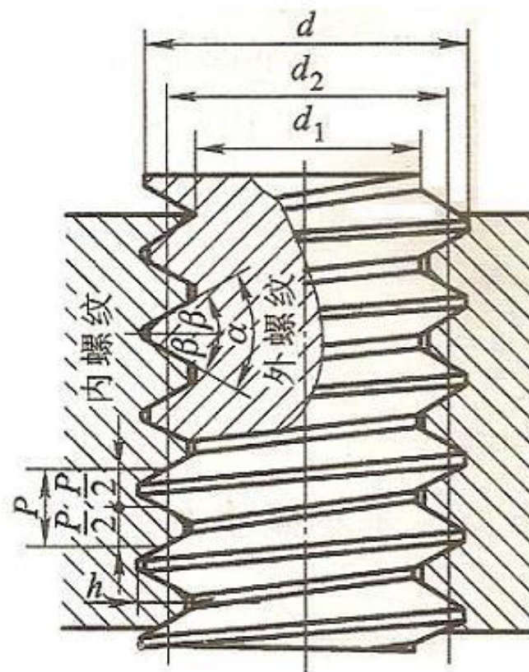
$d$ —螺纹大径（螺纹公称直径）

$d_1$ —螺纹小径（常用直径计算螺纹断面的强度）

$d_2$ —螺纹中径（螺纹的牙厚和牙间相等处的假想圆柱直径，是螺纹几何关系和受力分析的基准）

$p$ —螺距（相邻两牙对应点间的轴向距离）

$h$ —接触高度（内外螺纹旋合后，接触面的径向高度）



## § 10-1 螺纹参数

$P_h$ —**导程**（螺纹上任意一点沿螺纹旋转一周的轴向位移）

$$P_h = n \cdot P$$

$n$ —**线数**（螺旋线的根数）

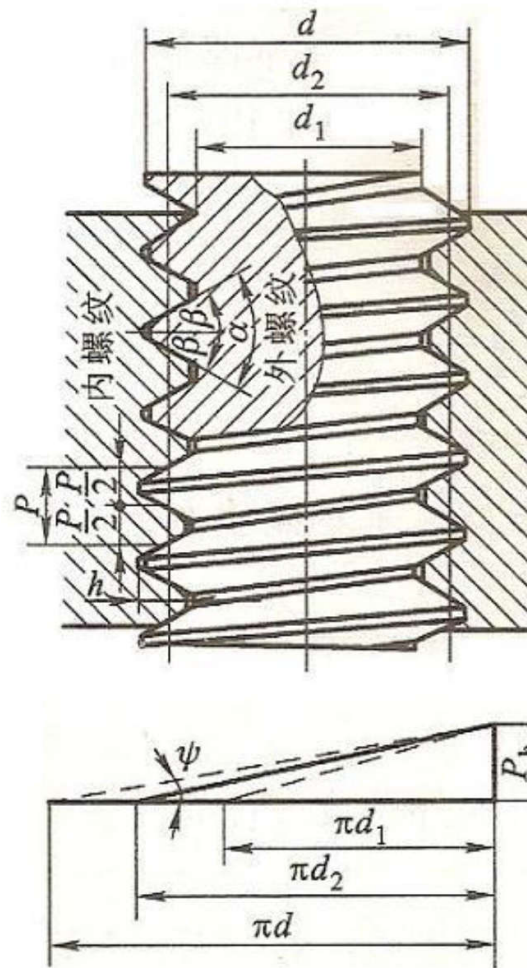
$\psi$ —**螺纹升角**（在**中径**圆柱上螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面之间的夹角）

$$\tan \psi = P_h / \pi d_2 = n \cdot P / \pi d_2$$

$\alpha$ —**牙型角**（轴向截面内螺纹牙型相邻两侧边的夹角），  
**牙侧角**  $\beta$ （牙型侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角）

$$\beta = \alpha / 2 \quad (\text{对称牙型})$$

**旋向**（一般为右旋）

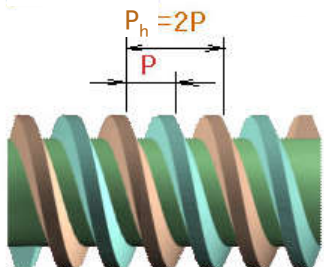
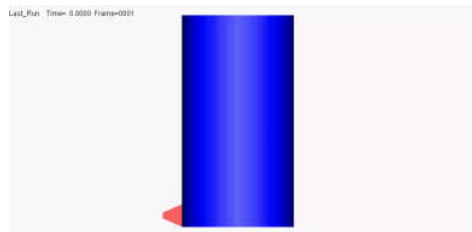
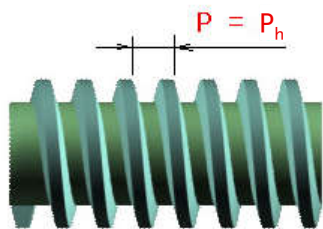


## § 10-1 螺纹参数

### 螺纹的线数与旋向

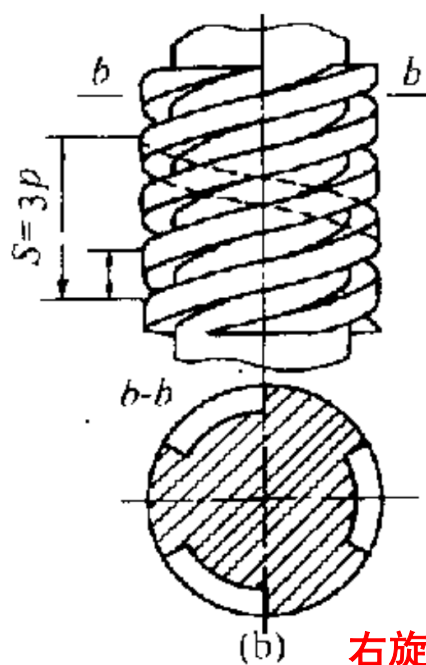
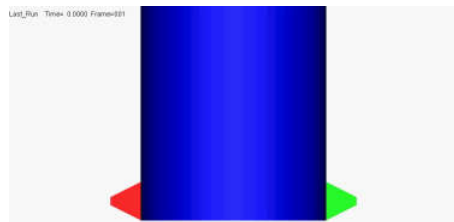
单线螺纹:

螺距=导程

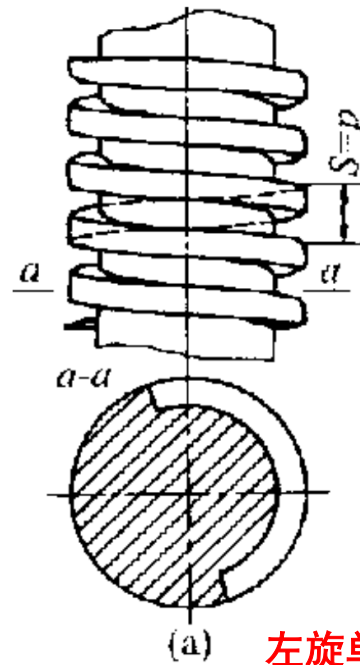


多线螺纹:

导程 = 螺距 × 线数



右旋3线



左旋单线

$p$ —螺距 (相邻两牙对应点间的轴向距离)

$P_h$ —导程 (螺纹上任意一点沿螺纹旋转一周的轴向位移)





## 第十章 螺纹连接

---

10-1 螺纹参数

10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁

10-3 机械制造常用螺纹

10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

10-5 螺纹连接的预紧和防松

10-6 螺栓连接的强度计算

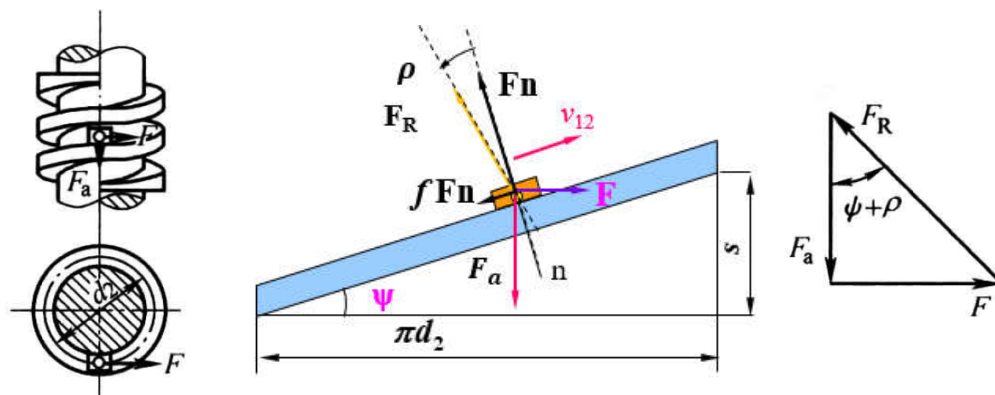
10-7 提高螺栓连接强度的措施

## § 10-2 螺纹副的受力关系、效率和自锁

### 矩形螺纹 ( $\beta=0$ )

圆周力：拧紧时  $F = F_a \tan(\psi + \rho)$

松开时  $F = F_a \tan(\psi - \rho)$

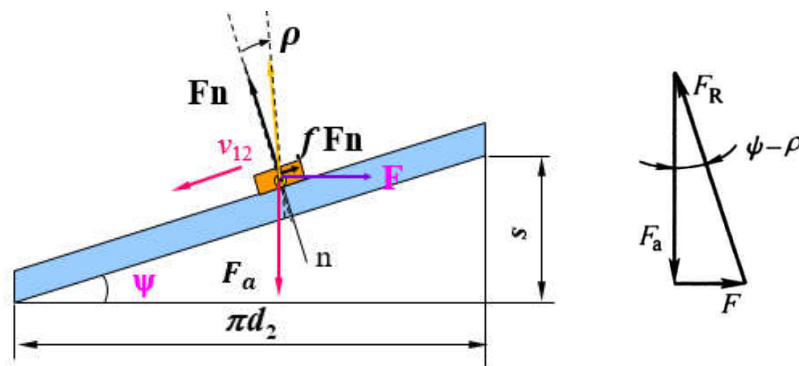


式中:  $F_a$ —轴向载荷

$\rho$ —摩擦角  $\rho = \arctan f$

$f$ —摩擦系数

$F_n$ —法向压力





## § 10-2 螺纹副的受力关系、效率和自锁

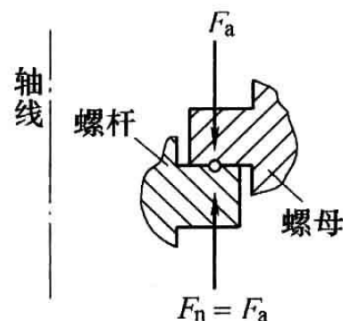
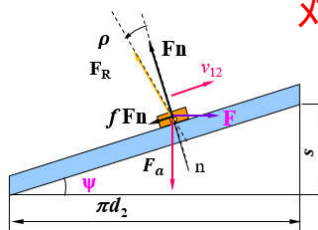
### 非矩形螺纹 ( $\beta \neq 0$ )

对螺纹进行简化分析：忽略螺纹升角 $\psi$ 的影响

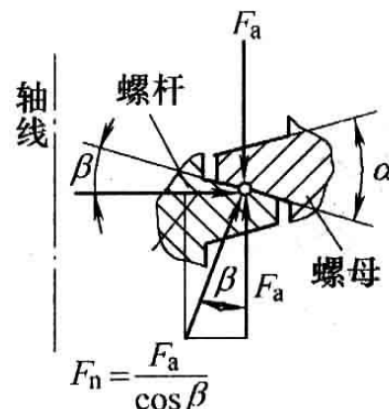
圆周力：

拧紧时  $F = F_a \tan(\psi + \rho')$

松开时  $F = F_a \tan(\psi - \rho')$



矩形螺纹



非矩形螺纹

式中:  $F_a$ —轴向载荷

$\rho'$ —当量摩擦角  $\rho' = \arctan f'$

$f'$ —当量摩擦系数  $f' = \frac{f}{\cos \beta}$

$F_n$ —法向压力

$f$ —摩擦系数

若忽略螺升角的影响，在相同的轴向载荷 $F_a$ 的作用下，非矩形螺纹的法向压力**大于**矩形螺纹的方向压力。

非矩形螺纹的摩擦阻力可写为：

$$fF_n = f \frac{F_a}{\cos \beta} = \frac{f}{\cos \beta} F_a = f' F_a$$

也就是把法向力的增加看作摩擦系数的增加。

## § 10-2 螺纹副的受力关系、效率和自锁

螺纹副的效率 = 有效功/输入功

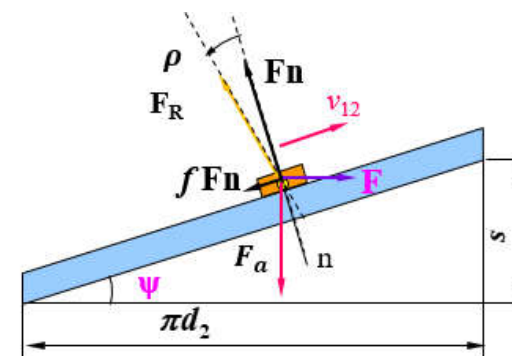
当轴向载荷为  
阻力(滑块上升)

输入功: 圆周力所做的功

有效功: 克服轴向力所做的功  
(推动滑块上升)

$$\eta = \frac{F_a P_h}{2\pi T} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \tan \psi}{2\pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_a \tan(\psi + \rho')}$$

$$= \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$



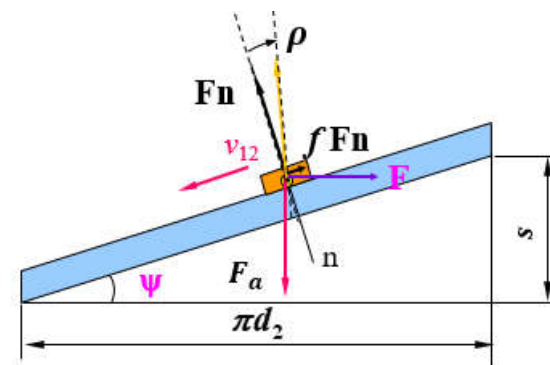
当轴向载荷为驱  
动力(滑块下降)

输入功: 轴向力所做的功

有效功: 圆周力所做的功  
(阻止滑块下降)

$$\eta = \frac{2\pi T}{F_a P_h} = \frac{2\pi \cdot \frac{d_2}{2} \cdot F_a \tan(\psi - \rho')}{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \tan \psi}$$

$$= \frac{\tan(\psi - \rho')}{\tan \psi}$$

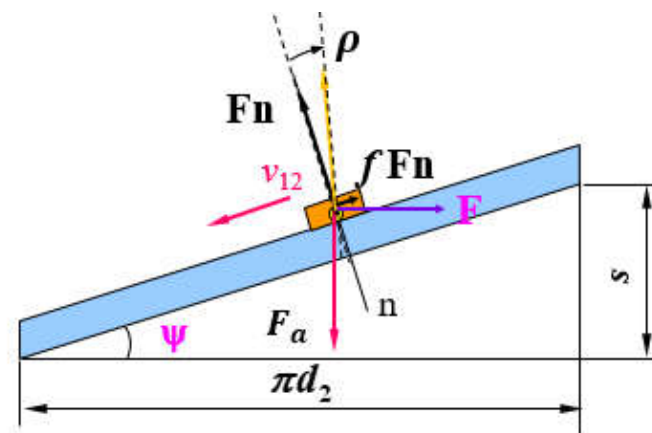


## § 10-2 螺纹副的受力关系、效率和自锁

**自锁：** 无论施加多大的轴向力  $F_a$  都不能使螺旋副相对运动的现象，称为自锁。

**自锁条件：**  $F = F_a \tan(\psi - \rho') \leq 0$

$$\psi \leq \rho'$$



说明在自锁条件下，必须施加反向驱动力  $F$  才能使滑块等速下滑。

一般  $\psi$  角不大于  $25^\circ$



## 第十章 螺纹连接

---

10-1 螺纹参数

10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁

10-3 机械制造常用螺纹

10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

10-5 螺纹连接的预紧和防松

10-6 螺栓连接的强度计算

10-7 提高螺栓连接强度的措施



## § 10-3 机械制造常用螺纹

螺纹的要求：

- 1) 足够的强度；
- 2) 良好的工艺性，
- 3) 不同用途还有特殊要求：
  - 连接螺纹-**自锁**；
  - 传动螺纹-**高效率**；
  - 管螺纹-**紧密性**；
  - 测量或传递运动螺纹-**精度高**；
  - 起重螺纹-**工作效率高且自锁性好**。



## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 1、螺纹的分类

#### 1) 按螺纹在螺杆轴向剖面上的牙的形状分

5种 { 三角形（普通螺纹，仅此不以形状命名）  
矩形  
梯形  
锯齿形  
管螺纹

2) 按螺纹母体形状分2种 { 圆柱螺纹  
圆锥螺纹

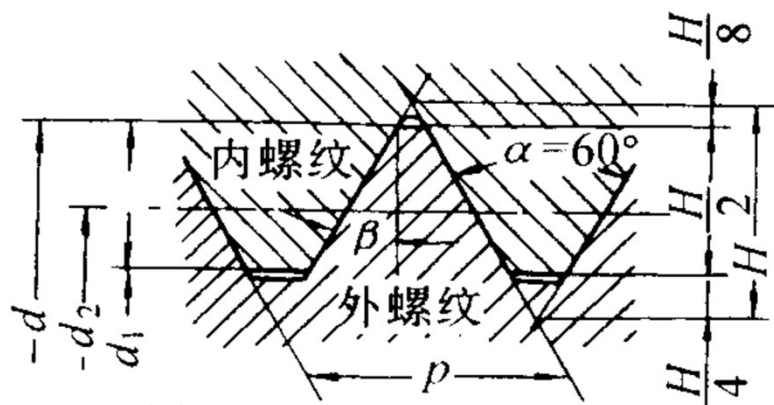
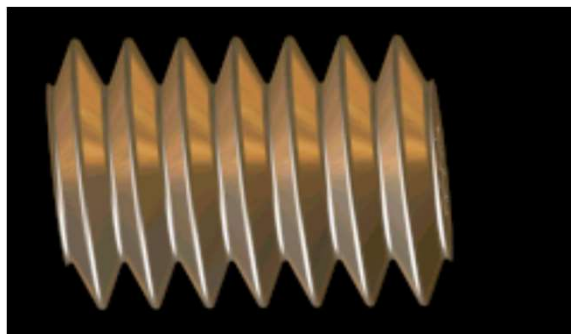


## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 2、 常用螺纹的特点和应用



#### 1) 普通螺纹(代号: M GB 192-81)



结构特点: 牙形为等边三角形。牙型角 $\alpha=2\beta=60^\circ$ , 牙型斜角 $\beta=30^\circ$

优点: 因 $\beta$ 大, 所以当量摩擦系数大, 自锁性能好。

应用场合: 主要用于连接。

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} \quad \rho' = \arctan f' \quad \psi \leq \rho'$$



## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 普通螺纹分类

同一公称直径 $d$ ，按螺距大小分2种：

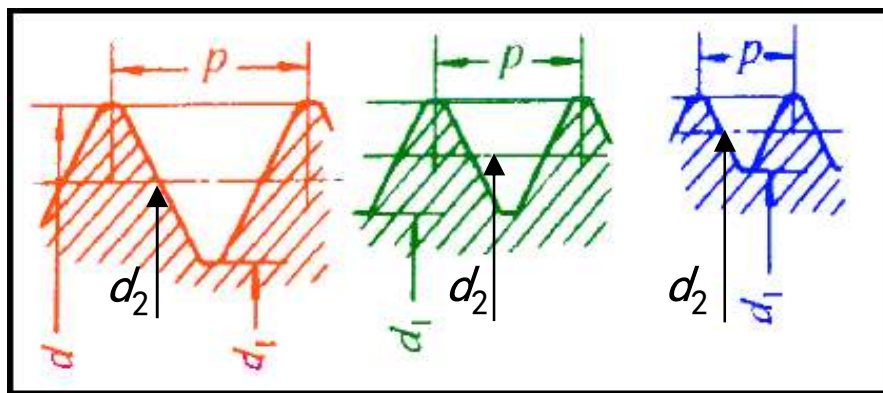
- 普通细牙螺纹
- 普通粗牙螺纹

粗牙：常用螺纹（螺距最大）

细牙：特殊用途

A) 优点：细牙自锁性能更好。  
常用于承受冲击、振动及变载荷、  
或空心、薄壁零件上及微调装置中。

$$\tan \psi = n \cdot p / \pi d_2 \quad \psi \leq \rho'$$



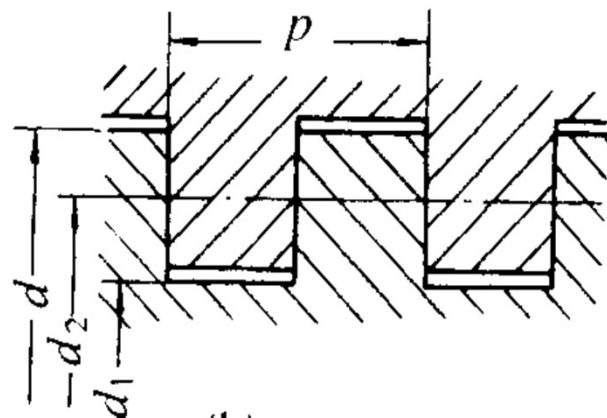
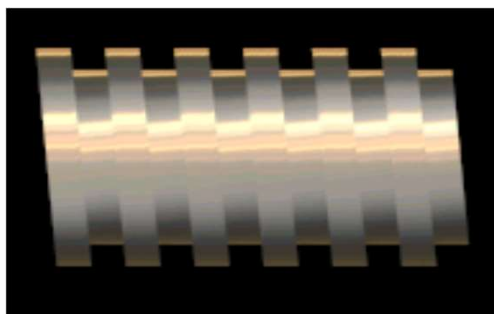
B) 缺点：细牙小，相同载荷下磨损快，易脱扣。





## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 2) 矩形螺纹



结构特点：牙形为正方形，牙形斜角为 $\beta=0^\circ$

优点： $\cos\beta \approx 1$ ， $f'$  较小， $\rho'$  很小，不易自锁，效率高。

缺点：因制造困难，磨损后间隙不能补偿，常被梯形螺纹代替。

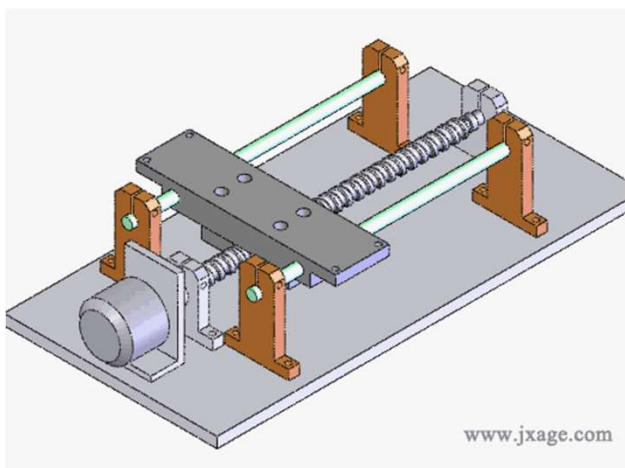
应用场合：用于传动，暂未标准化。

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} \quad \rho' = \arctan f' \quad \psi \leq \rho'$$

$$\eta = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')}$$

## § 10-3 机械制造常用螺纹

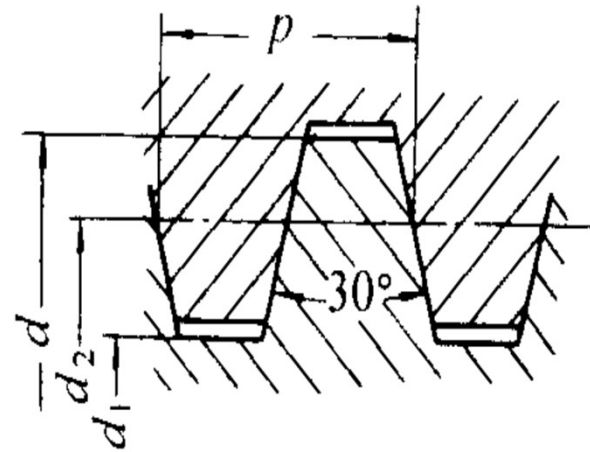
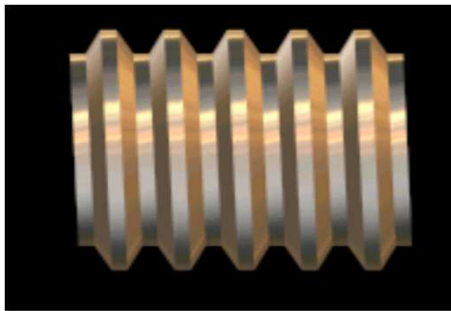
### 螺纹传动：滚珠丝杆





## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 3) 梯形螺纹 (代号: **Tr** GB 192-81)



**结构特点:** 牙形为等腰梯形。牙形角  $\alpha=2\beta=30^\circ$ , 牙形斜角  $\beta=15^\circ$

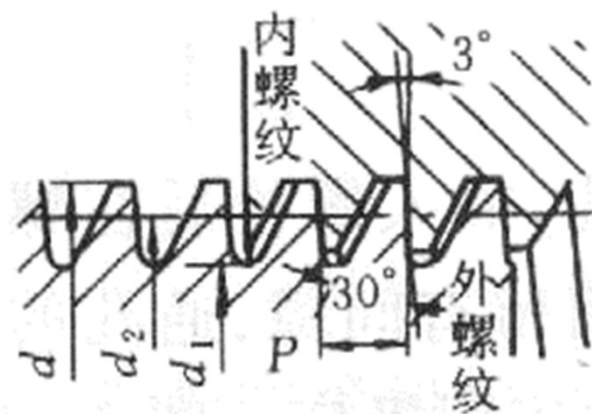
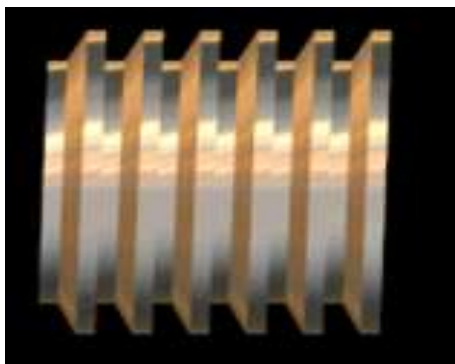
**优点:** 牙根强度较高, 易于制造, 可以补偿磨损间隙。

**缺点:** 比矩形螺纹效率略低

**应用场合:** 在螺旋传动中有广泛应用。

## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 4) 锯齿形螺纹(代号: S JB 4315-86)



**结构特点：**牙形为不等腰梯形。工作边 $\beta=3^\circ$ ，非工作边 $\beta=30^\circ$

**优点：**一个方向传动效率高，一个方向容易自锁，牙根强度高，承受较大的载荷，对中性好。

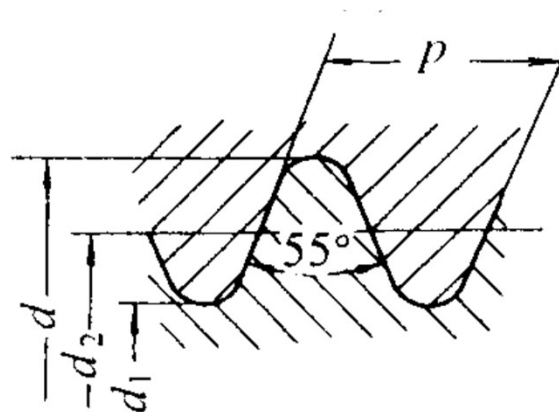
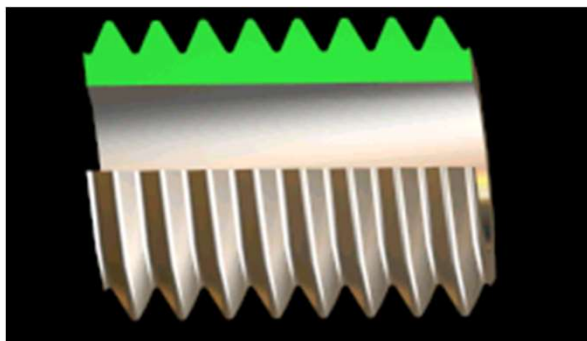
**缺点：**只能用于单向传动。

**应用场合：**起重机、千斤顶等。



## § 10-3 机械制造常用螺纹

### 5) 圆柱管螺纹 (代号: $R_p$ GB/T 7307-87)



**结构特点:** 牙形为等腰三角形。为英制细牙螺纹, 牙形角  $\alpha=55^\circ$ 。  
以管子通孔内径为公称直径。

**优点:** 内外螺纹旋合后, 无径向间隙, 密封性好。

**应用场合:** 管件连接



## 第十章 螺纹连接

---

10-1 螺纹参数

10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁

10-3 机械制造常用螺纹

10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

10-5 螺纹连接的预紧和防松

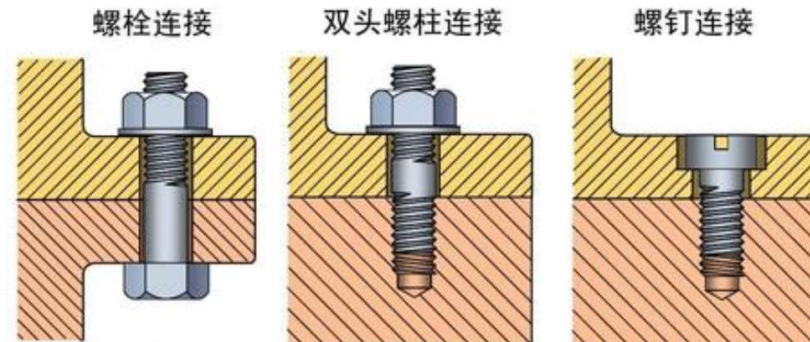
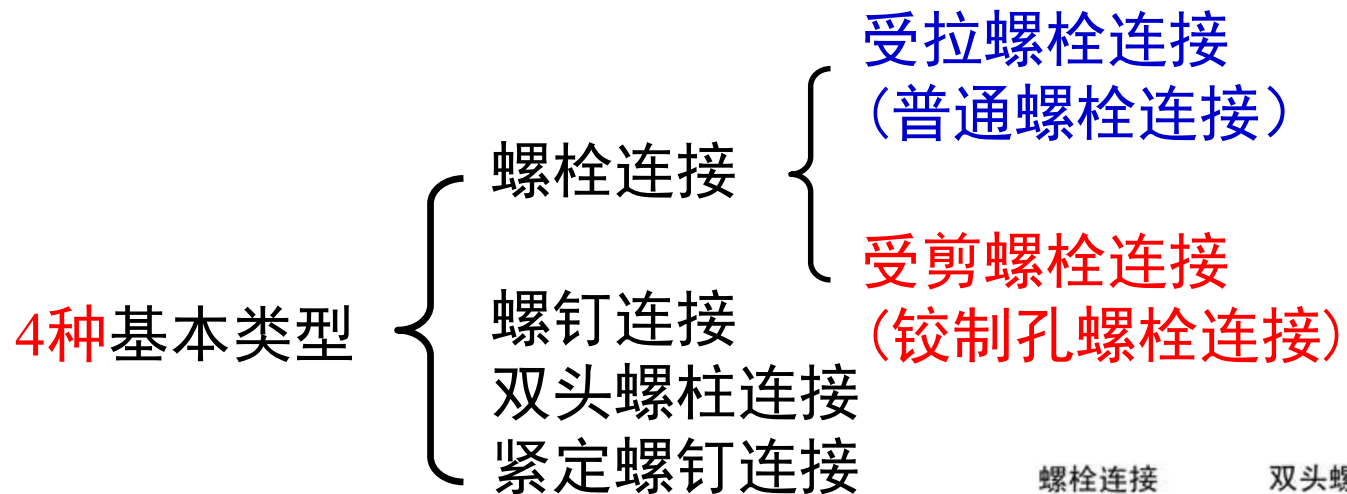
10-6 螺栓连接的强度计算

10-7 提高螺栓连接强度的措施



## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 一、 螺纹连接的基本类型

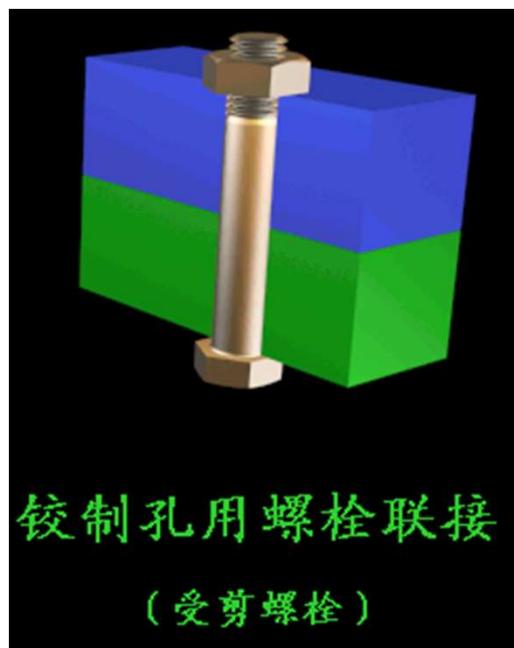
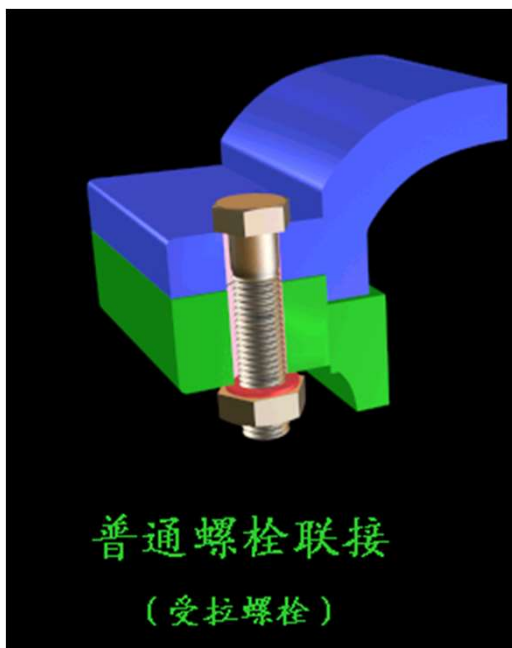




## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 1、螺栓连接

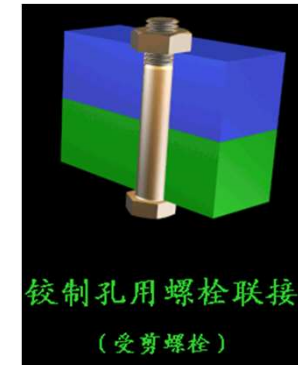
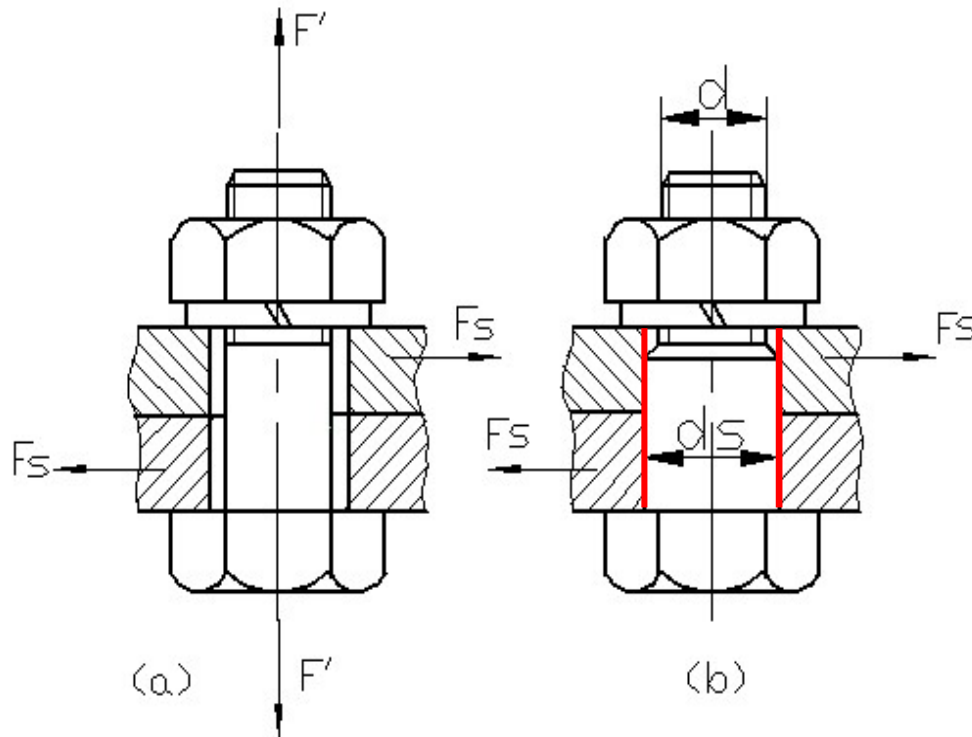
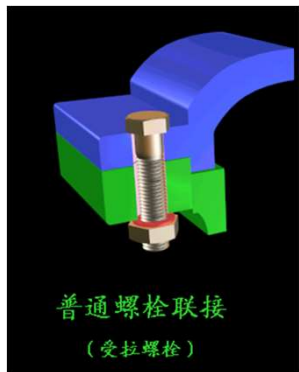
用螺栓穿过被连接件的光孔后拧紧螺母的连接。用于连接2个不太厚的零件。连接方式有**两种**。







## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件



铰刀

- a) 普通螺栓连接。加工、装拆方便，应用十分广泛。
- b) 铰制孔螺栓连接。孔需精加工，螺栓也用铰制孔用螺栓，螺栓与孔采用过渡配合，主要承受横向载荷，兼起定位作用。



## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 2、螺钉连接

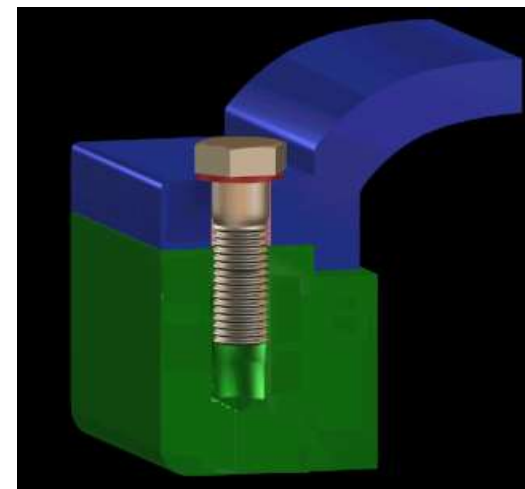
螺钉直接旋入被连接件的螺纹孔中，省去了螺母，结构简单。

当被连接件之一受结构限制，有下列4种情况之一时采用。

- 不能开通孔
- 希望结构紧凑
- 希望有光整的外露表面
- 无法装拆螺母

注意：

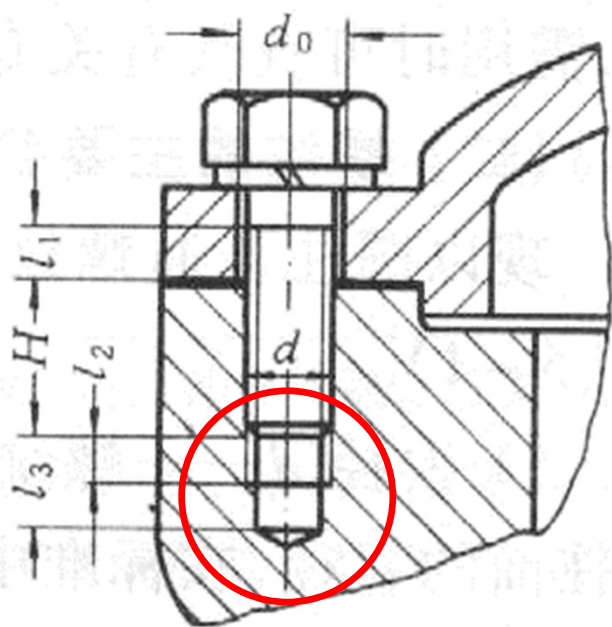
螺钉连接不宜用在经常拆卸的场合，以免损坏被连接件的螺纹孔。



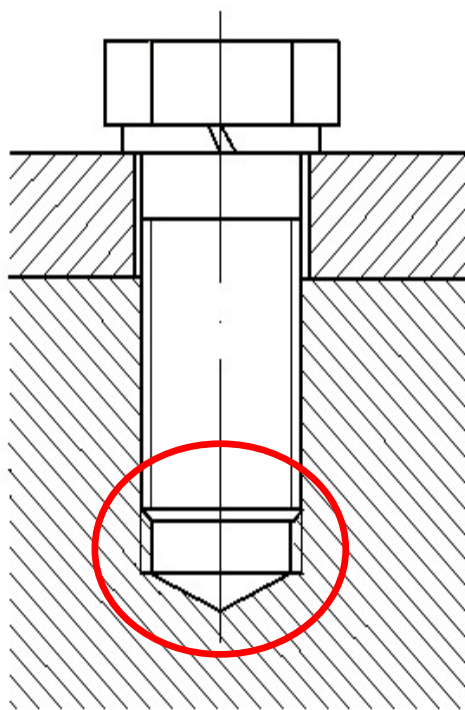


## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 螺钉连接画法



标准画法



简化画法

表达螺纹两条线  
摸得到的画粗线  
摸不到的画细线



## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 3、双头螺柱连接

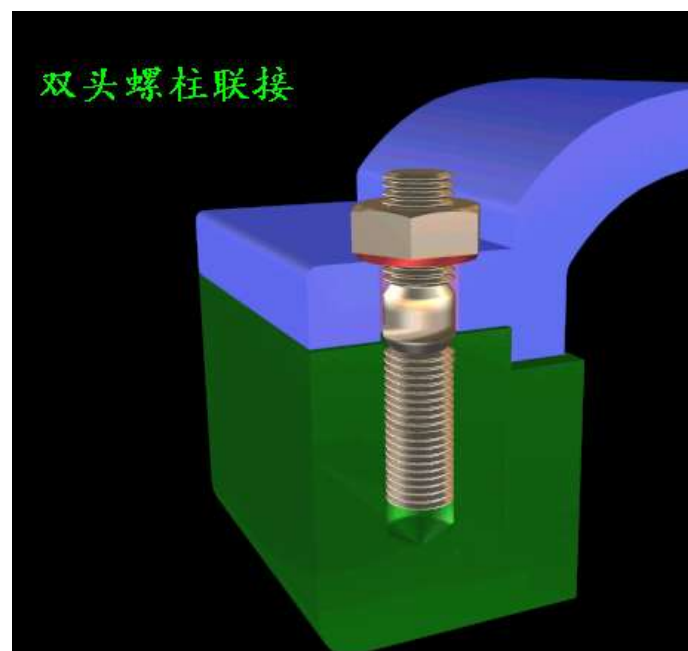
当需要螺钉连接，又要经常拆卸或螺钉无法安装时，采用此连接。

注意：

一般情况下：

螺纹孔深度 > 螺柱座端长度

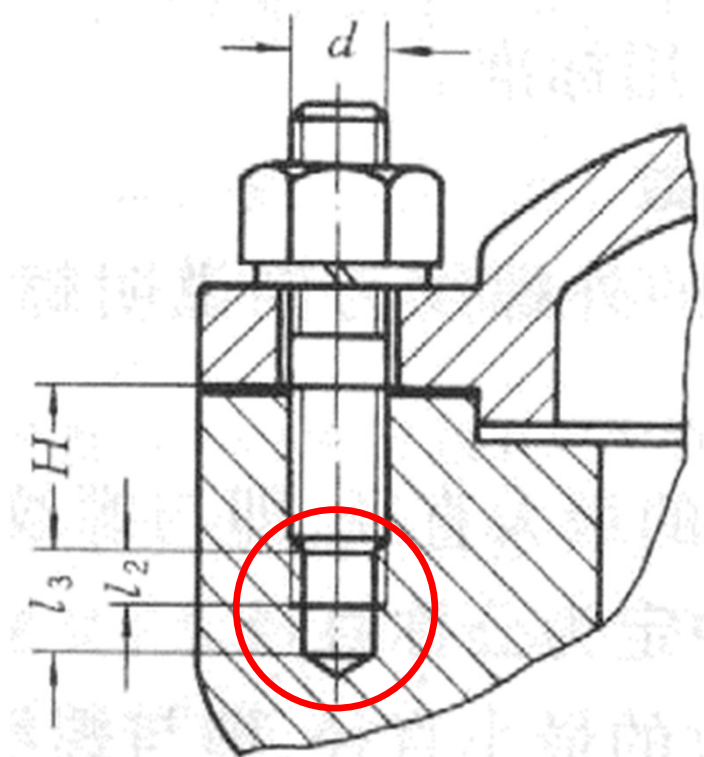
安装时，螺柱座端全部拧入螺纹孔中，靠螺纹尾部横向压紧，紧固在螺纹孔中，拆时也不旋出螺柱。



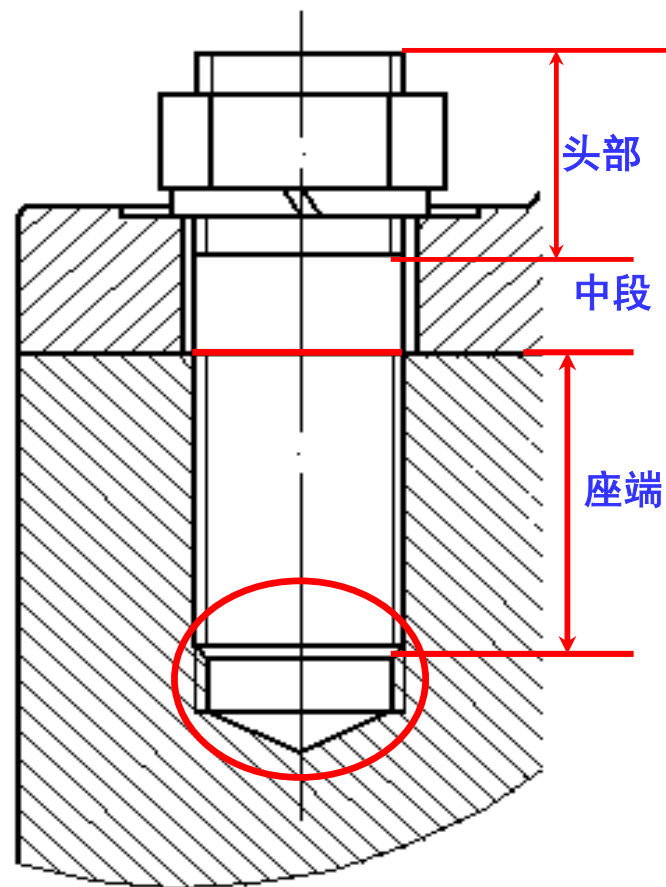


## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 双头螺柱连接画法



标准画法



简化画法

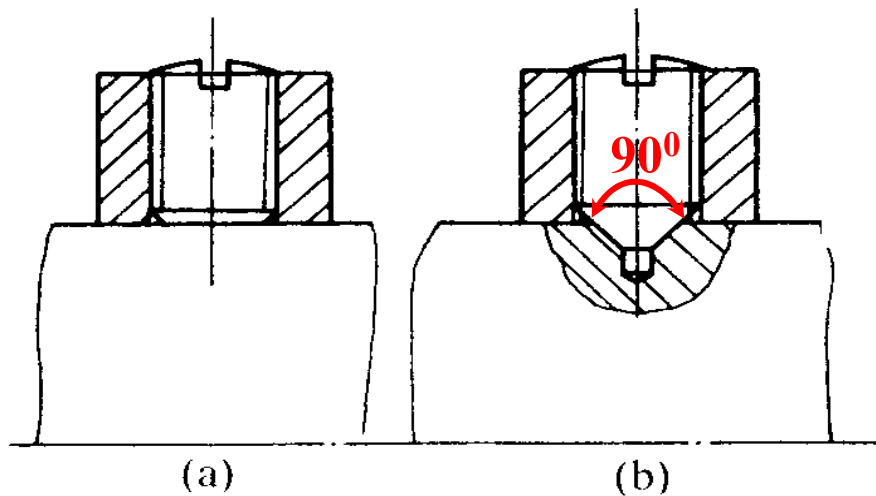
## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 4、紧定螺钉连接

旋入被连接件的螺纹孔中，顶住另一被连接件的表面或凹坑。

常用来连接、固定2个零件**相对位置**的情况，有时也可以**传递不大的力和力矩**。

结构特点：被连接件之一有螺纹孔，另一个没有。



a) 顶住被连接件表面

b) 顶入相应的坑槽中

固定相对位置  
传递不大的力



## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 二、 标准螺纹连接件(简介)

连接零件包括：

{	1螺栓	}	公称直径都为螺纹大径
	2螺钉		
	3双头螺柱		
	4紧定螺钉		
	5螺母		
	6垫圈		
	7防松零件		

这些零件大多数已有国家标准，在设计时可选用，并直接购买使用。

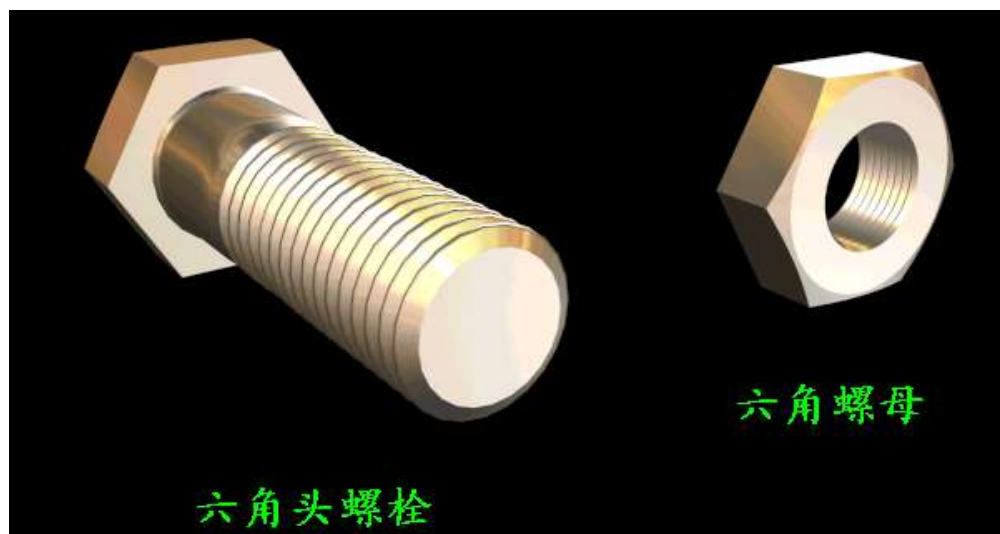


## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 1、螺栓和螺母

**螺栓**，除头部为六角形外，也有圆头内六角形，经常用。

**螺母**，以六角形居多，分标准和薄形2种。硬度比相配螺栓低  
(20~40) HBS。为什么？螺母更换方便，保护螺栓。







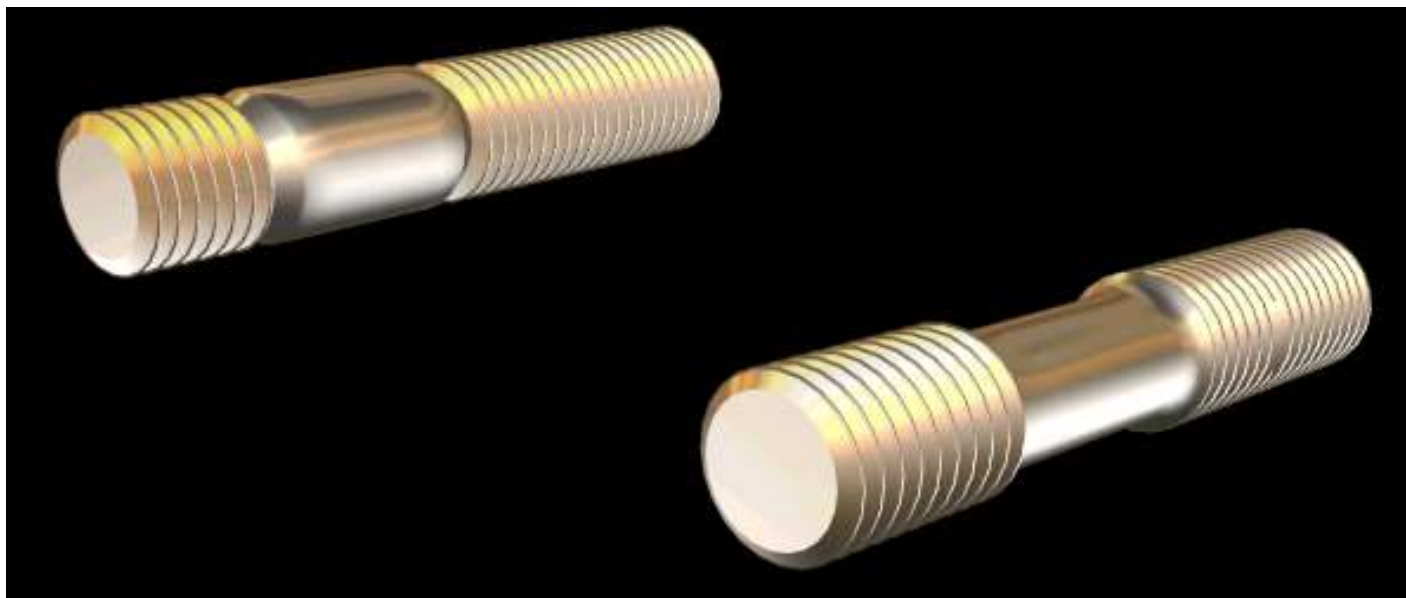
## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 2、双头螺柱

**旋入端**（长度：1d, 1.25d, 1.5d, 2d等适应不同拧入材料（钢、青铜、铸铁、铝合金和塑料等）的要求。

**螺母端**

**中段**

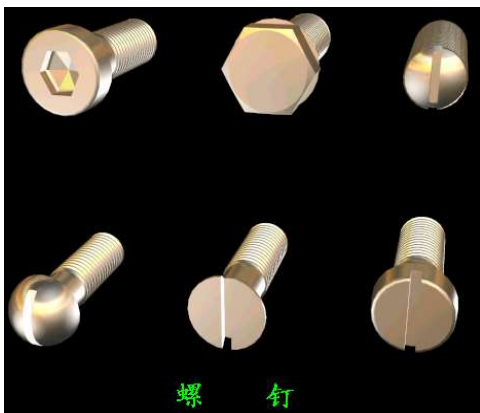




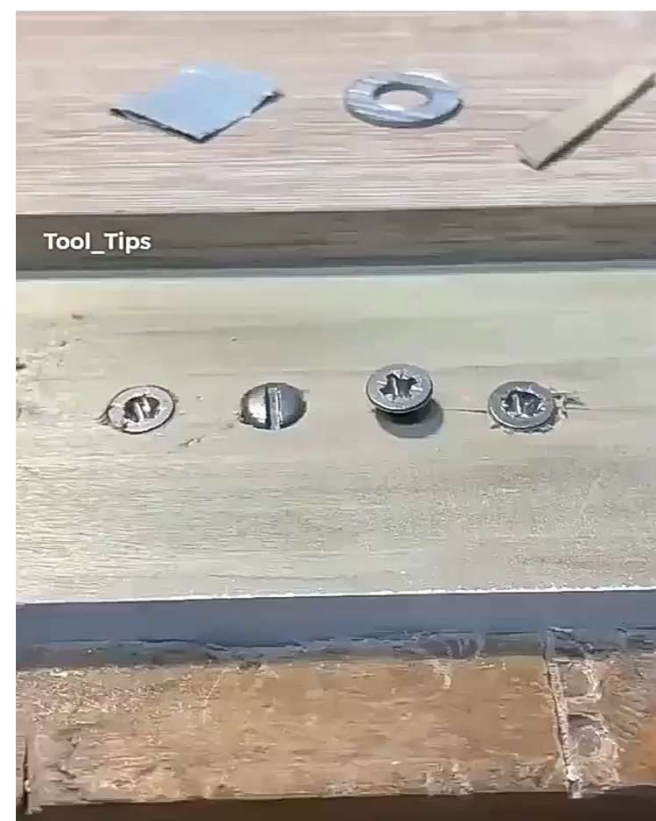
## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 3、螺钉紧固件

结构与螺栓大体相同，但**头部样式较多**，适应不同安装，外观等要求。



螺丝头的牙磨损坏了怎么办？



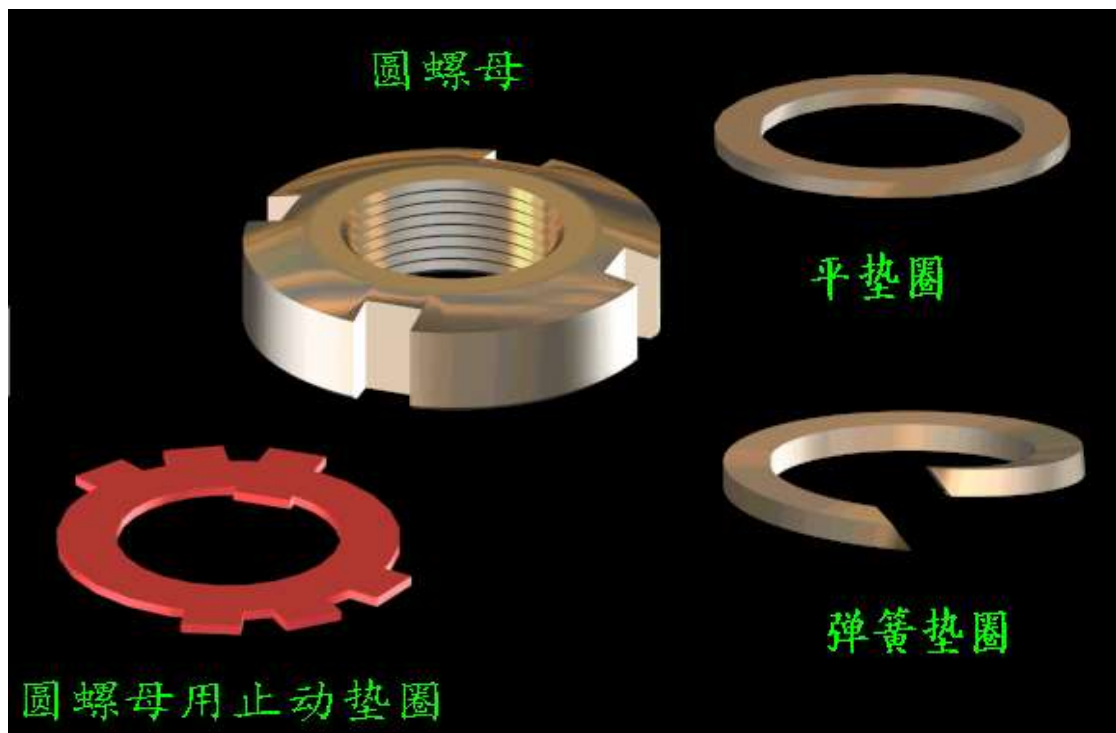


## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

### 4、垫圈

**作用：**用来保护被连接件的支承表面（增大螺母与被连接件接触面积）。

**结构：**有方形、圆形、弹簧垫圈和斜垫圈等。

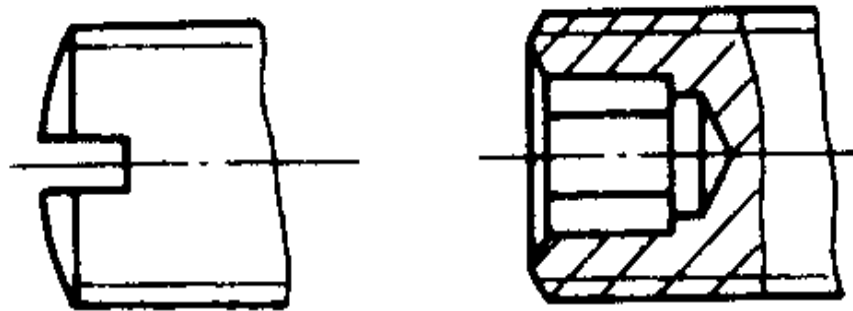


## § 10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

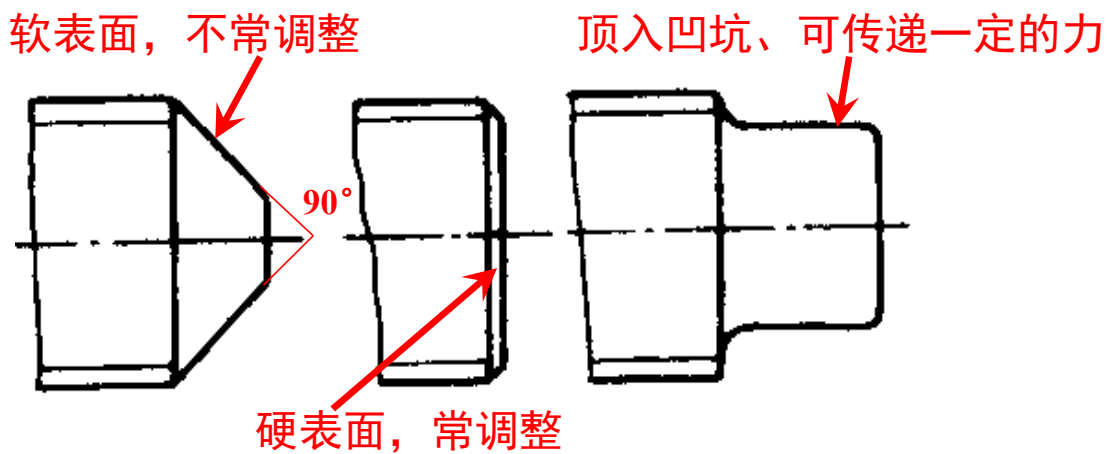
### 5、紧定螺钉

头部和末端形状较多。末端一般有较高硬度。

典型头部结构



典型末端结构





## 第十章 螺纹连接

---

10-1 螺纹参数

10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁

10-3 机械制造常用螺纹

10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

10-5 螺纹连接的预紧和防松

10-6 螺栓连接的强度计算

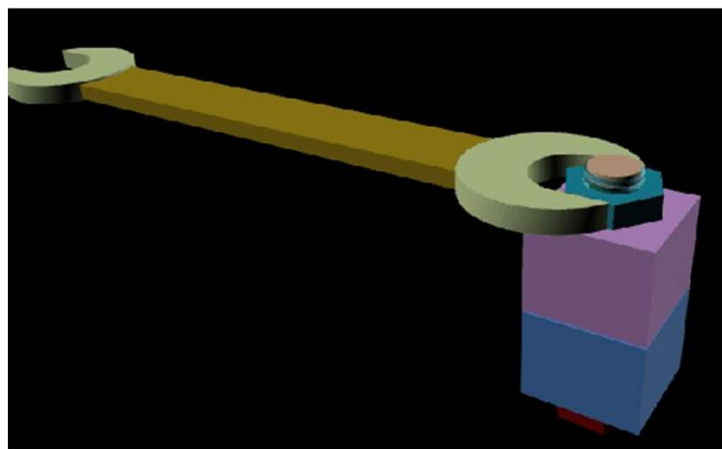
10-7 提高螺栓连接强度的措施



## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

除个别情况外，螺纹连接在装配时都必须拧紧，这时螺纹连接受到预紧力的作用。

预紧可以防止连接受载后被连接件之间出现间隙或横向滑移。预紧也可以防松，保证工作的可靠性、密封性、强度等。





## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

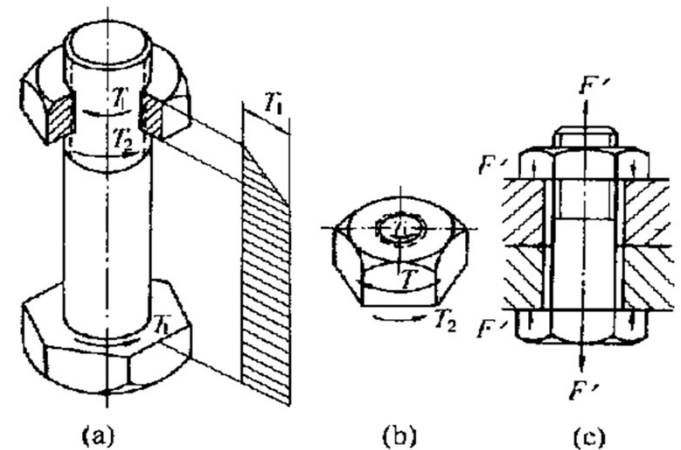
### 预紧力的控制:

被连接件在受载之前受到预紧力 $F'$ 作用

预紧力 $F'$  { 过大—螺栓超载  
          { 过小—连接失效 } 控制预紧力 (重要连接)

控制方法——拧紧力矩  $T$

拧紧时螺母受力 { 螺旋副转动阻力矩  $T_1$  (圆周力产生)  
                      { 螺母与支承面的摩擦力矩  $T_2$



拧紧螺母时的力矩和预紧力

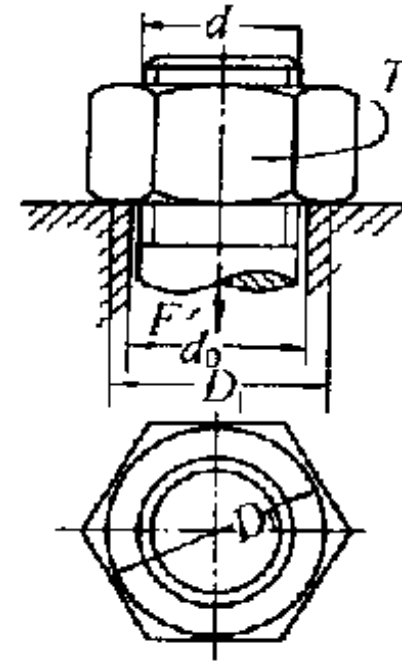
## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

$$T = T_1 + T_2$$

$$T_1 = F' \tan(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}$$

推导不  
做要求

$$T_2 = \frac{1}{3} f F' \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$



$F'$ --预紧力  
(轴向力)

$$T = \frac{1}{2} \left[ \frac{d_2}{d} \tan(\lambda + \rho') (\psi + \rho') + \frac{2f}{3d} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F' d = k_t F' d$$





## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

引入拧紧力矩系数：

$$k_t = \frac{1}{2} \left[ \frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho') + \frac{2f}{3d} \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]$$

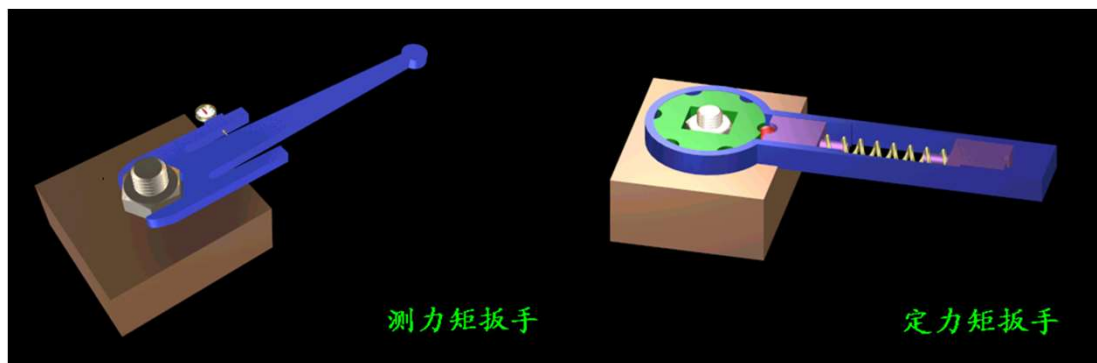
推导不做要求

将常用的钢制M10~M68普通螺栓的参数代入，并取  $f \approx 0.15$ ， $\rho' \approx 8.5^\circ$ ，计算可得：

$$T \approx 0.2 F' d \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

控制拧紧力矩的方法 { 测力矩扳手  
定力矩扳手





## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

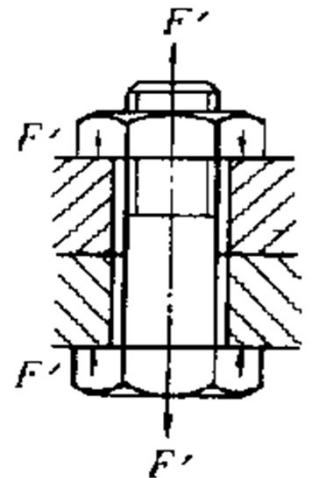
螺纹连接满足自锁条件，摩擦力阻止螺纹副相对运动，拧紧后不应松脱。

### 何时会松脱？

当受到**冲击**、**振动**或**变载荷**、或在**温度变化**情况下，螺纹副中的正压力可能变化，甚至消逝，使摩擦力减小，螺纹副产生相对转动，反复多次，使螺纹副松脱。导致连接工作失常，甚至发生事故，因此设计时应该考虑**防松问题**。

防松的根本问题在于**防止螺纹副相对转动**

按 <b>工作原理</b> 分3种方法	{	摩擦防松（保持摩擦力矩，阻止相对转动）
		机械防松（用机械办法约束螺旋副）
		永久防松（将螺母与螺栓焊死、铆死和胶住）



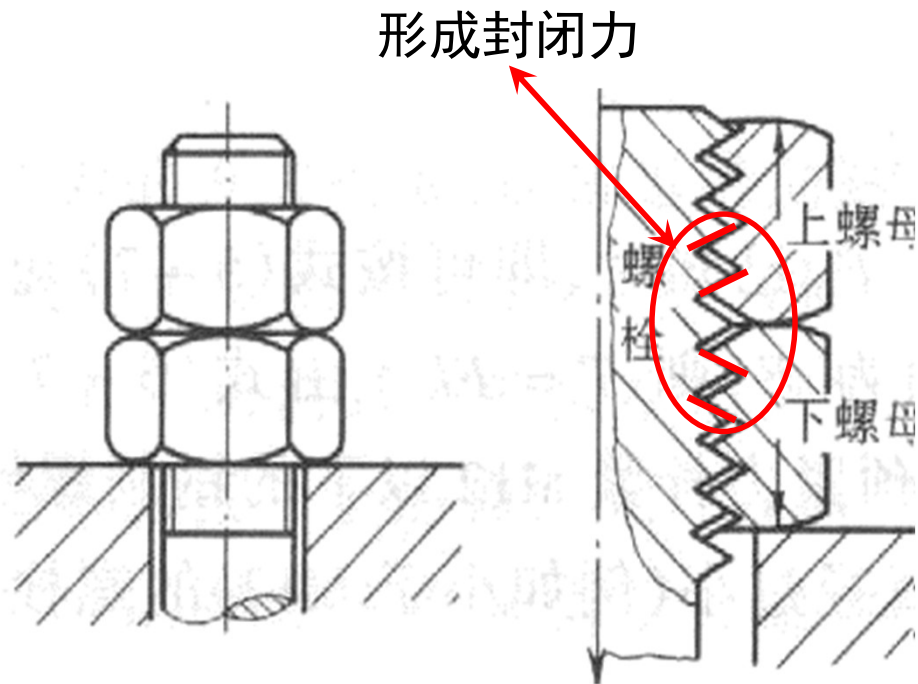
## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

### 一、 摩擦防松

**原理：**使螺纹副中产生不随连接所受外载荷而变的压力，保持摩擦力，阻止螺纹副相对运动。

#### 1、 双螺母

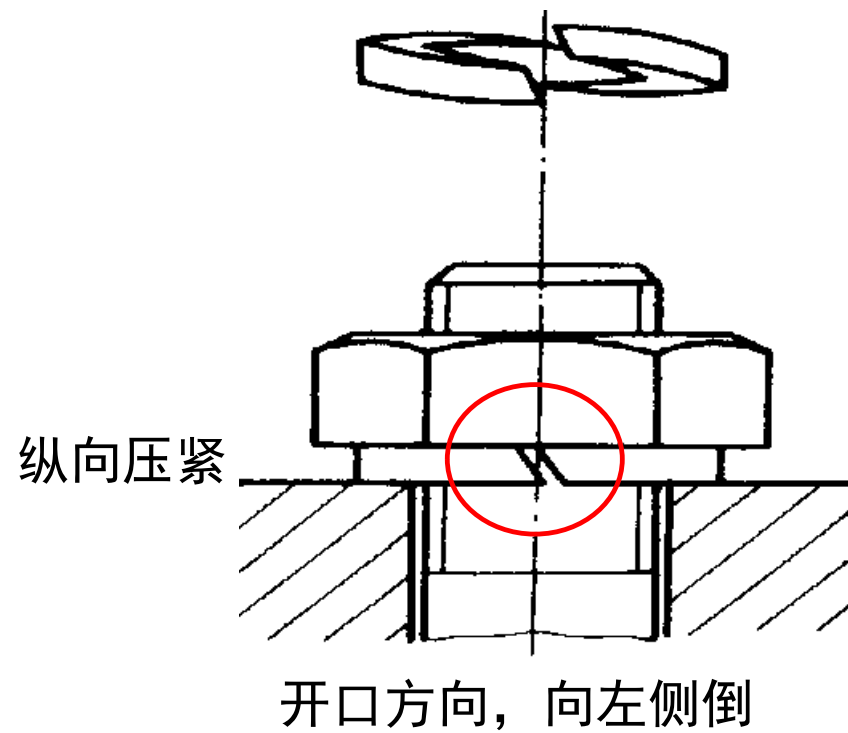
纵向压紧





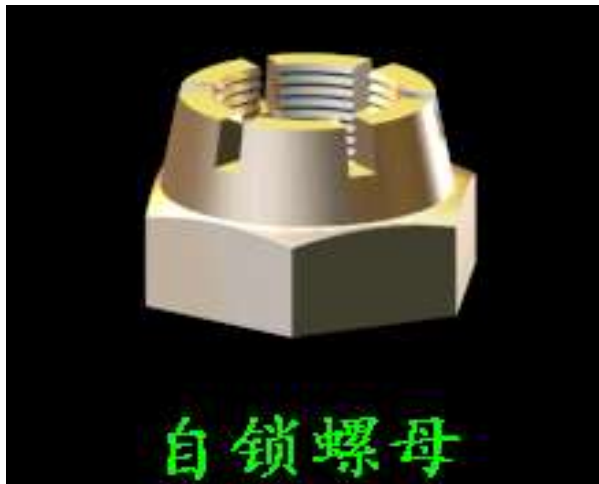
## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

### 2、弹簧垫圈

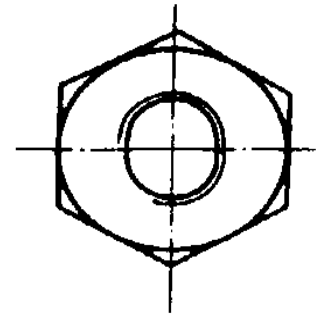
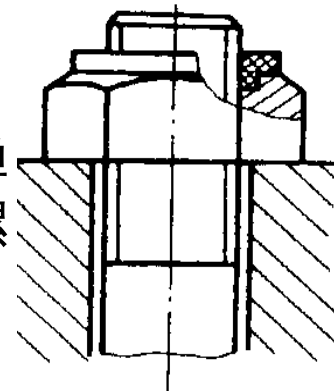


## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

### 3、锁紧螺母



嵌在螺母内的弹性环, 横向压紧螺纹, 增大摩擦力。



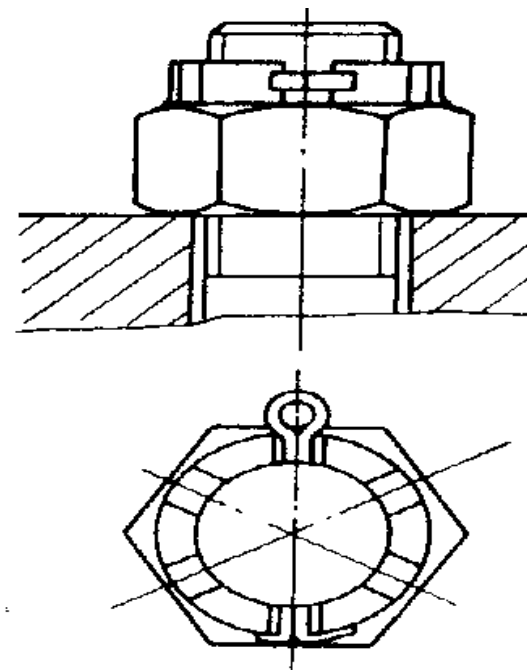
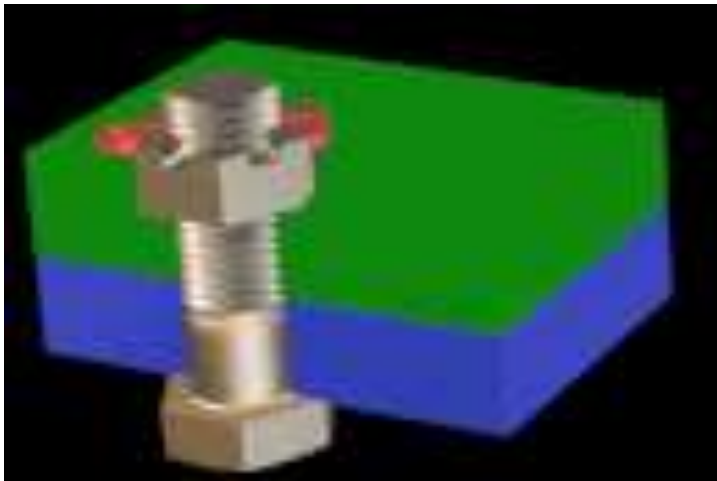
螺母椭圆口的弹性变形

## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

### 二、机械防松

靠机械的办法锁住螺纹副，阻止其相对运动。

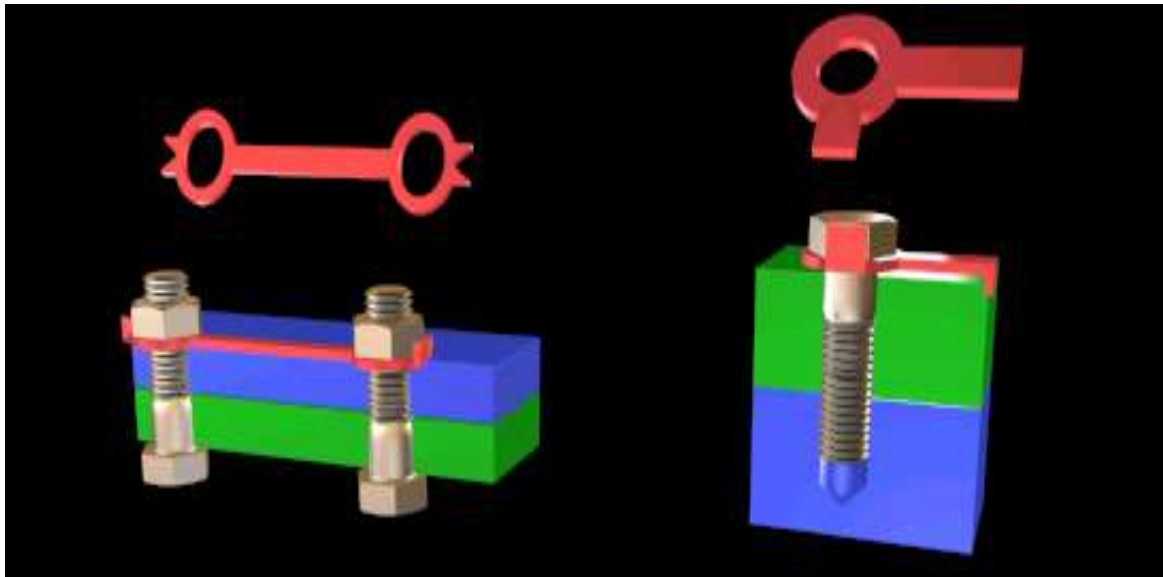
#### 1、开口销与六角开槽螺母





## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

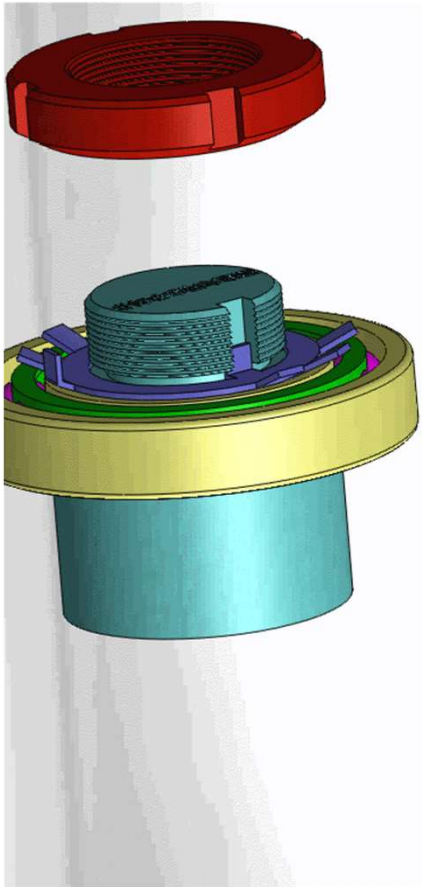
### 2、止动垫圈



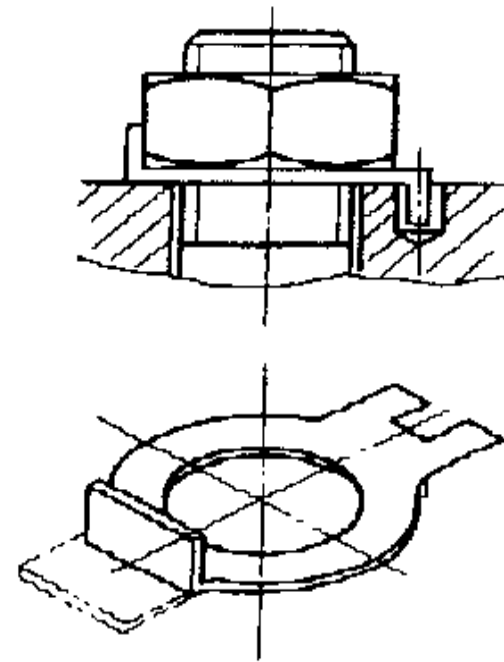
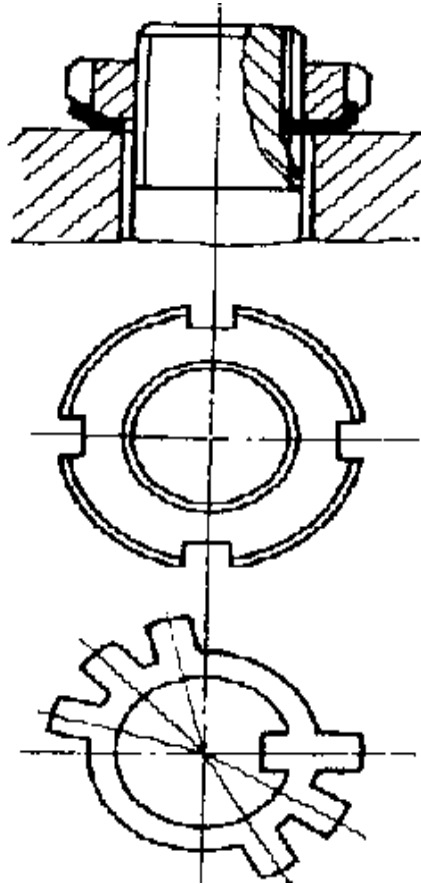
与螺母配用或与连接件配用



## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松



与圆螺母配用

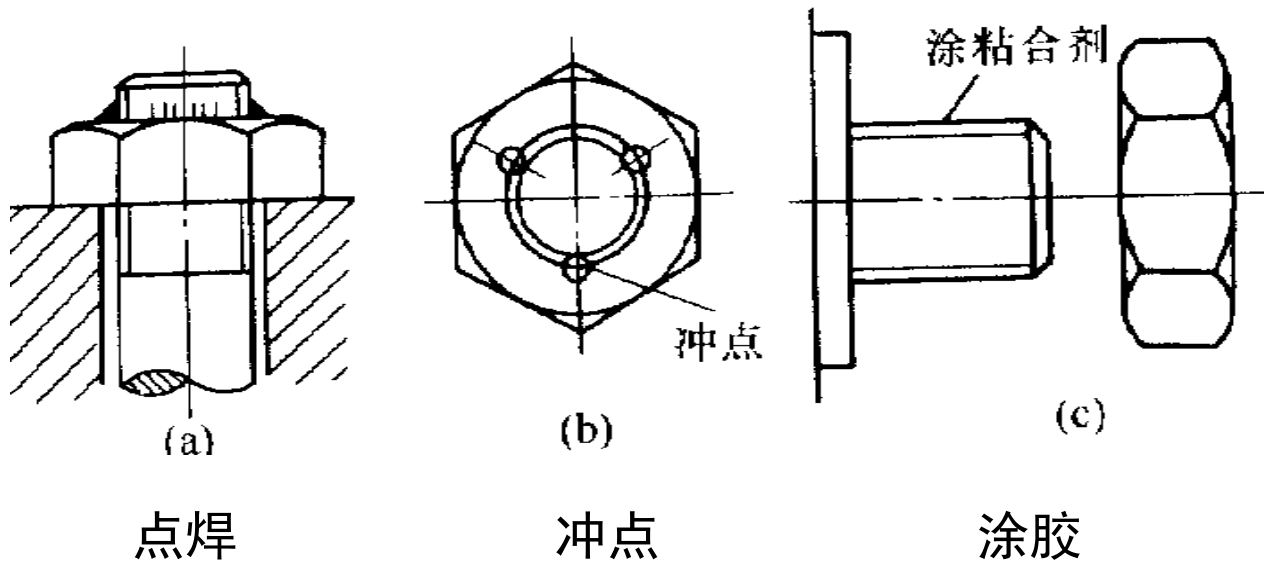


与六角螺母配用

## § 10-5 螺纹连接的预紧和防松

### 三、永久防松

点焊、冲点破坏螺纹，或涂胶于旋合段。**可靠，但要破坏螺纹副。**



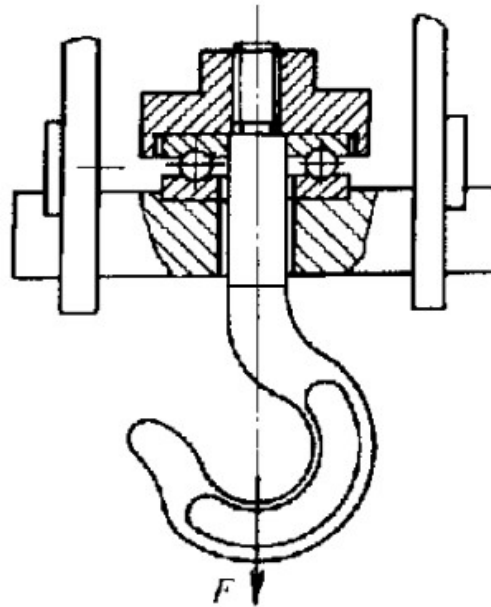


## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 单个螺栓连接的强度计算

#### 一、松螺栓连接

松螺栓连接无需把螺母拧紧，承受工作载荷前，除零件自重外，连接不受力。





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 强度条件 and 设计公式

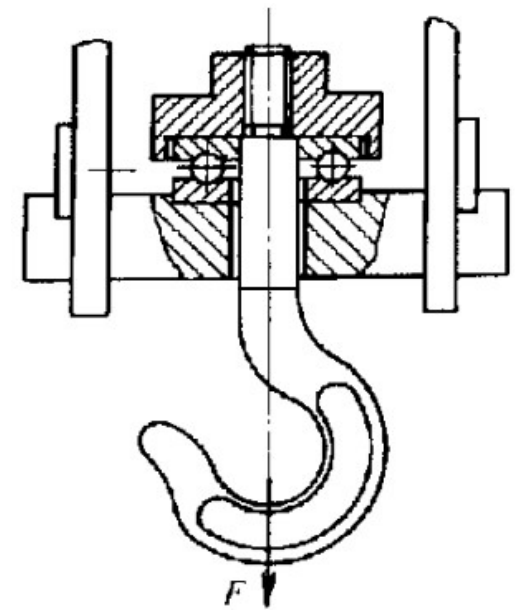
拉应力:  $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad \text{MPa}$

以小径  $d_1$  作为强度计算的依据。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad \text{mm}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1.2 \sim 1.7}$$

$[\sigma]$  ,  $\sigma_s$ —松螺栓许用拉应力和材料屈服极限





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 二、紧螺栓连接

#### 1、特点：

受工作载荷之前，螺栓受到**预紧力** $F'$

#### 2、分类：按连接受载情况分两类

- 1) 受**横向**载荷的紧螺栓连接
- 2) 受**轴向**载荷的紧螺栓连接



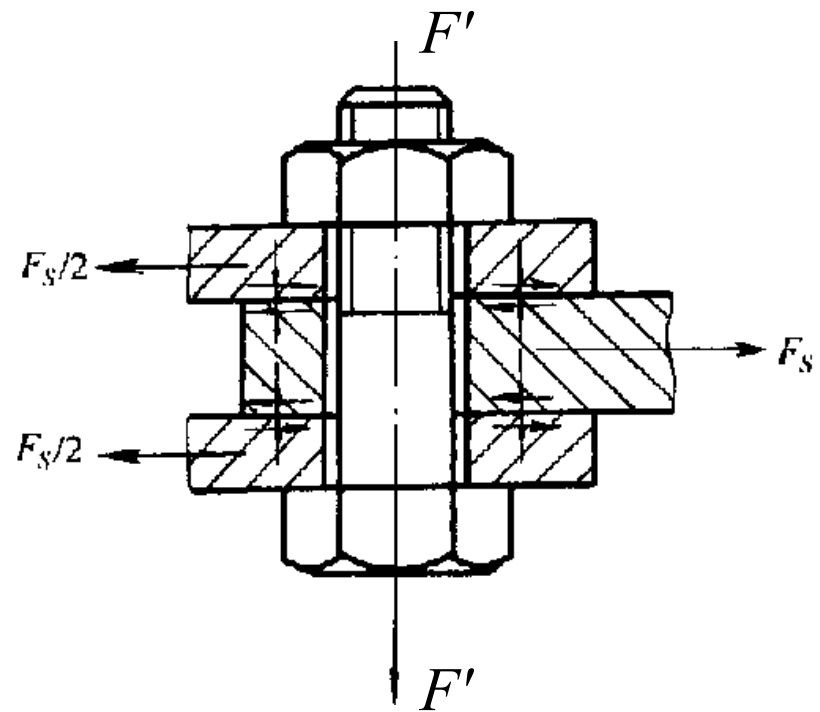
## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 1、受横向载荷的紧螺栓连接

#### (1) 普通螺栓连接

靠预紧力在接合面所产生的**摩擦力平衡外载荷** $F_s$ ，螺栓所受到**工作拉力即为预紧力** $F'$

此外，拧紧螺栓时螺栓还受到**摩擦力矩** $T$ 作用。





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

螺杆截面的应力有拉应力和扭剪应力：

$$\sigma = \frac{4F'}{\pi d_1^2}$$

$$\tau = \frac{T}{W_t} = \frac{F' \tan(\Psi + \rho') \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{4F'}{\pi d_1^2} \tan(\Psi + \rho') \frac{2d_2}{d_1}$$

对于常用的M10~M68的普通螺栓  $d_2 \approx 1.1d_1$      $\psi \approx 2^\circ 30'$      $\rho' = \arctan 0.15$

$$\tau \approx 0.5\sigma$$

$T$  — 螺纹力矩  
 $W_t$  — 抗扭转强度



## § 10-6 螺栓连接的强度计算

按第4强度理论求螺栓的当量应力

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma$$

拉应力

$$\sigma = \frac{4F'}{\pi d_1^2}$$

螺栓的强度条件为：

$$\star \sigma_e = \frac{4 \times 1.3 F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad \text{MPa}$$

$$\star d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} \quad \text{mm}$$





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

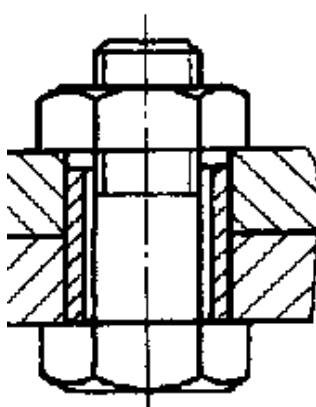
公式表明：

- 1) 使螺栓的拉应力 $\sigma$ 增加了30%，相当考虑了扭剪应力。
- 2) 公式只适用于单头三角螺纹，1.3必须乘在拧紧时所产生的轴向力上，对于矩形螺纹乘1.2，梯形螺纹乘1.25。

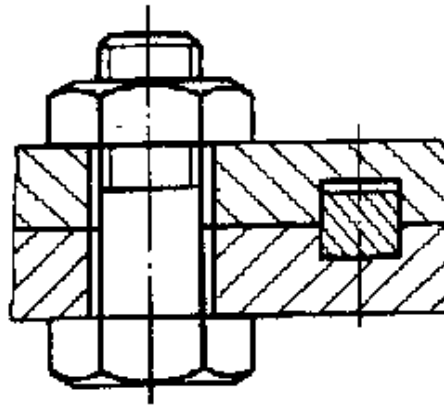
$$\sigma_e = \frac{4 \times 1.3 F'}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

靠摩擦力承受横向载荷不可靠，且预紧力较大，螺栓直径也较大。 $F' \geq F_s / f$

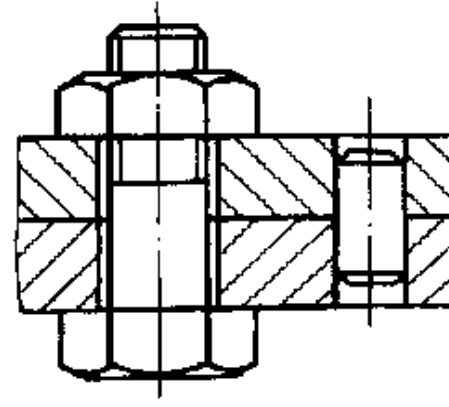
解决办法？用抗剪件承受横向载荷



(a) 套承载



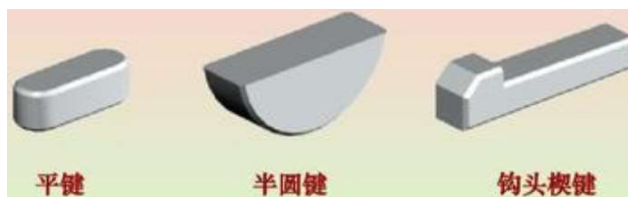
(b) 键承载



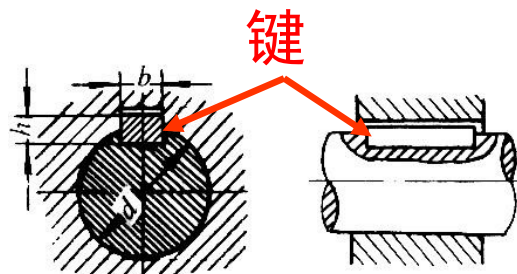
(c) 销承载



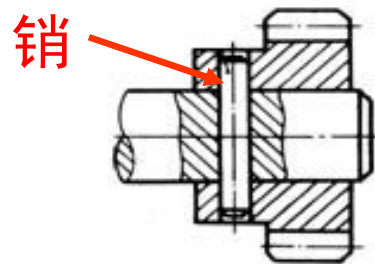
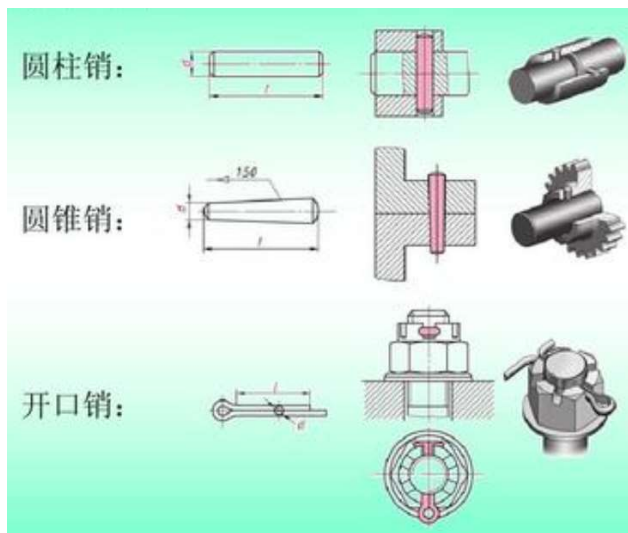
## § 10-6 螺栓连接的强度计算



键主要用于实现轴和轴上零件之间的固定（周向、轴向）。两侧是工作面，上表面与被连接件键槽底面间有间隙，工作时靠键槽与键的侧面受挤压来传递载荷。



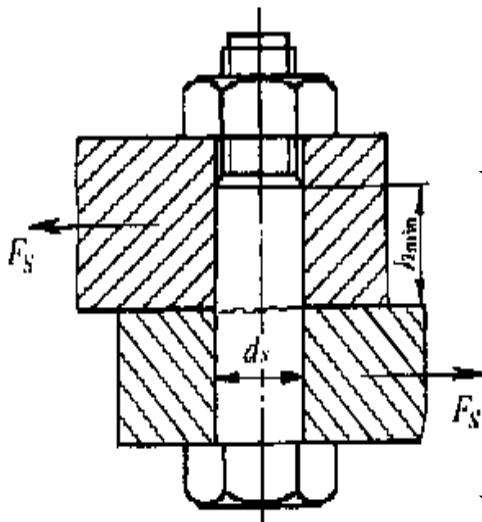
销的主要作用是确定零件的相对位置，并可以传递一定的载荷，可用作定位、联接、安全。





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### (2) 铰制孔螺栓连接



螺栓杆的**剪切强度**条件:

$$\star \tau = \frac{4F_s}{\pi d_s^2 m} \leq [\tau] \text{ MPa}$$

螺栓与孔壁的**挤压强度**条件:

$$\star \sigma_p = \frac{F_s}{d_s h_{\min}} \leq [\sigma]_p$$

式中:

$d_s$  — 螺栓抗剪面直径, mm

$m$  — 螺栓抗剪面数目

$h_{\min}$  — 螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, mm

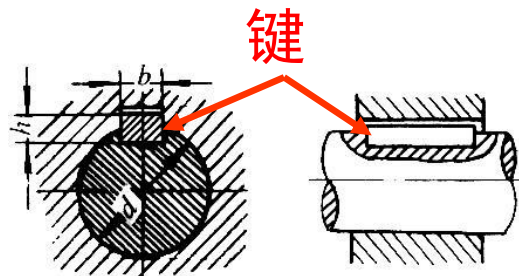
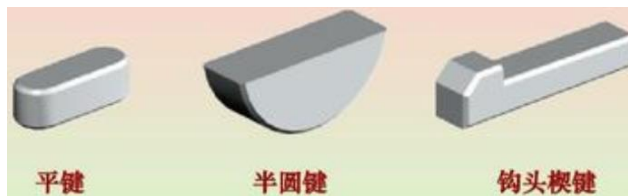
$$h_{\min} \geq 1.25d_s$$

$[\tau]$  — 螺栓的许用剪切应力, MPa

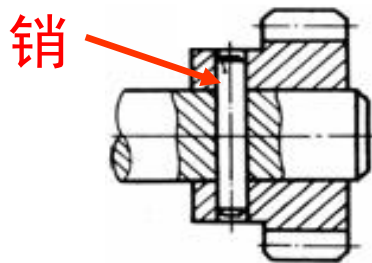
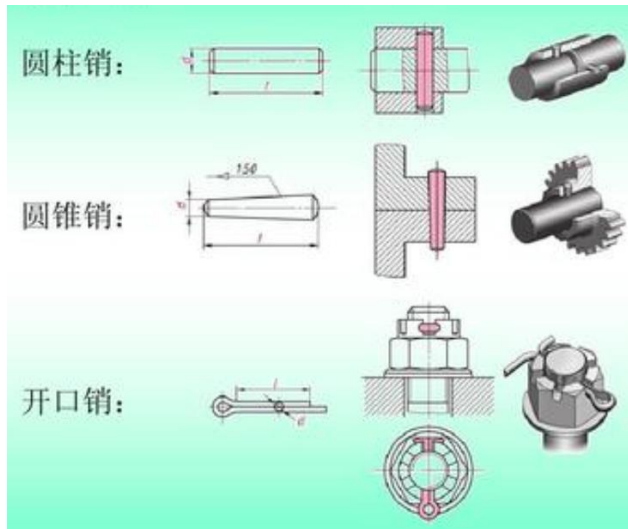
$[\sigma]_p$  — 螺栓和孔壁材料中**较软材料**的许用挤压应力, MPa

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

键主要用于实现轴和轴上零件之间的固定（周向、轴向）。两侧是工作面，上表面与被连接件键槽底面间有间隙，工作时靠键槽与键的侧面受挤压来传递载荷。



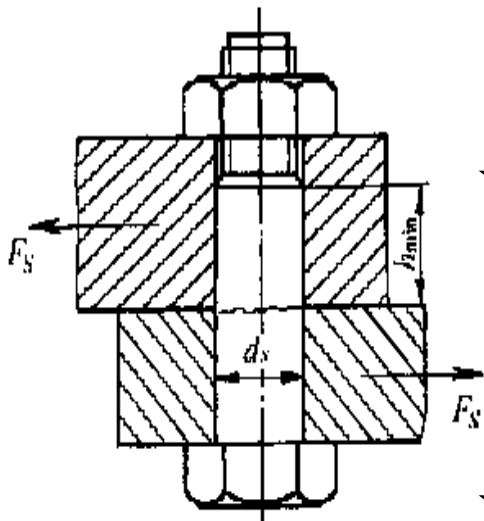
销的主要作用是确定零件的相对位置，并可以传递一定的载荷，可用作定位、联接、安全。



## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### (2) 铰制孔螺栓连接

螺栓杆的**剪切强度**条件:



$$\star \quad \tau = \frac{4F_s}{\pi d_s^2 m} \leq [\tau] \text{ MPa}$$

螺栓与孔壁的**挤压强度**条件:

$$\star \quad \sigma_p = \frac{F_s}{d_s h_{\min}} \leq [\sigma]_p$$

式中:

$d_s$  —螺栓抗剪面直径, mm

$m$  —螺栓抗剪面数目

$h_{\min}$  —螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, mm

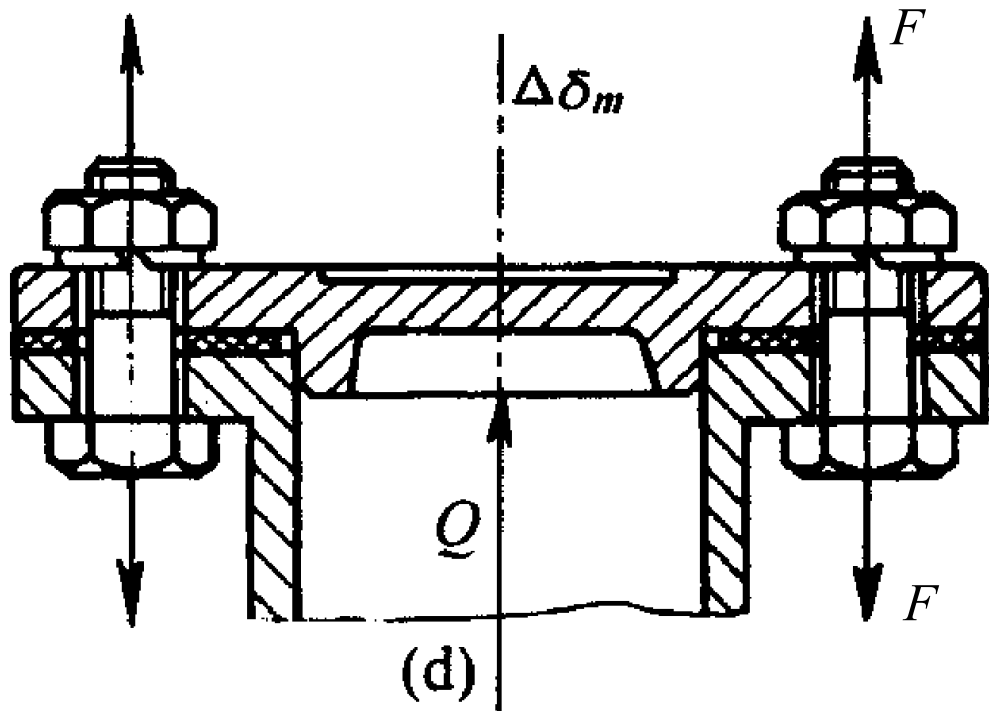
$$h_{\min} \geq 1.25 d_s$$

$[\tau]$  —螺栓的许用剪切应力, MPa

$[\sigma]_p$  —螺栓和孔壁材料中**较软材料**的许用挤压应力, MPa

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 2. 受轴向工作载荷的紧螺栓连接



气缸盖的螺栓连接

$F'$ : 螺栓预紧力

$F$ : 每个螺栓连接处受到的外载荷为:  $F=Q/z$

$F_0$ : 总拉力

$Q$ : 气体压力     $z$ : 螺栓数

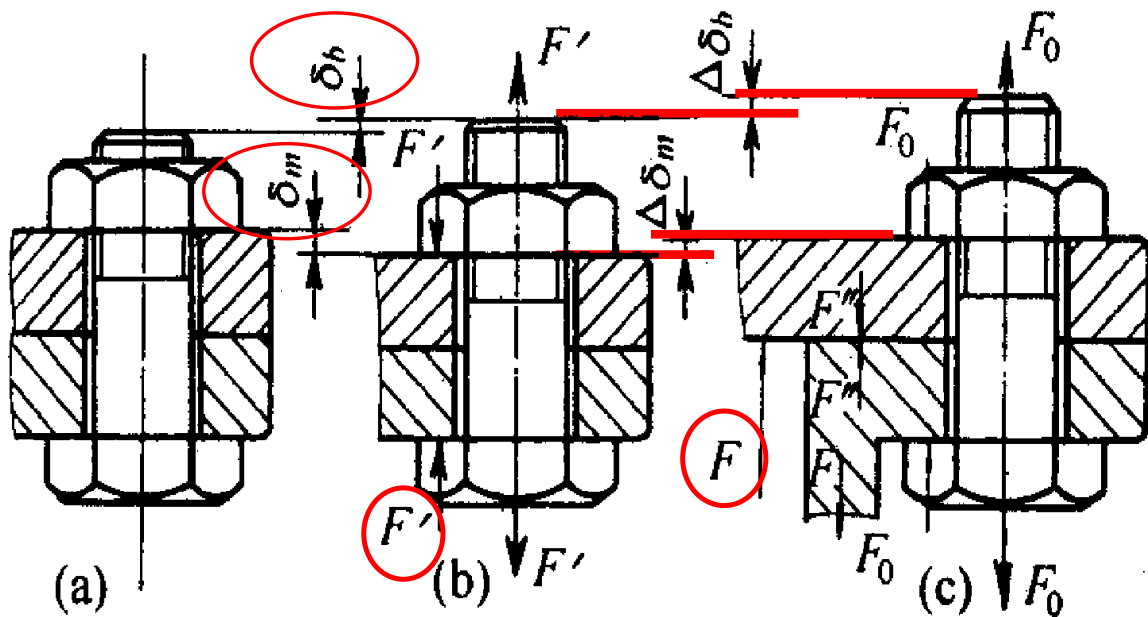
螺栓受力大小

$F_0 = F + F'$  ?

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### (1) 受力分析

受 $F$ 之前受 $F'$ ，螺栓受到的总拉力 $F_0$ 与 $F'$ 、 $F$ 以及螺栓的刚度 $C_B$ 和被连接件的刚度 $C_m$ 有关。（刚度：材料或结构在受力时抵抗弹性变形的能力）



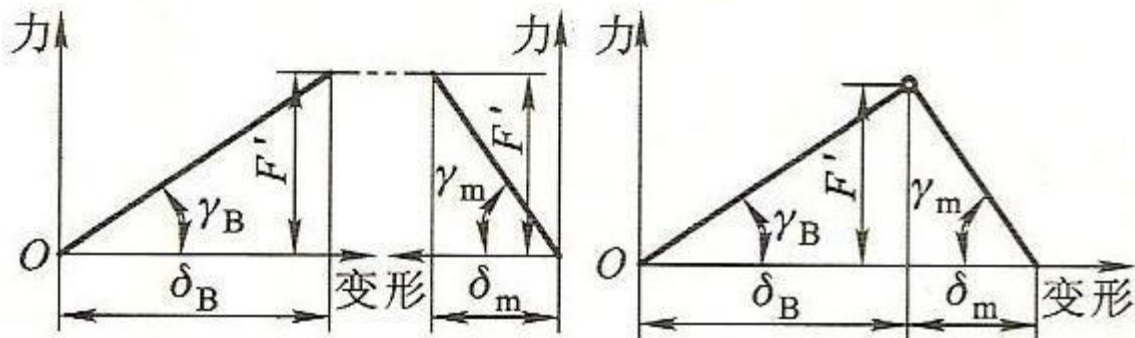
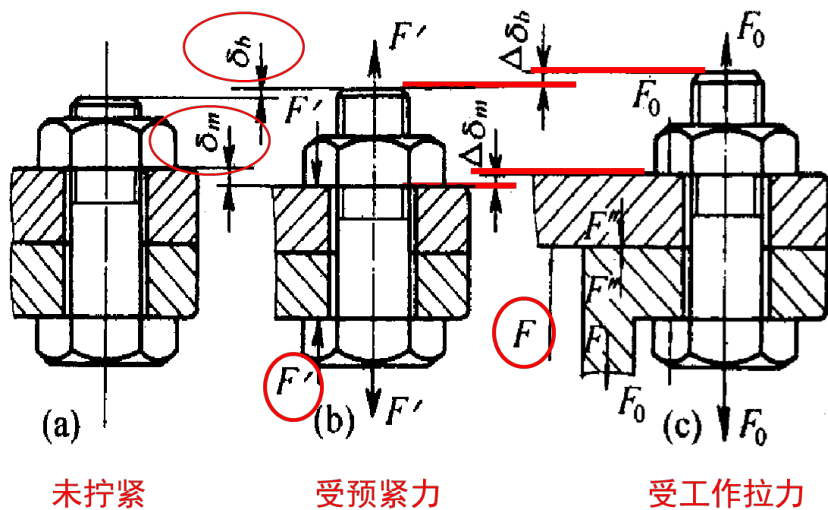
螺栓形变：

$$\delta_b + \Delta\delta_b$$

被连接件形变：

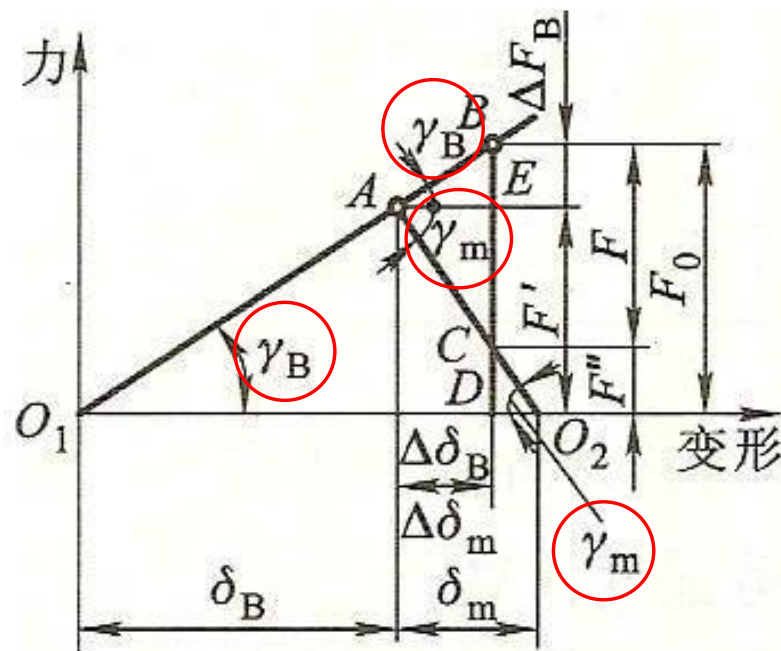
$$\delta_m - \Delta\delta_m$$

## § 10-6 螺栓连接的强度计算



螺栓变形

被连接件变形



$$C_B = \tan \gamma_B \quad \text{螺栓的刚度}$$

$$C_m = \tan \gamma_m \quad \text{被连接件的刚度}$$



## § 10-6 螺栓连接的强度计算

假设各零件受力变形均在弹性范围内，总拉力 $F_0$ 可依据静力平衡和变形协调条件求出。

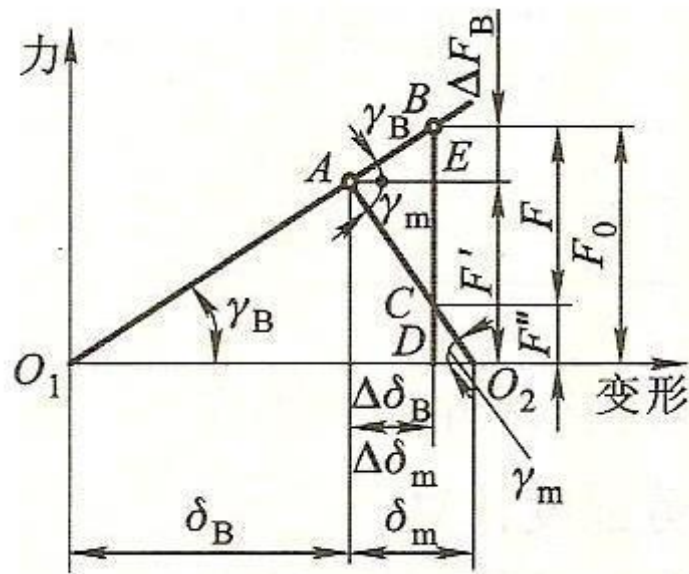
1螺栓的静力平衡条件:  $F_0 = F + F''$

2系统的变形协调条件:  $\Delta\delta_b = \Delta\delta_m$

$$\Delta\delta_b = \frac{\overset{\text{总拉力 预紧力}}{F_0 - F'}}{C_B} = \frac{F + F'' - F'}{C_B}$$

$$\Delta\delta_m = \frac{F' - F''}{C_m}$$

其中， $C_B$  和  $C_m$  分别称为螺栓和被连接件的刚度。



$F'$ : 螺栓预紧力

$F$ : 工作拉力

$F_0$ : 总拉力

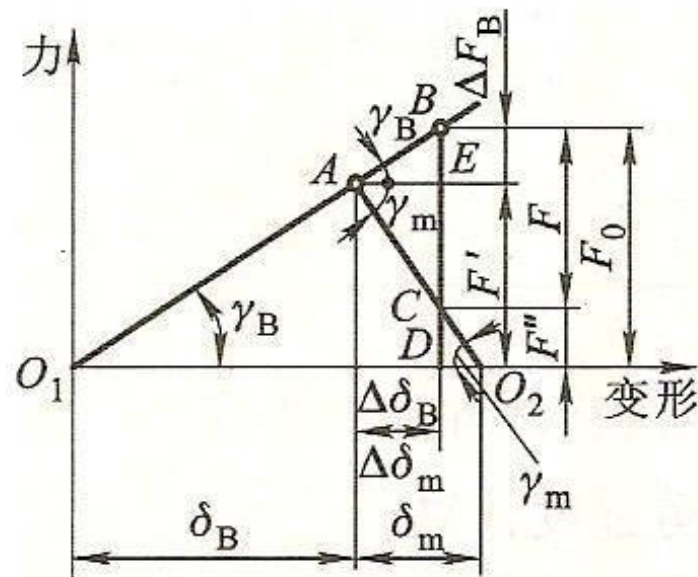
$F''$ : 残余预紧力

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

$$\begin{cases} \Delta\delta_b = \frac{F_0 - F'}{C_B} = \frac{F + F'' - F'}{C_B} \\ \Delta\delta_m = \frac{F' - F''}{C_m} \end{cases}$$

$$F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F \quad \text{残余预紧力}$$

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F \quad \text{总拉力}$$



螺栓受的总拉力 $F_0$ 为预紧力  $F'$ 与工作拉力的一部分  $\Delta F_b$  之和。

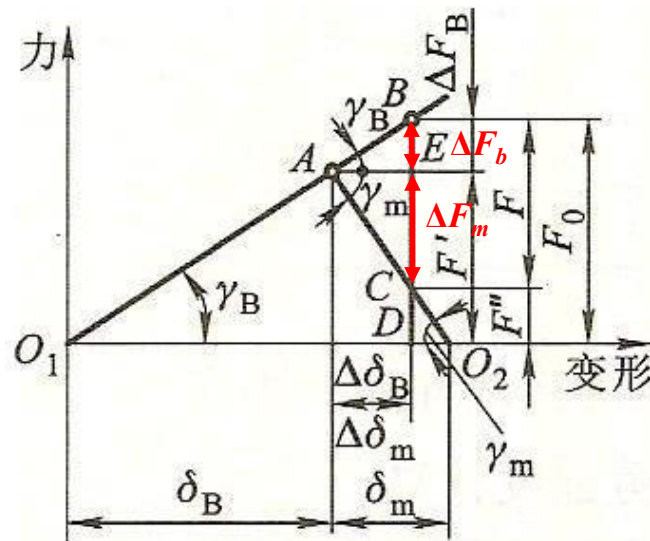
工作拉力的另一部分  $\Delta F_m$ 使被连接件的压力由  $F'$  减小到  $F''$ 。

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

$\Delta F_b$  和  $\Delta F_m$  分配关系与螺栓和被连接件的刚度成正比。

$$\begin{cases} F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F \\ F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta F_m = \frac{C_m}{C_m + C_B} F \\ \Delta F_b = \frac{C_B}{C_B + C_m} F \end{cases}$$

$\frac{C_B}{C_B + C_m}$  定义为螺栓的**相对刚度**



其值与螺栓和被连接件的**材料、尺寸、结构、工作载荷作用位置及连接中垫片**的材料等因素有关，可通过计算和实验求出。**对于一般计算，钢制螺栓可查表确定。**



## § 10-6 螺栓连接的强度计算

$$F'' = F' - \frac{C_m}{C_B + C_m} F$$

紧螺栓连接都有一定的紧密性要求，如果使残余预紧力  $F'' > 0$ ，可保证这一要求。

设计时，根据工作条件和对连接紧密性的要求， $F''$  可按下列经验值选取：

对**紧固连接**：静载时  $F'' = (0.2 \sim 0.6)F$

变载时  $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$

对**气密性连接**：  $F'' = (1.5 \sim 1.8)F$

为保证得到预期的剩余预紧力  $F''$ ，必须在拧紧螺母时控制预紧力  $F'$  使其满足上式。

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

$F_0$  : 总拉力

$F'$  : 预紧力

$F$  : 工作拉力

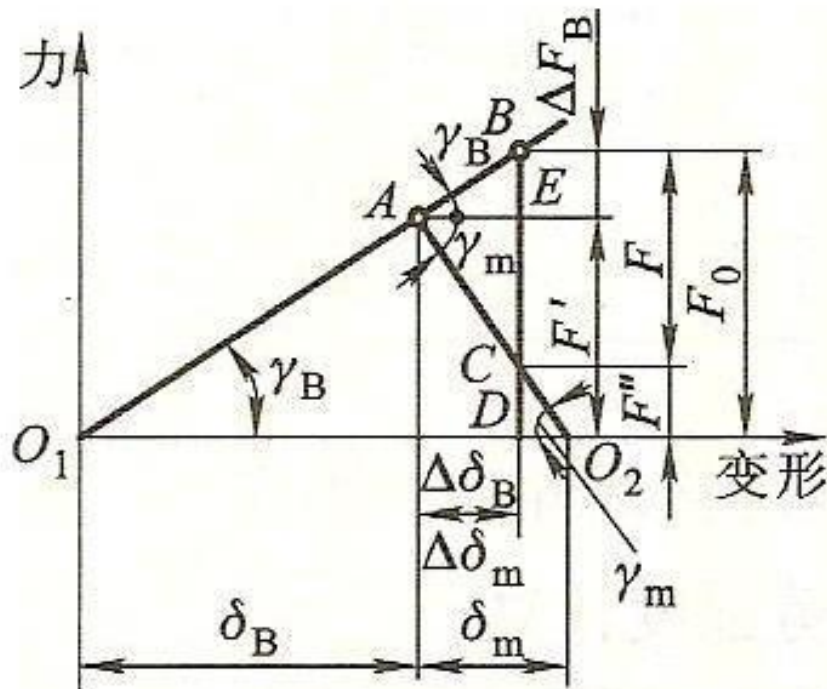
$F''$  : 残余预紧力

$\delta_b$ 、 $\Delta\delta_b$  : 螺栓形变量

$\delta_m$ 、 $\Delta\delta_m$  : 被连接件形变量

$C_B = \tan \gamma_B$  螺栓刚度

$C_m = \tan \gamma_m$  被连接件刚度





## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### (2) 静强度计算

考虑受载后补充拧紧，产生摩擦力矩，其静强度条件为：

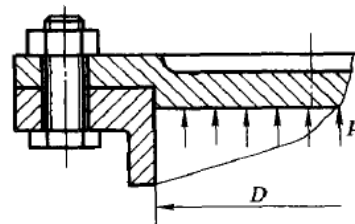
$$\text{当量应力} \quad \sigma = \frac{4 \times 1.3 F_0^{\text{总拉力}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad \text{MPa}$$

$$\text{或} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} \quad \text{mm}$$

式中  $[\sigma]$  —紧螺栓连接的许用拉应力

# 练习题

1. 例题 3.1 图为一压力容器盖的螺栓组连接, 已知容器内径  $D=250\text{ mm}$ , 内装具有一定压强的液体, 沿凸缘圆周均匀分布 12 个 M16 ( $d_1=13.835\text{ mm}$ ) 普通螺栓, 螺栓材料的许用拉伸应力  $[\sigma]=120\text{ MPa}$ , 螺栓的相对刚度  $\frac{C_B}{C_B+C_m}=0.5$ , 按紧密性要求, 剩余预紧力  $F'=1.8F$ ,  $F$  为螺栓的轴向工作载荷。试计算该螺栓组连接允许的容器内液体的最大压强  $p_{\max}$ 。此时螺栓的所需的预紧力  $F'$  为多少?



$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times F_0}{\pi [\sigma]}} \text{ mm} \quad \longrightarrow \quad F_0 \leq 13876.7 \text{ N}$$

$$F_0 = F' + F = 2.8F \quad \longrightarrow \quad F \leq 4955.9 \text{ N}$$

$$F = \frac{p\pi D^2}{4z} \quad \longrightarrow \quad p \leq 1.21 \text{ MPa}$$

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B+C_m} F \quad \longrightarrow \quad F' = 11398.8 \text{ N}$$

$$\underline{T \approx 0.2F'd} \quad \longrightarrow \quad \text{拧紧扭矩 } T$$

设计或解题思路:

1. 明确螺栓的应用场景

- 紧螺栓 or 松螺栓 (有无预紧力)
- 普通螺栓 or 铰制孔用螺栓
- 横向载荷 or 轴向载荷

2. 选择对应的公式

理解公式中的物理量的含义



## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 三、螺栓连接的设计

步骤：首先要**估计螺栓直径**，查出许用应力。然后进行校核计算，如计算结果和原估计直径相差较大，应重新估计，重新计算直到所估计直径与计算结果接近为止。

#### 螺栓组连接结构设计

螺纹连接经常**成组**使用，以螺栓连接应用较多。其设计计算的结论也适合于螺钉和双头螺柱组合连接。

#### 设计螺栓组连接的步骤：

- 1、选定螺栓的数目和布置形式；
- 2、确定螺栓连接的结构尺寸；
- 3、强度计算：
  - 1) 不重要的连接，采用类比法，不再校核强度。
  - 2) 重要连接，需要进行强度计算，首先求出受力最大的单个螺栓的受力，再根据紧螺栓连接强度公式计算。

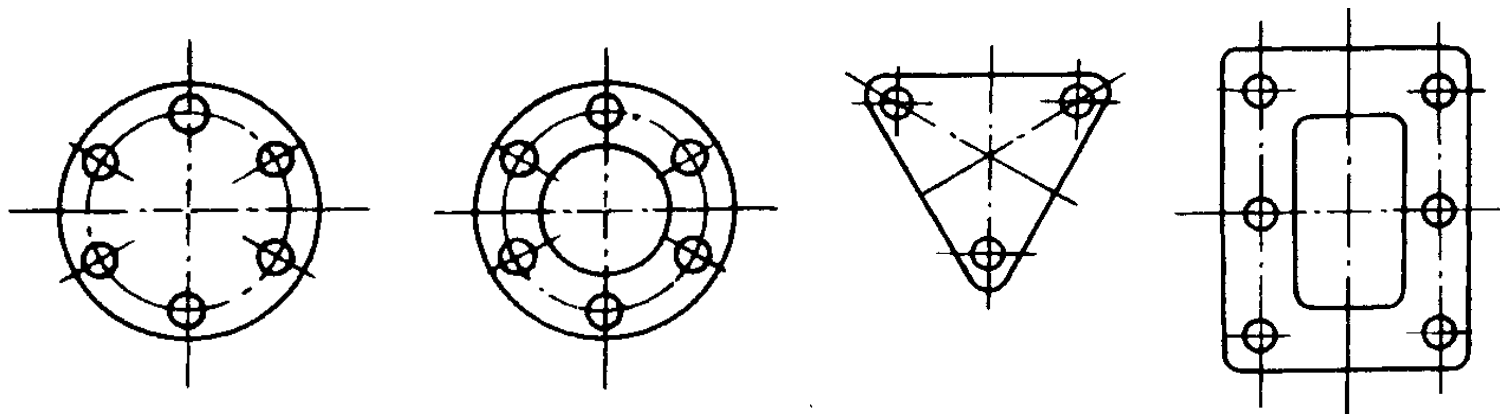


## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 螺栓组连接的结构设计原则（5个方面）

**目的：** 确定结合面的形状和螺栓的布置形式，使各螺栓的受力均匀，便于加工和装配。

1、连接结合面的几何形状常设计成轴对称的简单几何形状



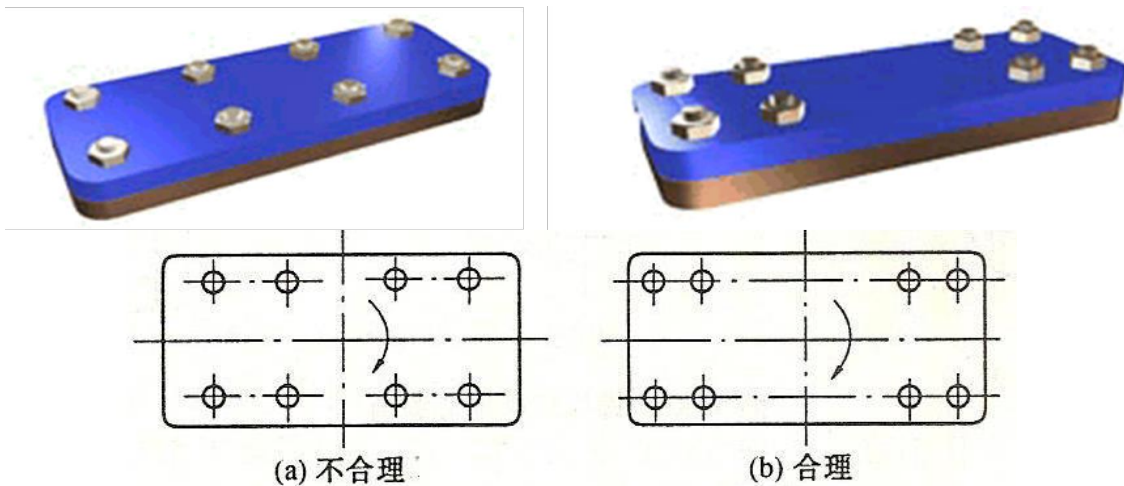
有什么好处？

便于加工、设计简单、加工点位好找

## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 2、螺栓的布置应使各螺栓的受力合理

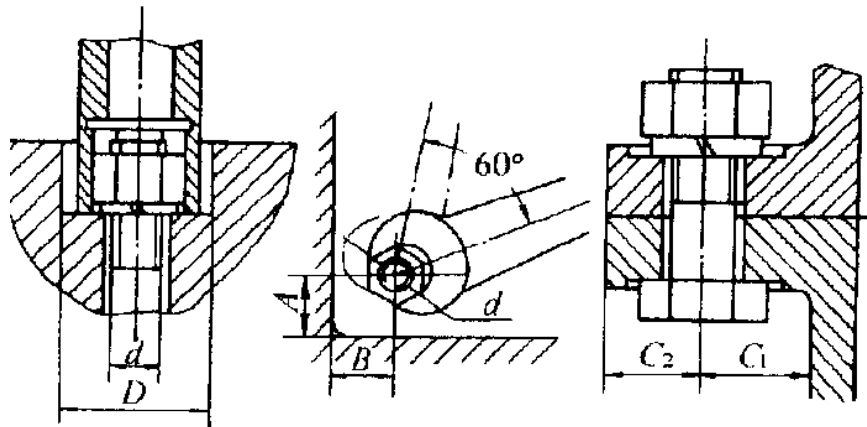
- 受剪的铰制孔用螺栓连接，不要在与载荷平行的方向上成排地布置8个以上，以免受力不均。
- 如果同时承受轴向载荷和较大的横向载荷时，应采用销、套或键来承受横向载荷。
- 当螺栓联接承受弯矩或转矩时，应使螺栓的位置适当靠近连接接合面的边缘。



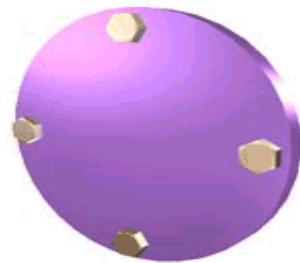
## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 3、螺栓的排列应有合理的间距、边距

留出足够的扳手空间！



4、分布在同一圆周上的螺栓数目，应取4、6、8等偶数，以便钻孔时在圆周上分度和画线，同一螺栓组中的螺栓材料、直径和长度应相等。

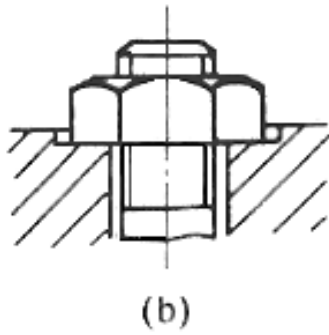
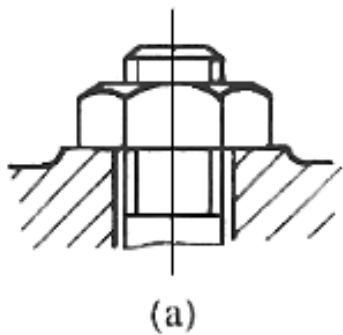


螺栓均布

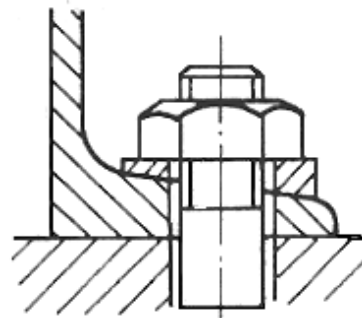
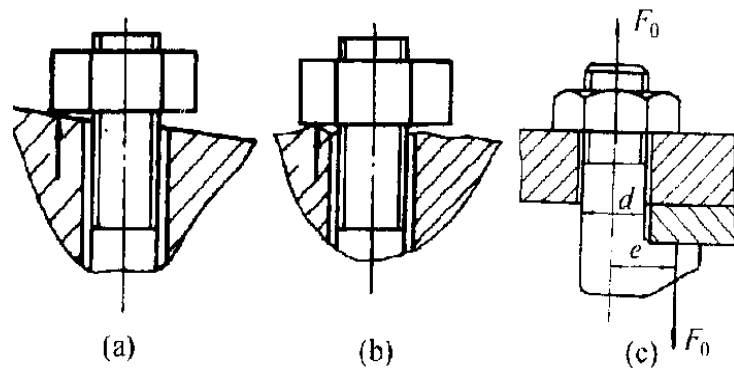
## § 10-6 螺栓连接的强度计算

### 5、避免螺栓承受偏心载荷，导致附加弯矩。

从**结构**和**工艺**两方面保证载荷不偏心



凸面和沉头座的应用



斜垫圈的应用



## 第十章 螺纹连接

10-1 螺纹参数

10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁

10-3 机械制造常用螺纹

10-4 螺纹连接的基本类型及螺纹紧固件

10-5 螺纹连接的预紧和防松

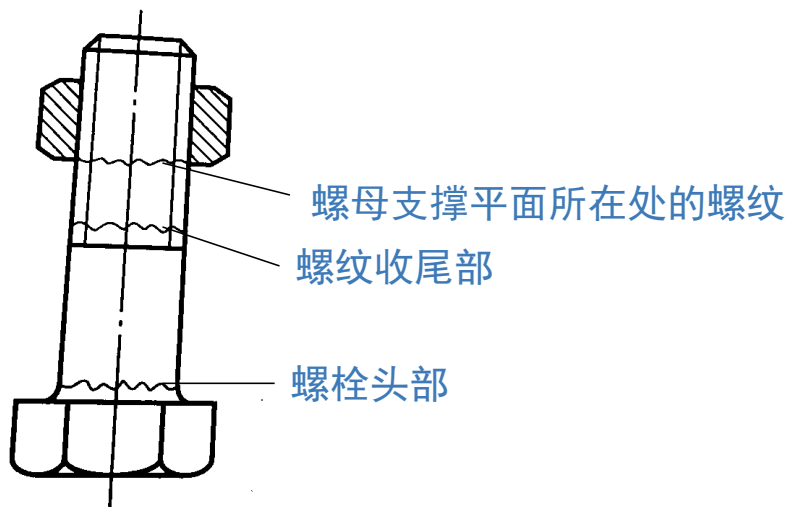
10-6 螺栓连接的强度计算

10-7 提高螺栓连接强度的措施

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

螺栓连接承受**变载荷**时，其损坏形式多为**螺栓杆部分的疲劳断裂**

通常发生在**应力集中较严重**之处：即**螺栓头部**、**螺纹收尾部**、**螺母支撑平面所在处的螺纹**



有哪些措施可以提高螺栓连接强度呢？

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

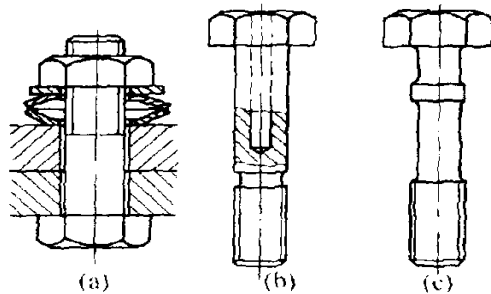
### 一、减小应力幅

$\because F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$ , 同时, 螺栓所受的工作载荷在  $0 \sim F$  之间变化

$\therefore$  总拉力  $F_0$  的变化幅度为  $\frac{C_B}{C_B + C_m} F$

- 1) 降低螺栓的刚度  $C_B$
  - 2) 增大被连接件的刚度  $C_m$
- } 应力幅减小, 防止疲劳破坏。

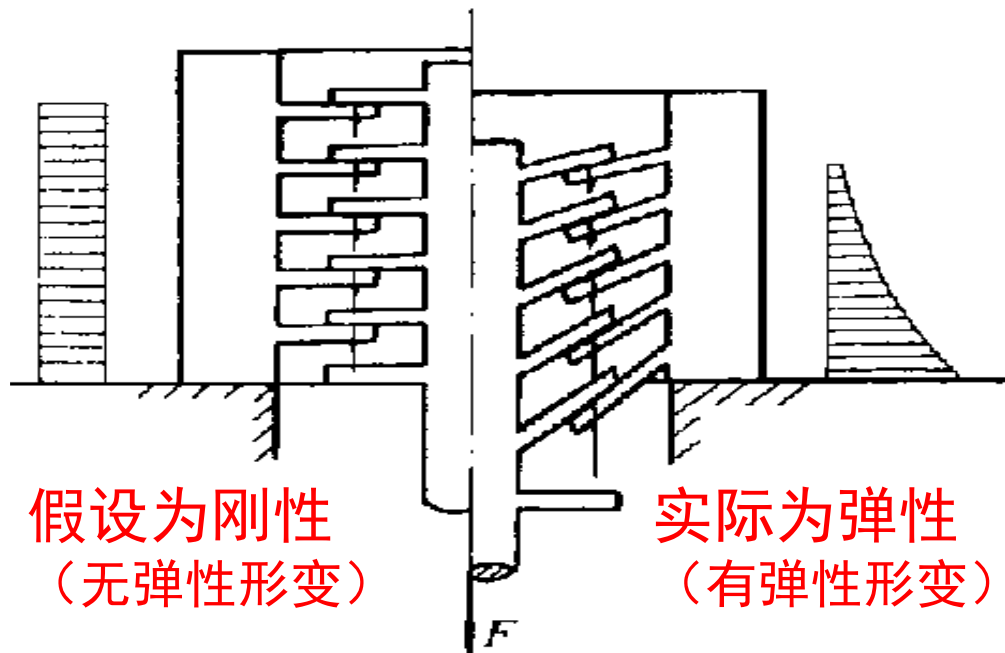
降低螺栓刚度  $C_B$  的措施



安装弹性元件    空心杆    减小螺栓直径

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

### 二、改善螺纹牙上载荷的分配



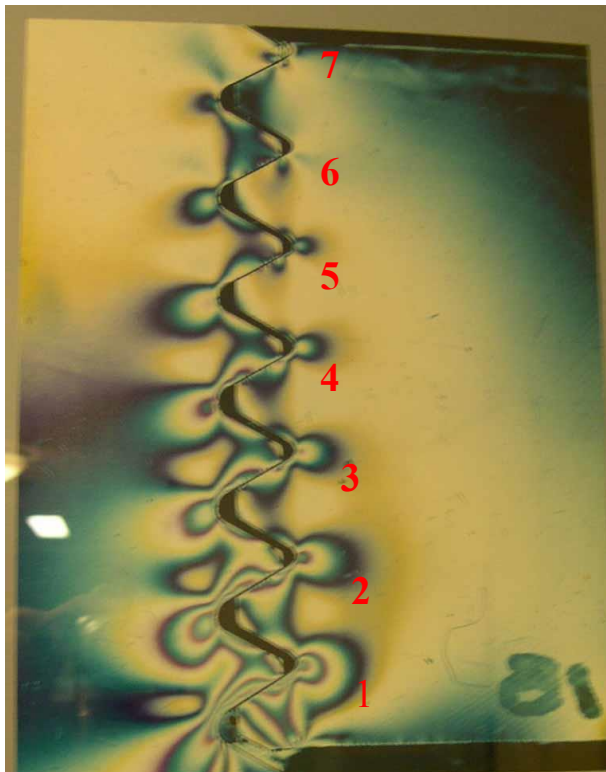
- 螺栓和螺母变形不协调，造成各圈螺纹牙受力不均。
- 从传力开始的第一圈螺纹变形最大，受力也最大，以后各圈受力递减，到第8-10圈后的螺纹牙几乎不受力。

**结论：**采用加高螺母以增加旋合圈数，对提高螺栓强度几乎没有作用。



## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

### 螺纹牙受力光弹试验测量结果



可见，螺纹牙受力集中在前4~6个牙上，第7个牙以后受力很小。

思考：如何改善螺栓和螺母的变形不协调？

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

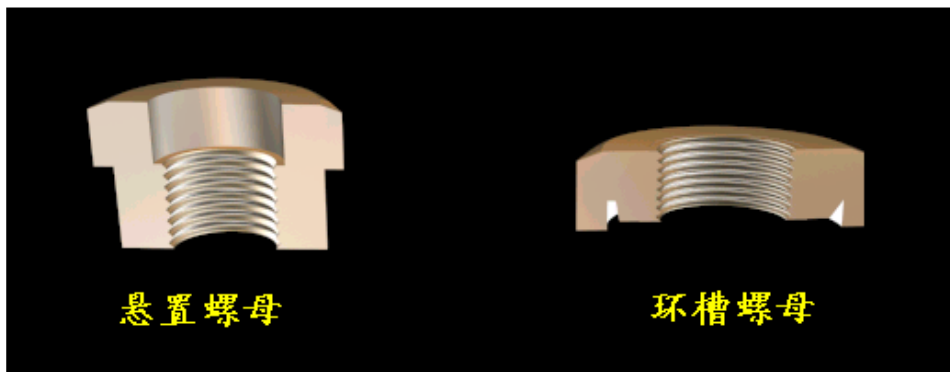
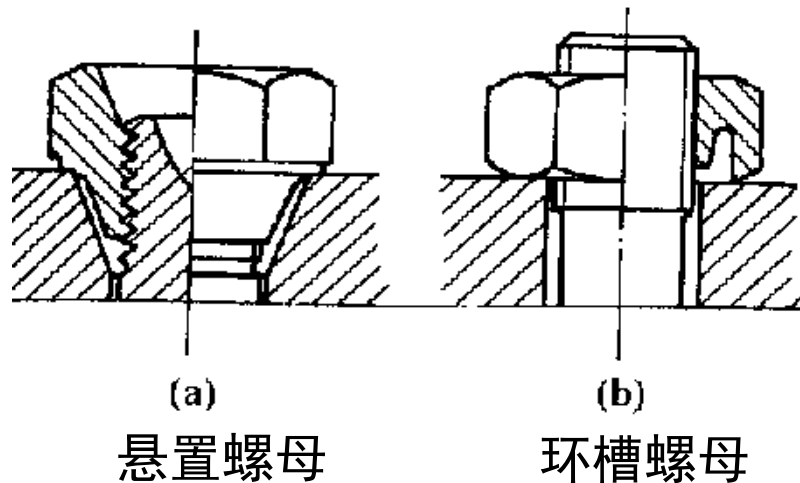
改善螺纹牙的受力可采用下列措施：

### 1) 悬置螺母

使母体和栓杆的变形一致以**减小螺距变化差**，可以提高疲劳强度40%。

### 2) 环槽螺母

螺母下部受拉且有弹性，可提高疲劳强度30%。

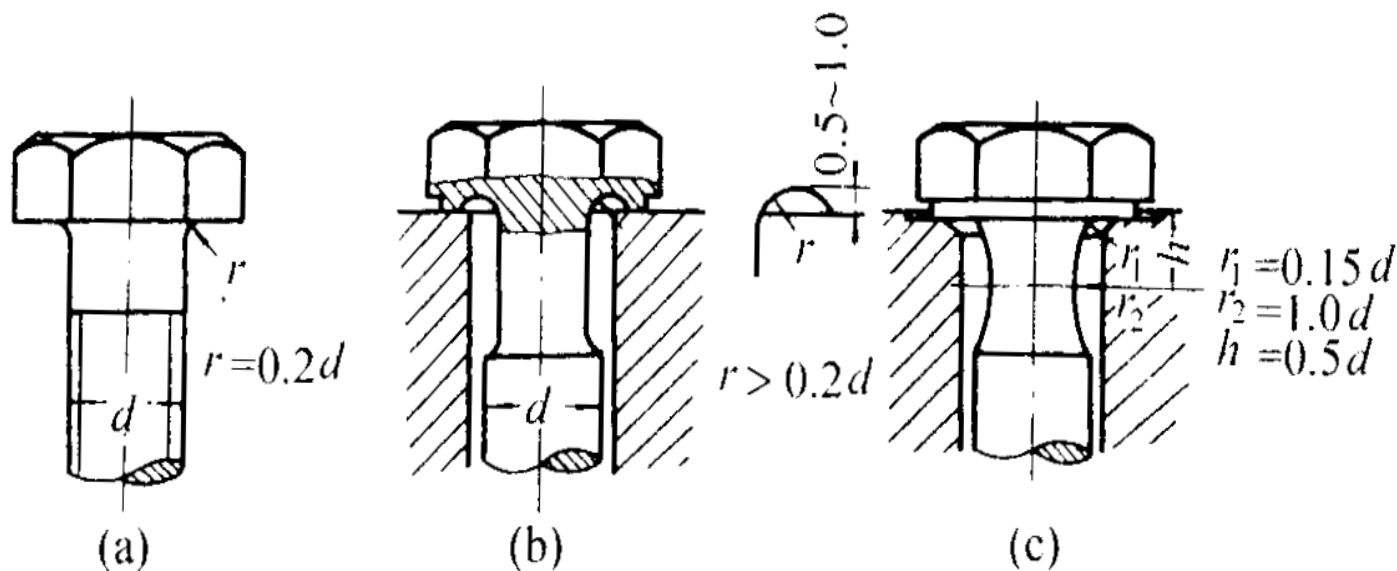


➤ 使螺母受拉，以便使螺母和螺杆的变形相一致。

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

### 三、减小应力集中

应力集中是应力在固体局部区域内显著增高的现象。多出现于尖角、孔洞、缺口、沟槽以及有刚性约束处及其邻域。



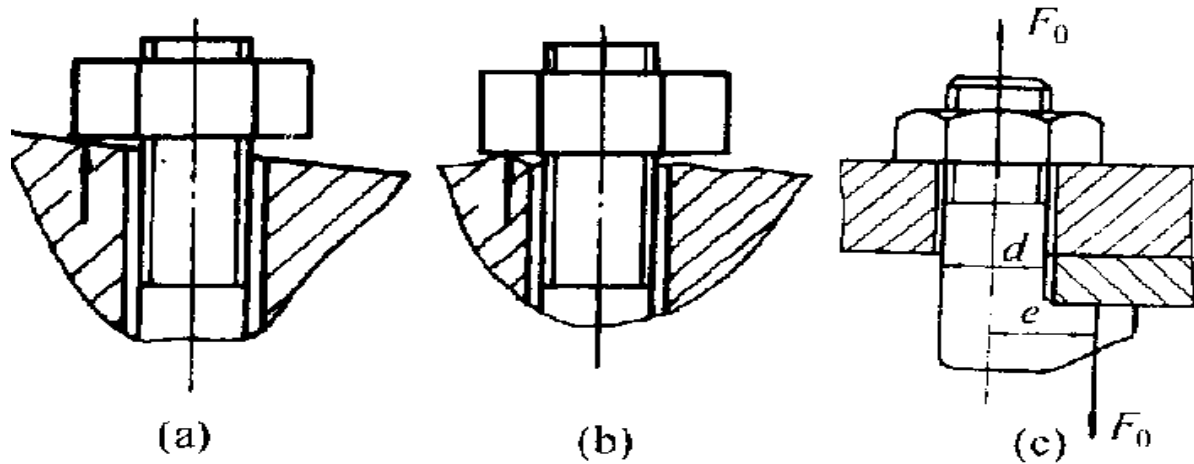
加大圆角 $r$

采用环形减载环

减载及过渡结构

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

### 四、避免附加弯曲应力

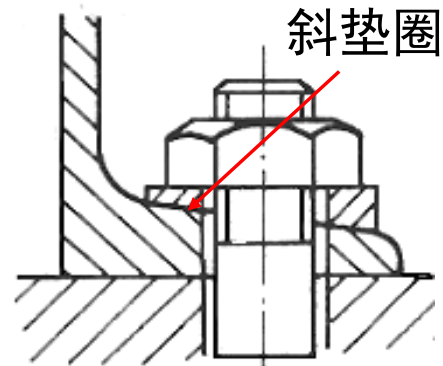
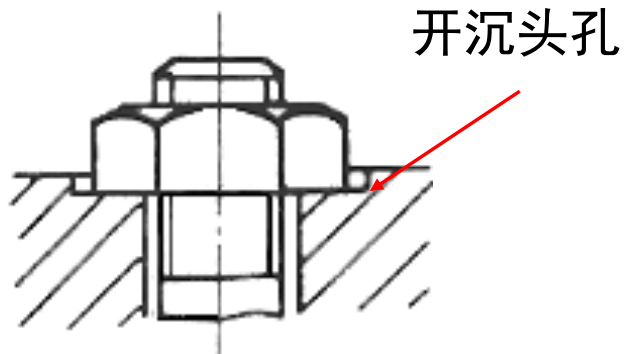
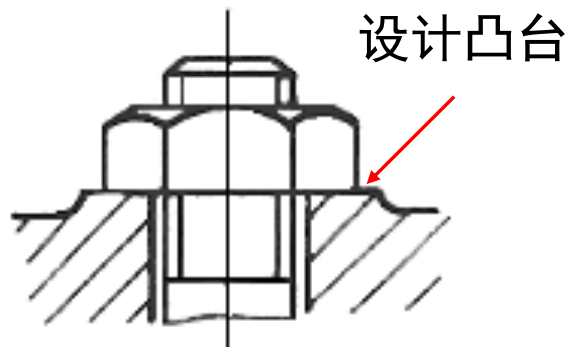


不合理的结构

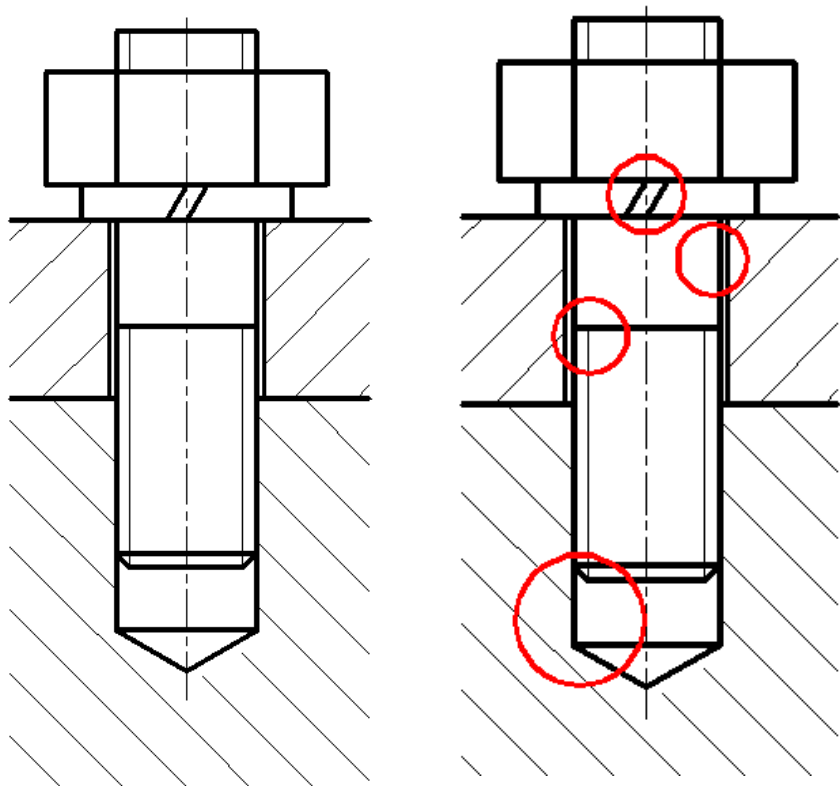
- 1、采用球面垫圈
- 2、采用斜垫圈
- 3、在连接部位设计凸台或沉头座
- 4、避免螺栓受偏心载荷

## § 10-7 提高螺栓连接强度的措施

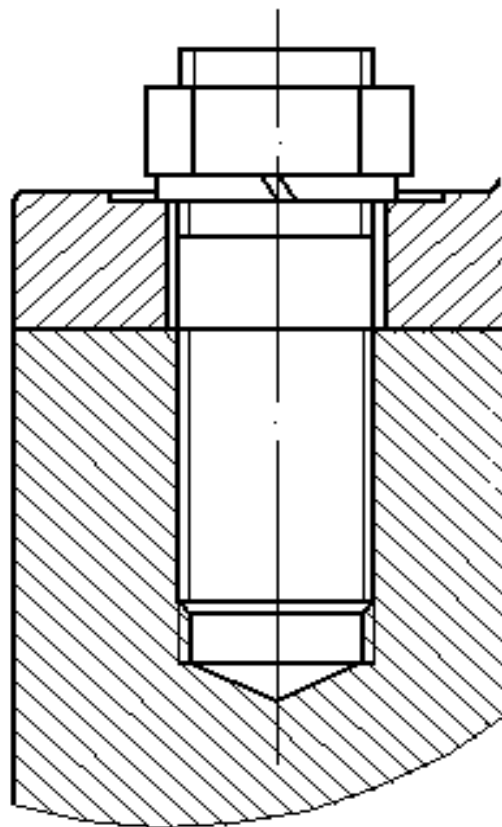
### 合理的结构



## 双头螺柱连接：找出图中的错误



- 内孔没有加工螺纹（注意实线虚线）
- 螺柱中段下边缘与被连接件接触面对齐
- 螺母端螺纹应低于被连接件上表面（中段全部拧入）
- 垫圈旋向



# 机械设计基础

## 第十一章 齿轮传动

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



# 传动总论

**传动**是指机械之间的动力传递（也可以说将机械动力通过中间媒介传递给终端设备）。

## 一、传动装置在机器中的作用

1. 减速或增速
2. 调速
3. 改变运动形式
4. 增大转矩
5. 动力和运动的传递和分配

传动装置是机器的重要组成部分，机器的好坏、成本与之密切相关，合理设计传动装置是机械设计工作的重要内容。



## 常用的运动和动力参数

### 1. 传动比 $i$

$$i = n_1 / n_2$$

### 2. 圆周速度 $V$

$$V = \pi d n / 60 / 1000 \quad \text{m/s}$$

### 3. 传动功率 $P$

$$P = F \times V / 1000 \quad \text{KW}$$

### 4. 传动转矩 $T$

$$T = 9.55 \times 10^6 \times P / n \quad \text{N.mm}$$

(单位:  $P$ : KW,  $n$ : r/min)

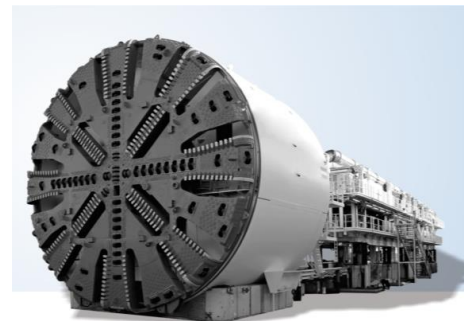
# 传动总论

## 二、传动装置的分类

按工作原理分：

表Ⅱ-1 传动装置按工作原理分类

		主、从动件直接接触的传动	靠中间挠性件的传动
机械传动	摩擦传动	如摩擦轮传动	如 <u>V 带传动</u> 、绳传动
	啮合传动	如 <u>齿轮传动</u> 、蜗杆传动、螺旋传动	如链传动、同步带传动
流体传动	液力传动	本课程主要学习机械传动	
	气力传动		
电力传动	交流电力传动		
	直流电力传动		





# 齿轮传动概述

## 一、组成和工作原理

齿轮传动是机械传动中应用最广泛的一种传动形式

### 1、组成

一对齿轮组成的啮合副，属高副传动。

### 2、工作原理

靠轮齿之间的啮合传递运动和动力。



## 二、传动特点

- 1、**瞬时传动比恒定**，是其广泛应用的重要原因之一。
- 2、**传动效率高**，0.98以上，可达0.99。对大功率传动重要。
- 3、**工作可靠使用寿命长**，10到20年，车辆和矿井机械重要。
- 4、**结构紧凑**，与带传动和链传动相比。
- 5、**适应范围大**，传递功率从1W~数万kW，圆周速度可达300m/s。
- 6、**齿轮加工时需要专用的机床和刀具，成本高。**
- 7、**精度低时噪音大。**
- 8、**不易用于轴间距过大的传动。**



## 三、分类

以渐开线齿轮传动应用最广，本章主要研究渐开线齿轮的设计计算。

- 1、按齿轮的工作条件分为：
- 闭式齿轮传动
  - 开式齿轮传动
  - 半开式齿轮传动
- 2、按齿面硬度分为：
- 软齿面齿轮传动( $HBS \leq 350$ )
  - 硬齿面齿轮传动( $HBS > 350$ )
- 组合



## 四、齿轮传动的标准和精度

- 1、GB1357—87规定**齿轮模数**为标准值，单位mm
- 2、精度分13级，0级最高，12级最低。3~5为高精度级，**6~8为常用级**，9级、10~12级为较低和低精度

## 五、学习重点

- 1、齿轮传动的**失效形式**和**设计准则**
- 2、齿轮传动的计算载荷和轮齿的**受力分析**
- 3、齿轮传动的接触和弯曲**疲劳强度计算**
- 4、齿轮传动的**参数选择**和**结构设计**

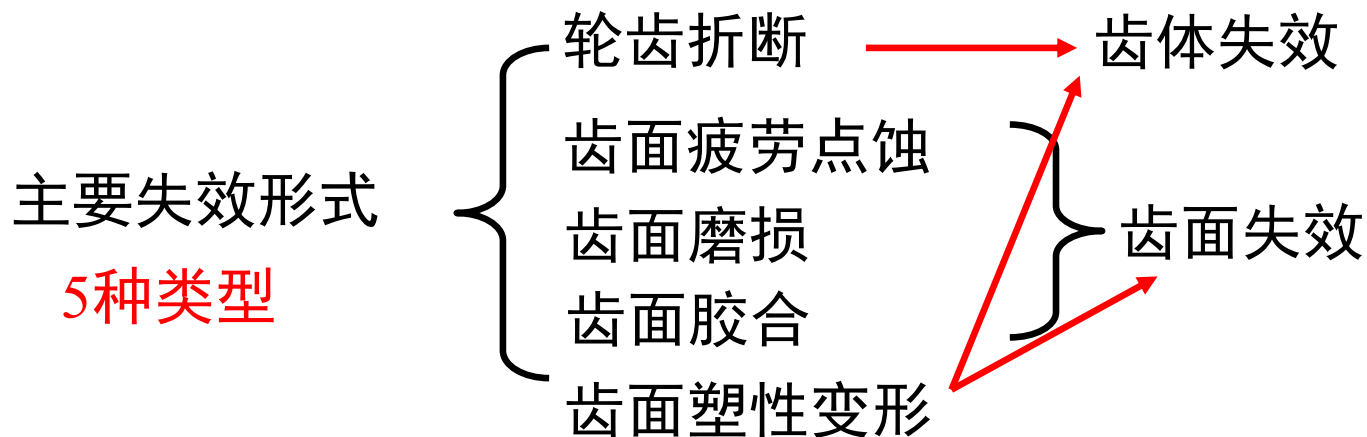


# 齿轮传动

- 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- 11-2 齿轮材料及热处理
- 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算
- 11-6 斜齿圆柱齿轮传动
- 11-7 圆柱齿轮传动的设计
- 11-8 齿轮的结构设计
- 11-9 齿轮传动的润滑

## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

★ 齿轮传动的失效主要发生在**轮齿部分**





## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

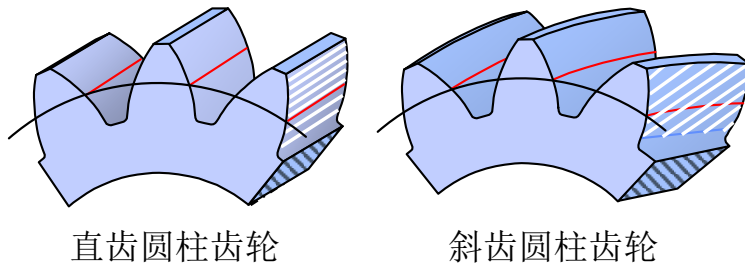
### 1、轮齿的折断

1) 发生：轮齿为悬臂梁，变应力，受拉侧出裂纹，反复作用，疲劳断裂

常发生在齿根部分（弯曲应力最大，有应力集中）

直齿轮全齿折断

斜齿轮局部折断



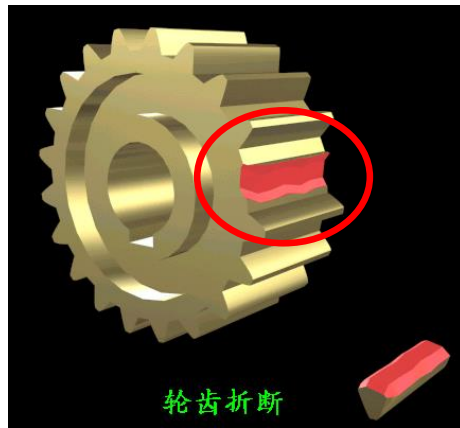
2) 危害：毁灭性，必须避免

3) 防治措施：

(1) 减小应力集中，增大齿根圆角

(2) 提高制造精度

(3) 合理选材和热处理



脆性材料过载和冲击情况

## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

### 2、齿面疲劳点蚀

发生：齿面接触处产生脉动循环接触变应力，反复作用，出现疲劳裂纹，裂纹扩展，金属脱落，形成麻点状凹坑。

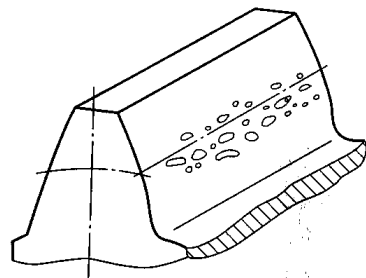
麻点—扩大—大片—损伤

危害：齿形破坏—振动、噪音—传动失效

点蚀位置：齿面节线偏齿根侧（该点处同时啮合齿数较少，接触应力较大）

主要影响因素及防止措施：

- 1) 与齿面硬度有关。提高齿面硬度，可减小点蚀。
- 2) 降低齿面粗糙度。
- 3) 合理选择润滑油粘度。



润滑良好的闭式软齿面主要失效形式。与循环次数有关，属疲劳失效，与滑动速度无直接关系。

## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

### 3、齿面磨损

#### 磨粒磨损

发生：齿面间落入砂粒、铁屑等磨料性物质时，使齿面磨薄。

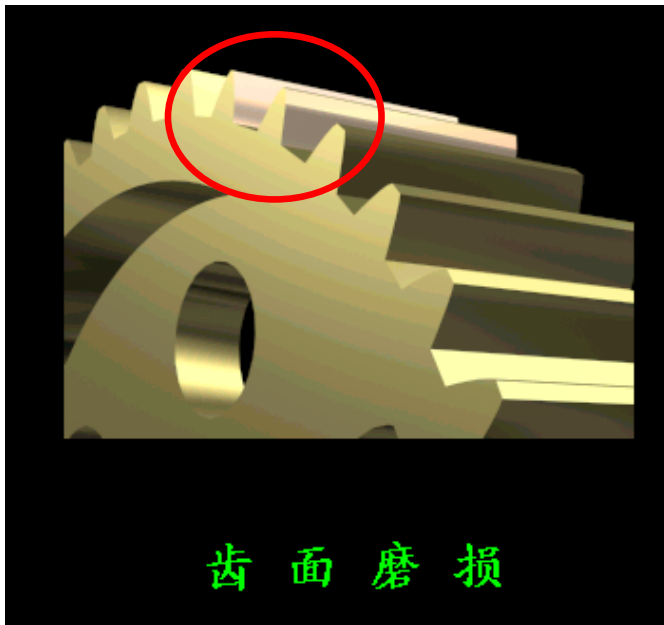
危害：齿厚减薄→轮齿折断；产生噪声和震动→传动失效

防治措施：

- 1) 改善润滑和密封
- 2) 改为闭式传动
- 3) 提高齿面硬度

#### 跑合磨损

跑合：新的齿轮副→表面加工有一定粗糙度  
→轻载跑和→表面逐渐光洁（清洗更换润滑油）  
→为之后的正常磨损创造有利条件



开式齿轮传动的主要失效形式

## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

### 4、齿面胶合

发生：

高速重载传动中—摩擦热大—啮合点温高—  
润滑失效—微峰局部粘合—（较软的齿面）  
滑动撕裂—沿滑动方向的条状划伤。

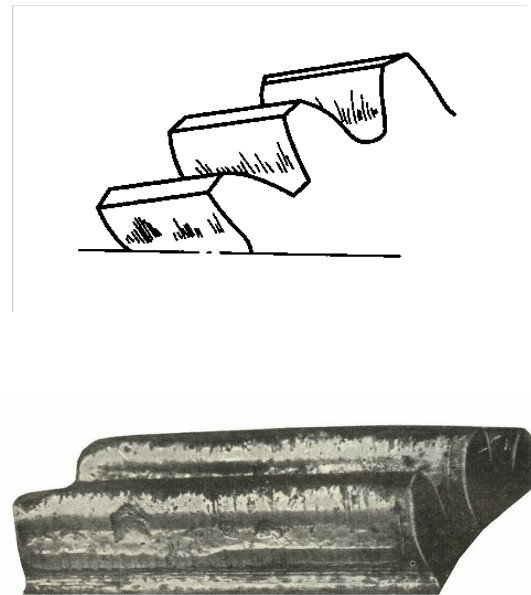
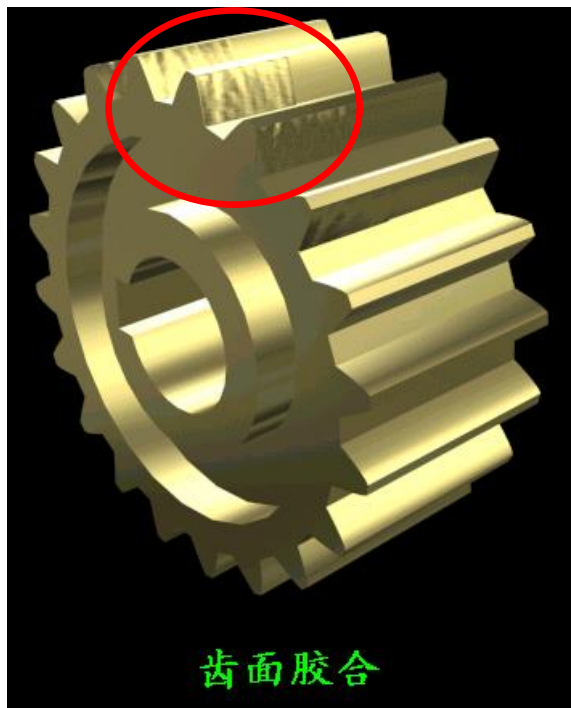
特点：与滑动速度有关，非疲劳失效，与循环次数无关。发生在齿顶、齿根等相对速度较大处。

危害：严重的失效之一。

防止措施：

- 1) 减小模数，降低齿高，减少相对滑动。
- 2) 采用抗胶合能力强的材料
- 3) 选用加入极压添加剂的润滑油。

高温高压的边界润滑条件下能与金属表面形成高熔点化学反应膜的添加剂。



高速重载齿轮传动主要失效

## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

### 5、轮齿塑性变形

发生：齿面材料较软，低速重载（过载严重）和频繁启动的传动

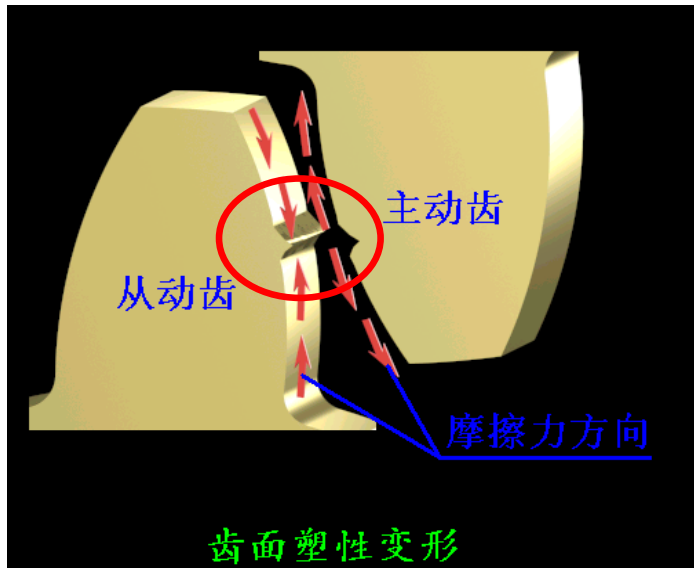
有两种情况：

- 1) 突然过载导致整个轮齿发生歪斜。
- 2) 齿面材料沿摩擦力方向流动。

危害：**破坏正确啮合**。

防治措施：

- 1) 提高齿面硬度
- 2) 选用合适的润滑油粘度



**齿面发生不可恢复塑性变形**





## § 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

### 二、齿轮传动的设计准则



取决于齿轮传动的失效形式：

1 软齿面闭式齿轮传动：常因齿面点蚀而失效，故通常先按齿面接触疲劳强度进行设计，然后，校核齿根弯曲疲劳强度。

2 硬齿面闭式齿轮传动：其齿面接触承载能力较高，故通常先按齿根弯曲疲劳强度进行设计，然后，校核齿面接触疲劳强度。

3 高速重载齿轮传动：可能出现齿面胶合，故需校核齿面胶合强度。

4 开式齿轮传动：其主要失效形式是齿面磨损，而且在轮齿磨薄后往往会发生轮齿折断。故，目前多是按齿根弯曲疲劳强度进行设计，并考虑磨损的影响将模数适当增大。



# 齿轮传动

11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

11-2 齿轮材料及热处理

11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

11-6 斜齿圆柱齿轮传动

11-7 圆柱齿轮传动的设计

11-8 齿轮的结构设计

11-9 齿轮传动的润滑



## § 11-2 齿轮材料及热处理

### 一、齿轮材料

(一) 选择的基本要求：

- 1 齿面有足够的硬度—抗点蚀、胶合、磨损等；
- 2 齿芯有足够的强度和韧性—抗塑性变形、轮齿折断等；
- 3 具有良好的机械加工和热处理工艺性；
- 4 价格低。

(二) 制造齿轮常用材料：钢、铸铁、有色金属、非金属材料

- 1 钢—45、20Cr、40Cr、20CrMnTi等
- 2 铸铁—HT150、HT200、HT300等
- 3 有色金属
- 4 非金属材料—塑料、尼龙等





## § 11-2 齿轮材料及热处理

### 二、齿轮常用的热处理方法（表11-1）

#### 1、表面淬火

表面淬火一般用于中碳钢和中碳合金钢。表面淬火后轮齿变形不大，可不磨齿，齿面硬度可达52～56HRC。齿面接触强度高，耐磨性好，而齿芯未淬硬仍有较高的韧性，故能承受一定的冲击载荷。

#### 2、渗碳淬火

渗碳钢为含碳量0.15%～0.25%的低碳钢和低碳合金钢。渗碳淬火后齿面硬度可达56～62HRC，齿面接触强度高，耐磨性好，而齿芯仍保持有较高的韧性，常用于受冲击载荷的重要齿轮传动。

#### 3、调质（淬火+高温回火）

回火：将经过淬火的工件重新加热到低于下临界温度的适当温度，保温一段时间后在空气或水、油等介质中冷却的金属热处理工艺。

调质一般用于中碳钢和中碳合金钢。调质处理后齿面硬度不高，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。（出炉空冷，冷却速度低于淬火）

#### 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。因氮化处理温度低，齿的变形小，因此适用于难以磨齿的场合，例如内齿轮。



## § 11-2 齿轮材料及热处理

获得**软齿面**方法（ $HBS \leq 350$ ），**正火**或**调质**

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，常采用小齿轮调质，大齿轮正火，使小齿轮硬度比大齿轮高  $HBS = 30 \sim 50$ 。

获得**硬齿面**方法（ $HBS > 350$ ），**整体淬火**，**表面淬火**，**渗碳淬火**，**氮化处理**等。

硬齿面齿轮的承载能力较强，但需专用设备磨齿，常用于要求结构紧凑或生产批量大的齿轮。硬齿面齿轮传动是当前发展趋势，可以考虑选用。

硬齿面的加工方法：

- 1) 表面处理 一磨削达到4~5级精度，成本高。
- 2) 直接用硬度高的刀具加工，达7~8级精度，成本低。



# 齿轮传动

11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

11-2 齿轮材料及热处理

11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

11-6 斜齿圆柱齿轮传动

11-7 圆柱齿轮传动的设计

11-8 齿轮的结构设计

11-9 齿轮传动的润滑

## § 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

### 一、轮齿受力分析

标准中心距安装，在节点C处啮合，简化假设：

- 1、不计齿面摩擦力
- 2、用集中载荷（集中于C点）代替分布载荷，  
即：齿面作用力仅有法向力 $F_n$



圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

$T_1$ ：小齿轮转矩 (N·mm)

径向力

$$F_r = F_t \tan \alpha$$

$P$ ：齿轮传递功率 (kW)

$n_1$ ：小齿轮转速 (r/min)

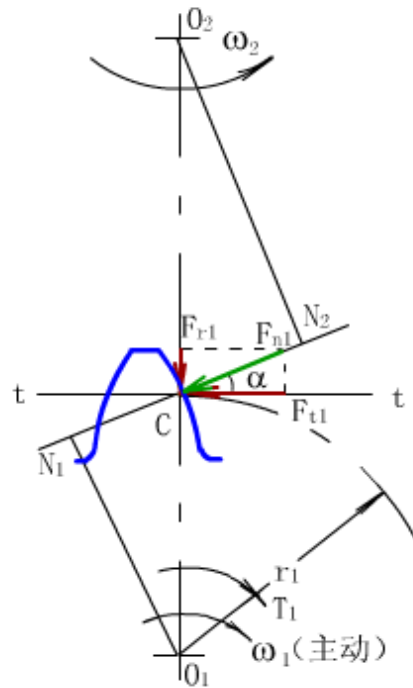
$d_1$ ：小齿轮分度圆直径 (mm)

$\alpha$ ：压力角

法向力

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \text{ (N·mm)}$$



直齿圆柱齿轮传动受力分析

## § 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

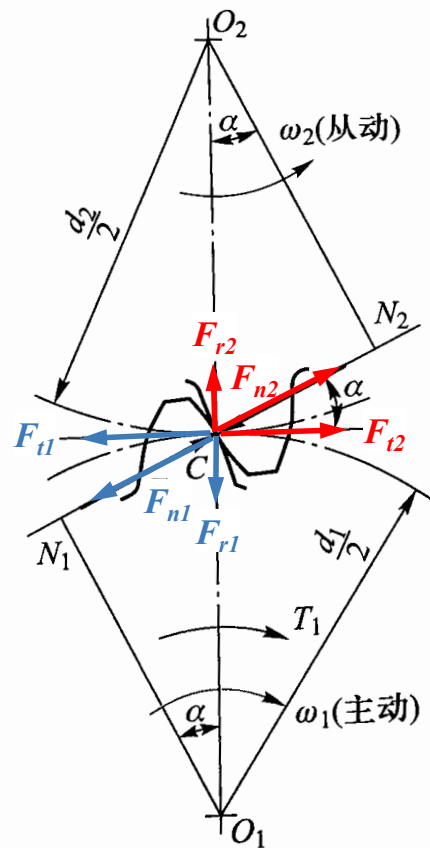


作用于主、从动轮上各对力的大小和方向关系：

作用于主、从动轮上的各对力均**大小相等，方向相反**

**注意：**

1. **主动轮**上 $F_t$ 是阻力，与力作用点的圆周速度方向相反；**从动轮**上 $F_t$ 是驱动力，与力作用点的圆周速度方向相同。
2.  $F_r$  的方向与**啮合方式**有关，对于外啮合，主、从动轮上的径向力分别指向各自的轮心。



## § 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

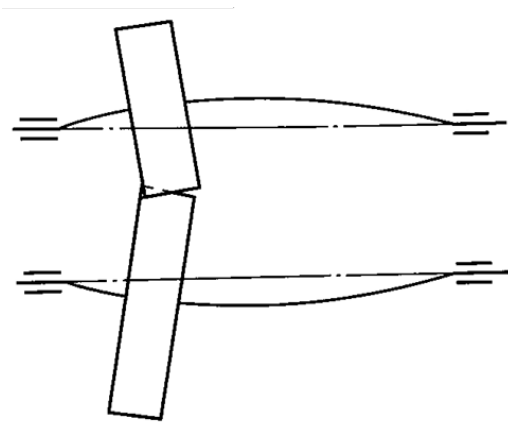
- 1 名义载荷 由额定功率计算的载荷，不能反映真实传动情况。为什么？
- 2 计算载荷 考虑载荷系数影响因素得到的载荷，长期实践和研究总结出，影响载荷系数的因素主要有以下几方面：

1) 考虑齿轮啮合所处外部因素引起附加动载荷影响的系数。主要与原动机和工作机的工作特性有关。 $K_A$

2) 由于安装和结构不对称导致载荷沿齿宽分布不均匀引起的载荷波动。 $K_\beta$

3) 由于齿轮的制造误差产生的基节误差导致传动的载荷波动。 $K_v$  (基圆齿距)

4) 齿轮传动的重合度不为1也不一定为整数，这将导致各对齿之间载荷分配不均匀，引起载荷波动。 $K_a$





## § 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

上述因素可以用一个（动）**载荷系数 $K$** 统一表示。  
在有些教材中将这些因素分细分为4各参数表达，即：

$$K = K_A K_v K_\beta K_\alpha$$

$K_A$ — 使用系数

$K_v$ — 动载系数

$K_\beta$ — 齿向载荷分布系数

$K_\alpha$ — 齿间载荷分配系数

假设名义载荷为 $F_n$ ，则计算载荷为 $F_{nc}$

$$F_{nc} = KF_n$$



# 齿轮传动

- 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- 11-2 齿轮材料及热处理
- 11-3 直齿圆柱齿轮传动的的作用力及计算载荷
- 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算
- 11-6 斜齿圆柱齿轮传动
- 11-7 圆柱齿轮传动的设计
- 11-8 齿轮的结构设计
- 11-9 齿轮传动的润滑



## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

### 强度计算的原则

由失效形式确定强度计算内容。一般闭式齿轮传动可能出现两种失效，**齿面接触疲劳点蚀**和**轮齿弯曲疲劳折断**。主要介绍这两种疲劳强度计算方法。

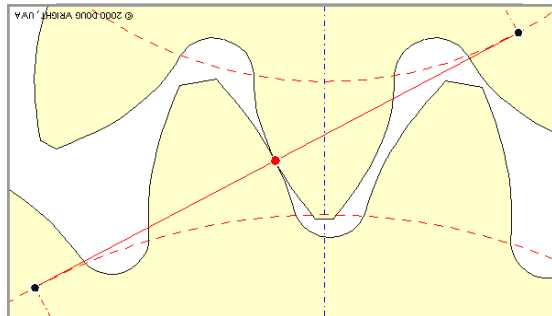
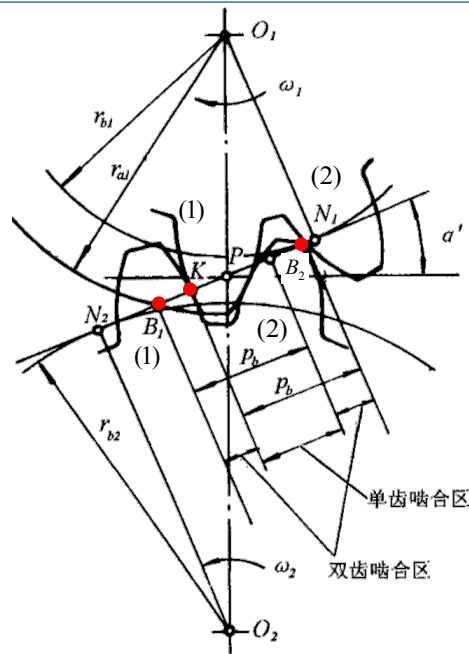
### 齿面接触疲劳强度计算

**目的：防止齿面在预定寿命期限内发生疲劳点蚀**

**注意：**齿廓上各点的接触应力不同，怎样确定计算点？

**分析：**实验发现，点蚀出现在小齿轮节点附近偏向齿根一侧，即**单对齿啮合的下界点附近**。该处的接触应力最大，且综合曲率半径也较大，但计算复杂。

**简化：**以节点处代替。



## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

下面按节点C计算接触应力：

1 法向计算载荷  $F_{nc} = KF_n = \frac{KF_t}{\cos \alpha}$

2 综合曲率  $1/\rho_\Sigma$

$$\rho_1 = N_1 C = \frac{d_1}{2} \sin \alpha$$

$$\rho_2 = N_2 C = \frac{d_2}{2} \sin \alpha$$

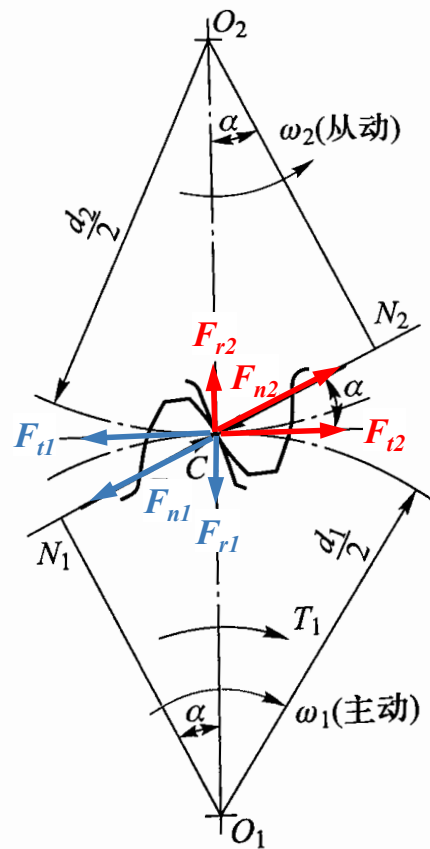
$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} = \frac{2(d_2 \pm d_1)}{d_1 d_2 \sin \alpha}$$

+: 外啮合  
-: 内啮合

令齿数比  $u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$  代入上式得：

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \frac{u \pm 1}{u}$$

3 接触线长度  $L$   $L = b_r = \frac{b}{Z_\epsilon}$  ( $Z_\epsilon$  —重合度系数,  $b$  —齿宽)





## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

将上述参数代入赫兹公式（课本第9章，P121），计算齿面接触应力：

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_{nc}}{L\rho_\Sigma}} = Z_E \sqrt{\frac{KF_t Z_\varepsilon^2}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{2}{\cos \alpha \sin \alpha}} \quad Z_E \text{ — 材料弹性系数} \sqrt{\text{MPa}}$$

$$\text{令 } Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha \sin \alpha}} \quad (\text{节点区域系数})$$

$$\text{齿面接触疲劳强度校核公式: } \sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$\text{标准齿轮: } Z_H Z_\varepsilon \approx 2.5 \quad \sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

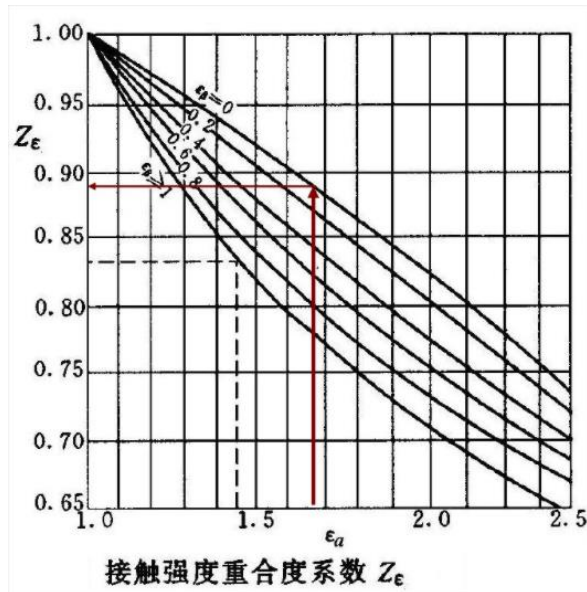
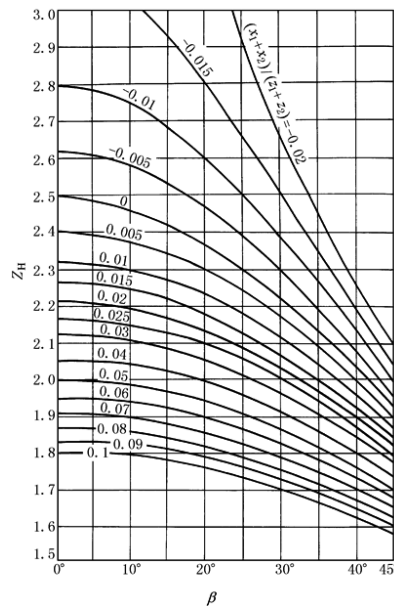
## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

材料弹性系数  $Z_E$

小齿轮			大齿轮			
材料	$E(\text{MPa})$	$\mu$	钢	铸钢	铸铁	球墨铸铁
钢	206000	0.3	189.8	188.9	165.4	181.4
铸钢	202000	0.3	188.9	188.0	161.4	180.5
铸铁	126000	0.3	165.4	161.4	146.0	156.6
球墨铸铁	173000	0.3	181.4	180.5	156.6	173.9

重合度系数  $Z_\epsilon$ ：考虑重合度对齿面接触应力影响的系数，由图查取

了解



节点区域系数  $Z_H$ ：反映节点齿廓形状对接触应力的影响，按图查取

$\alpha_n = 20^\circ$  时的节点区域系数  $Z_H$



## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

### 引入齿宽系数

$$\text{取 } \varphi_d = \frac{b}{d_1}, \text{ 代入 } \sigma_H = 2.5Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 2.5Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

齿面接触疲劳强度的设计公式:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{2.5Z_E}{[\sigma]_H}\right)^2} \text{ mm}$$

式中:  $u$ —齿数比, 十号为外啮合, 一号为内啮合

$T_1$ —小齿轮传递的转矩, N.mm

$[\sigma]_H$  —许用接触应力, MPa



## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} \text{ — 齿宽系数, 按表选取}$$

齿轮相对于轴承 的位置	齿面硬度	
	软齿面	硬齿面
对称布置	<b>0.8~1.4</b>	<b>0.4~0.9</b>
非对称布置	<b>0.6~1.2</b>	<b>0.3~0.6</b>
悬臂布置	<b>0.3~0.4</b>	<b>0.2~0.25</b>

$d_1$ —小齿轮分度圆直径, mm

$b$ —齿宽, mm



## § 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

齿面接触疲劳强度 
$$\sigma_H = 2.5Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 2.5Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$



讨论：

- 1) 在载荷、材料、齿数比和齿宽一定时， $\sigma_H$ 主要取决于 $d_1$ （小齿轮分度圆直径），而与齿数 $Z_1$ 和模数 $m$ 无关；
- 2) 两齿轮的工作 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ，但许用接触应力不相等，即 $[\sigma]_{H1} \neq [\sigma]_{H2}$ ，它们与两齿轮的材料、热处理和应力循环次数等有关。在设计和校核计算中，取 $[\sigma]_H = \min \{ [\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2} \}$ 。



# 齿轮传动

- 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- 11-2 齿轮材料及热处理
- 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算
- 11-6 斜齿圆柱齿轮传动
- 11-7 圆柱齿轮传动的设计
- 11-8 齿轮的结构设计
- 11-9 齿轮传动的润滑



## § 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

### 齿根弯曲疲劳强度计算

目的：防止预定寿命期限内发生**轮齿疲劳折断**

强度条件式  $\sigma_F \leq [\sigma]_F$

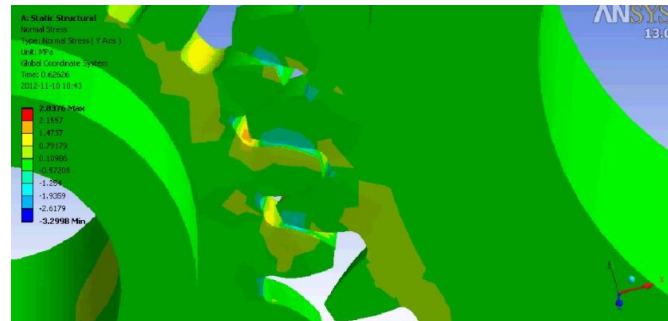
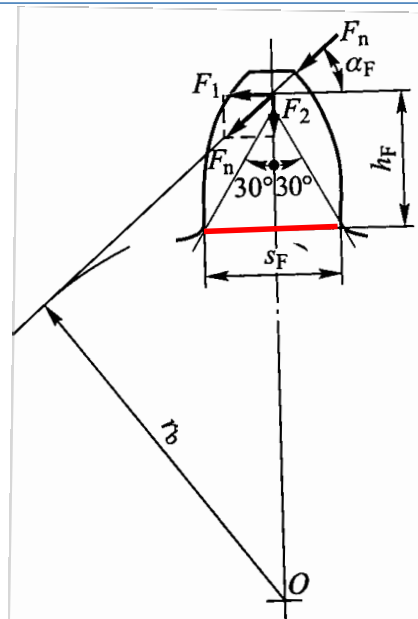
计算模型：

将轮齿看作是宽度为  $b$  的悬臂梁，计算时要解决两个问题：

- 1) 危险截面的准确位置
- 2) 产生最大弯矩时载荷作用点

**危险截面位置：**采用30°切线法:与齿根过渡曲线相切，切点连线。

**最大弯矩载荷作用点：**理论上不在齿顶，在单对齿啮合区的上界点，计算较复杂。为了计算简便，假设全部载荷作用于齿顶。



## § 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

齿顶法向力 $F_n$ —可以分解为 $F_1=F_n\cos\alpha_F$ 和 $F_2=F_n\sin\alpha_F$  其中 $F_1$ 在齿根产生弯曲应力； $F_2$ 则产生压应力，较小，暂不考虑。

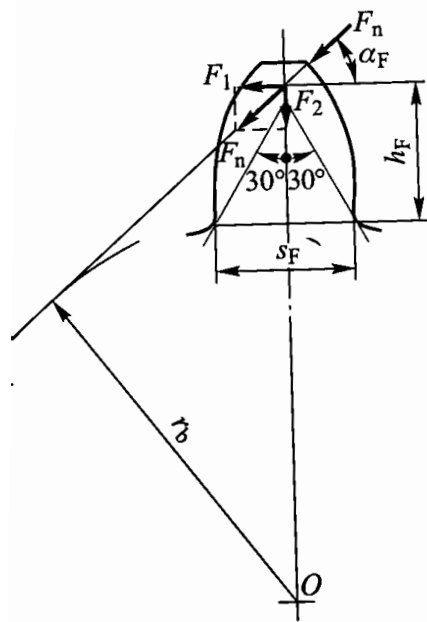
$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_n \cos \alpha_F h_F}{\frac{b S_F^2}{6}} = \frac{F_t}{bm} \frac{6(\frac{h_F}{m}) \cos \alpha_F}{(\frac{S_F}{m})^2 \cos \alpha} = \frac{F_t}{bm} Y_{Fa}$$

弯曲截面系数

引入模数 $m$

齿形系数  $Y_{Fa} = \frac{6(\frac{h_F}{m}) \cos \alpha_F}{(\frac{S_F}{m})^2 \cos \alpha}$

反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力 $\sigma_F$ 的影响，与模数无关。



注意：引入载荷系数 $K$ ，应力修正系数 $Y_{Sa}$ （考虑齿根应力集中），得

齿根弯曲疲劳强度校核公式：

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma]_F \quad [\sigma]_F \text{—许用齿根弯曲应力}$$



## § 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

将  $\varphi_d = \frac{b}{d_1}$  ,  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  ,  $d_1 = mZ_1$  代入  $\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2Z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma]_F$

齿根弯曲疲劳强度的设计公式  $m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}} \text{ mm}$



讨论：

- 1) 在进行 $\sigma_F$ 计算时，一对齿轮的齿根弯曲应力不相等，齿数小者弯曲应力大。即  $Z_1 < Z_2$  时，有  $Y_{Fa1} Y_{Sa1} > Y_{Fa2} Y_{Sa2}$ ，所以  $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$ 。
- 2) 两者的 $[\sigma]_F$ 也不同，一般  $[\sigma]_{F1} > [\sigma]_{F2}$ ，校核计算时，大小齿轮应分别进行计算。



## § 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

$$\sigma_{F1} = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2KT_1}{bm^2 Z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa2} Y_{Sa2} = \frac{2KT_1}{bm^2 Z_1} Y_{Fa2} Y_{Sa2} \leq [\sigma]_{F2}$$

因此，按齿根弯曲疲劳强度设计模数时，得到：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}} \quad \text{mm}$$

$$\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} = \max \left\{ \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma]_{F2}} \right\}$$



# 齿轮传动

11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

11-2 齿轮材料及热处理

11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

11-6 斜齿圆柱齿轮传动

11-7 圆柱齿轮传动的设计

11-8 齿轮的结构设计

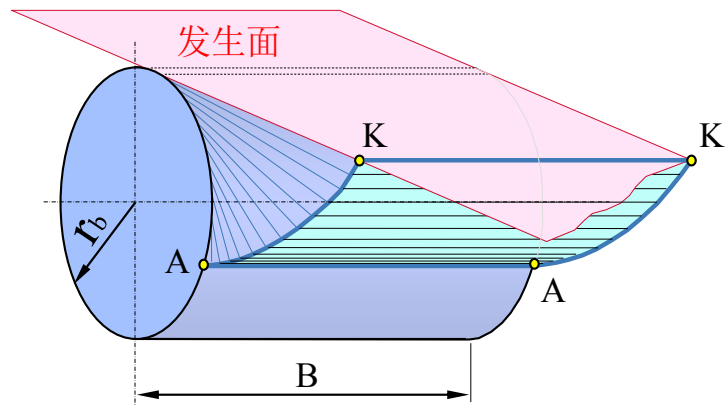
11-9 齿轮传动的润滑

## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

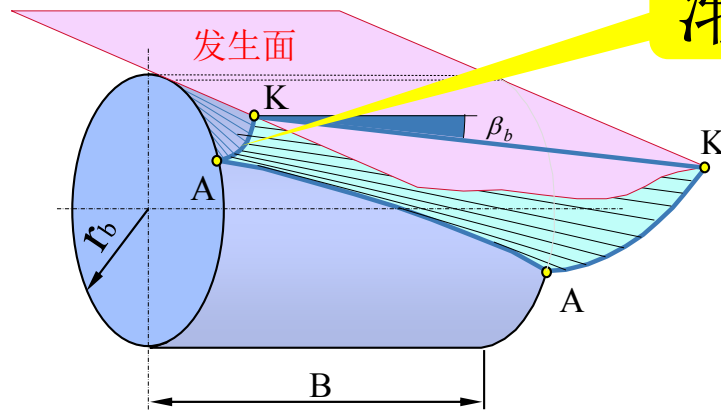
### 齿廓曲面的形成

□ **共性:** 发生面在基圆柱上作纯滚动

□ **不同:** (直齿轮) 直线KK与母线平行 → 渐开线面  
(斜齿轮) 直线KK与母线成 $\beta_b$ 角 → 渐开线螺旋面



直齿轮齿廓曲面的形成



斜齿轮齿廓曲面的形成

## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

### 一、轮齿上的作用力

同直齿轮，在节点C处啮合，不计摩擦力，齿面上只有法向力 $F_n$  → 分解为三个互相垂直的力

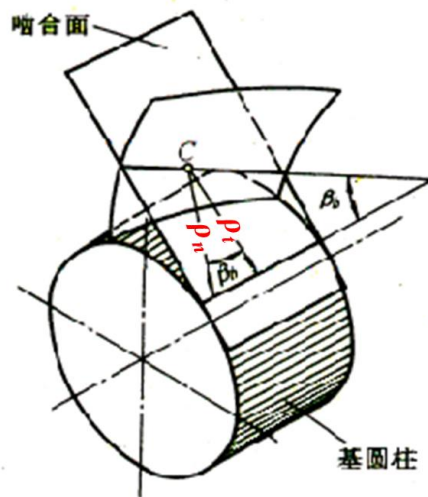
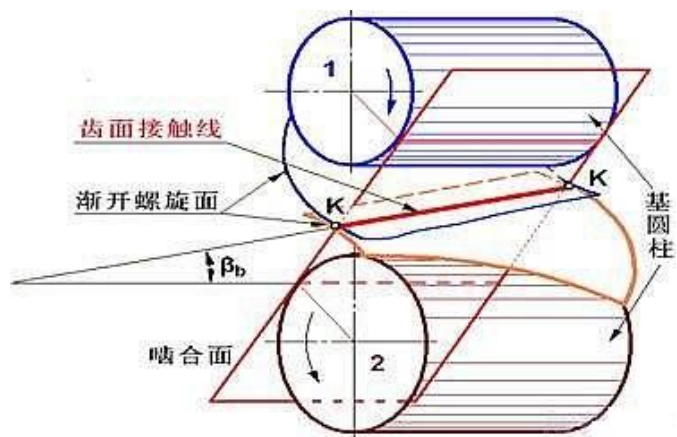
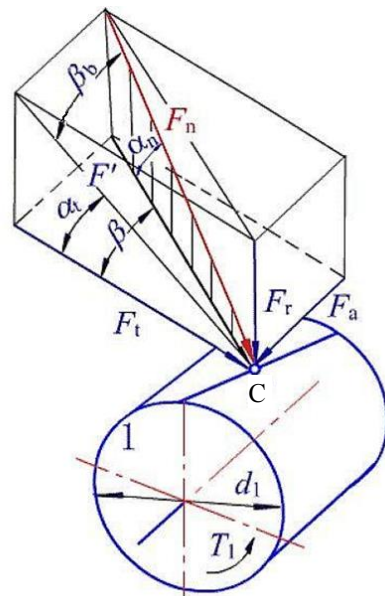


图 8-23 节点曲率半径



## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动



圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

径向力

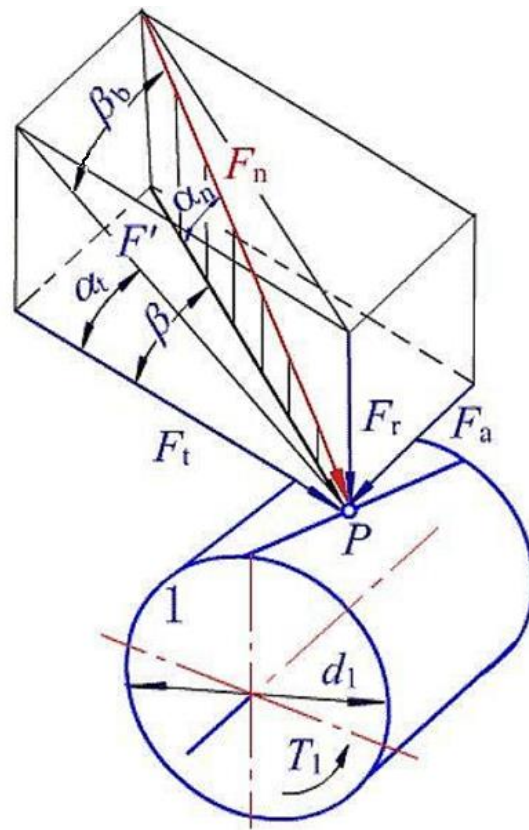
$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = F_t \tan \alpha_t$$

轴向力

$$F_a = F_t \tan \beta$$

法向力

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b}$$





## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动



作用于主、从动轮上各对力的方向判断：

圆周力 $F_t$ 、径向力 $F_r$ 的方向与直齿轮相同：

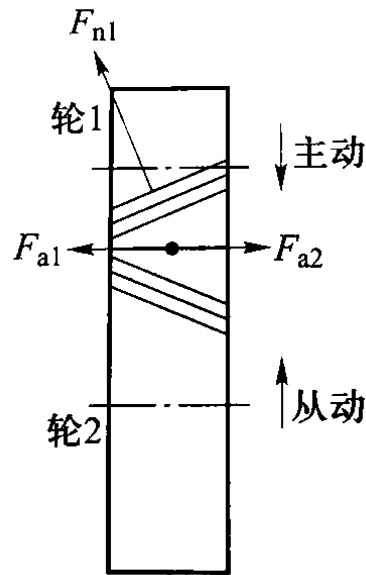
$F_t$  在主动轮上与运动方向相反，在从动轮上与运动方向相同。

$F_r$  的方向与啮合方式有关，对于外啮合，主、从动轮上的径向力分别指向各自的轮心。

轴向力 $F_a$ 的方向判断：

用主动轮左（右）手法则判断：

对主动轮，齿的旋向若为右旋，则用右手（左旋用左手）握住轮的轴线，并使四指的方向顺着轮的转向方向，此时拇指的指向即为轴向力的方向。

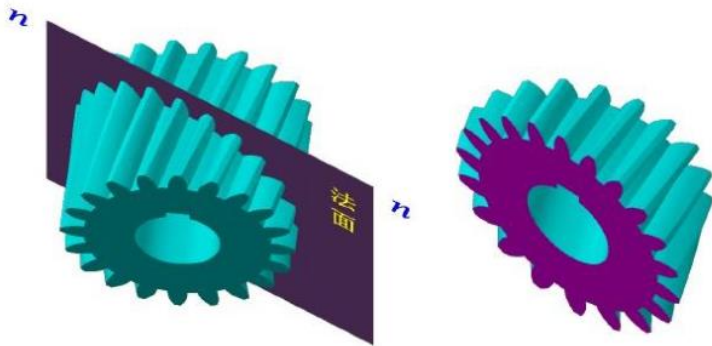


## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

### 二、齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳强度计算的原理和方法与直齿轮相同，仍按齿轮节点处进行计算。

不同的是：斜齿轮啮合点的曲率半径应按法面计算；接触线总长度比直齿轮大。





## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

齿面接触强度的校核公式为：

$$\sigma_H = 3.54 Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad \text{MPa}$$

$Z_\beta$ —螺旋角系数，用下式计算，亦可查图得到

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

$Z_E$ —材料系数，可查表11-4

齿面接触疲劳强度的设计公式： 取  $\varphi_d = \frac{b}{d_1}$  ,  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \quad \text{mm}$$

## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

### 三、齿根弯曲疲劳强度的计算

斜齿轮的接触线是倾斜的，局部折断，精确计算较复杂，工程上一般采用简化处理：

按法面当量圆柱齿轮计算

斜齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度校核公式：

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma]_F$$

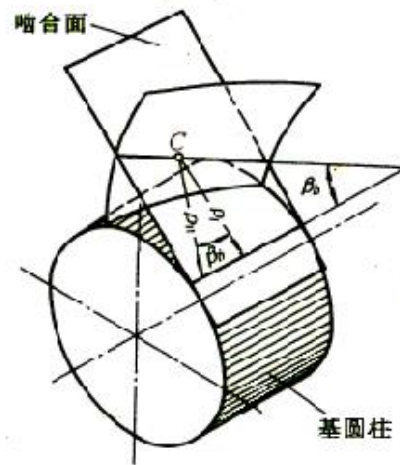
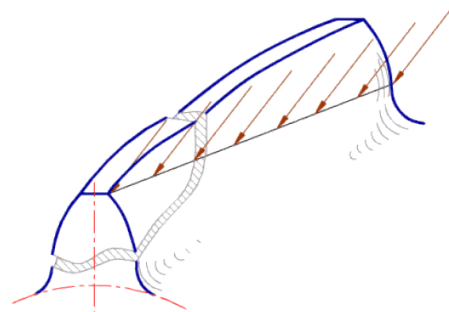


图 8-23 节点曲率半径



斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断



## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

$$\text{取 } \varphi_d = \frac{b}{d_1}, \quad d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}$$

按齿根弯曲疲劳强度设计公式：

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \cos^2 \beta} \quad \text{mm}$$

式中，涉及到齿数 $Z$ 的系数有齿形系数 $Y_{Fa}$ 和应力修正系数 $Y_{Sa}$ ，用斜齿轮当量齿数 $Z_v$ 查取。

$$Z_v = Z / \cos^3 \beta$$

（注意：斜齿轮法面模数 $m_n$ 为标准值）



## § 11-6 斜齿圆柱齿轮传动

讨论:

一对斜齿轮传动中, 其**齿轮齿面接触应力**和**齿根弯曲应力**也存在直齿轮的问题, 即

1)  $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$  和  $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$

2) 设计时:

$$[\sigma]_H = \min \{ [\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2} \}$$

$$\frac{Y_F Y_s}{[\sigma]_F} = \max \left\{ \frac{Y_{F1} Y_{s1}}{[\sigma]_{F1}}, \frac{Y_{F2} Y_{s2}}{[\sigma]_{F2}} \right\}$$

$$\sigma_H = 3.54 Z_E Z_\beta \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma]_F$$

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E Z_\beta}{[\sigma]_H} \right)^2} \quad \text{mm}$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \cos^2 \beta} \quad \text{mm}$$



# 齿轮传动

11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则

11-2 齿轮材料及热处理

11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算

11-6 斜齿圆柱齿轮传动

11-7 圆柱齿轮传动的设计

11-8 齿轮的结构设计

11-9 齿轮传动的润滑



## § 11-7 圆柱齿轮传动的设计

### 一、齿轮传动主要参数选择

#### 1. 模数m和齿数Z<sub>1</sub>

模数m影响弯曲，对接触强度无直接影响。

- 1) 按**接触**设计时，先求出 $d_1$ （小齿轮分度圆直径）或 $a$ （中心距），然后按经验选择 $m = (0.01 \sim 0.02)a$ ，或先取 $Z_1 \geq 18 \sim 30$ ，算出模数并取标准值。
- 2) **软齿面闭合齿轮传动**，一般取小的 $m$ ，大的 $Z_1$ （增大重合度，传动平稳；降低齿高，减小滑动速度，提高抗胶合能力）。在动力传动中 $m \geq 1.5 \sim 2.0 \text{ mm}$ ， $m$ 一定取标准值。
- 3) 按**弯曲**设计，取较小的 $Z_1 = 17 \sim 20$ ，减小尺寸。
- 4) 对**开式传动**，按**弯曲**设计 $m$ ，还增大10~15%

接触疲劳强度：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{2.5Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} \quad \text{mm}$$

弯曲疲劳强度：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}} \quad \text{mm}$$





## § 11-7 圆柱齿轮传动的设计

### 2. 分度圆压力角 $\alpha$

$\alpha$ 增大，齿根厚增加，曲率半径增大，弯曲和接触强度提高，但是 $F_r$ 也增大，轴承载荷增大。

一般取 $20^\circ$ ，航空齿轮有 $25^\circ$ 。

$$\text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha$$

### 3. 齿数比 $u$

单级传动时，齿数比 $u \leq 7$ 。考虑结构和寿命问题。

### 4. 螺旋角 $\beta$

圆柱齿轮一般取 $8^\circ \sim 15^\circ$ ，人字齿轮可取到 $25^\circ \sim 30^\circ$ 。

$$\text{轴向力 } F_a = F_t \tan \beta$$



## § 11-7 圆柱齿轮传动的设计

### 5. 齿宽系数 $\phi_d$

当  $d_1$  一定时,  $\phi_d$  变大, 则齿宽  $b$  也变大: 载荷沿齿宽分布不均。  $\phi_d = \frac{b}{d_1}$

保证装配精度, 取  $b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$

查表确定  $\phi_d$

齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面	硬齿面
对称布置	0.8~1.4	0.4~0.9
非对称布置	0.6~1.2	0.3~0.6
悬臂布置	0.3~0.4	0.2~0.25



# 齿轮传动

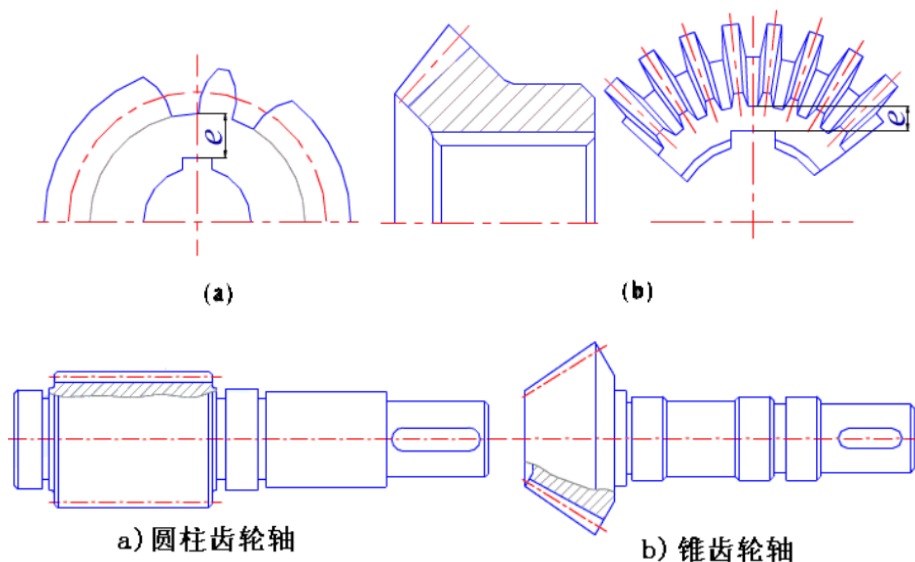
- 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- 11-2 齿轮材料及热处理
- 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算
- 11-6 斜齿圆柱齿轮传动
- 11-7 圆柱齿轮传动的设计
- 11-8 齿轮的结构设计
- 11-9 齿轮传动的润滑

## § 11-8 齿轮的结构设计

### 齿轮的结构设计

#### (1) 齿轮轴

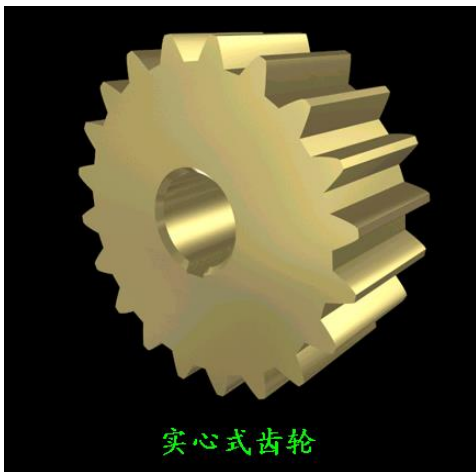
如果圆柱齿轮**齿根圆**到**键槽底面**的径向距离  $e \leq 2.5m$ ，则可将齿轮与轴做成一体，称为**齿轮轴**。



## § 11-8 齿轮的结构设计

### (2) 实心式齿轮

当 $d_a \leq 200\text{mm}$ ，且 $e > 2.5m$ ，则  
可做成实心式。



### (3) 腹板式齿轮

当 $d_a \leq 500\text{mm}$ 时，为了减少质量和节约材料，  
通常采用腹板式结构。尺寸再大一点的，也  
可采用孔板式。



## § 11-8 齿轮的结构设计

### (4) 轮辐式齿轮

当 $d_a=400\sim 1000\text{mm}$ 时，多采用轮辐式的铸造结构。



### (5) 镶套式齿轮

大直径的齿轮，为节省材料，可采用镶套式齿圈结构。**钢齿圈**镶套在**轮芯**上。



### (6) 焊接式齿轮

单件生产而尺寸过大，又不利于铸造的齿轮，可采用焊接结构。



# 齿轮传动

- 11-1 齿轮传动的失效形式和设计准则
- 11-2 齿轮材料及热处理
- 11-3 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- 11-4 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- 11-5 直齿圆柱齿轮传动的轮齿弯曲强度计算
- 11-6 斜齿圆柱齿轮传动
- 11-7 圆柱齿轮传动的设计
- 11-8 齿轮的结构设计
- 11-9 齿轮传动的润滑



## § 11-9 齿轮传动的润滑

齿轮传动时，相啮合的齿面间承受很大压力，又有相对滑动，所以必须进行润滑。

润滑油除减小摩擦，还可以散热。

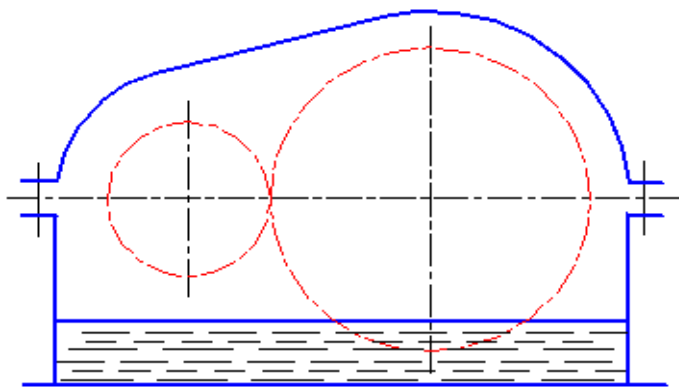
开式和半开式齿轮传动，因速度低，一般是人工定期加油或在齿面涂抹润滑脂。

闭式齿轮传动中，润滑方式取决于齿轮的圆周速度 $v$ 。



## § 11-9 齿轮传动的润滑

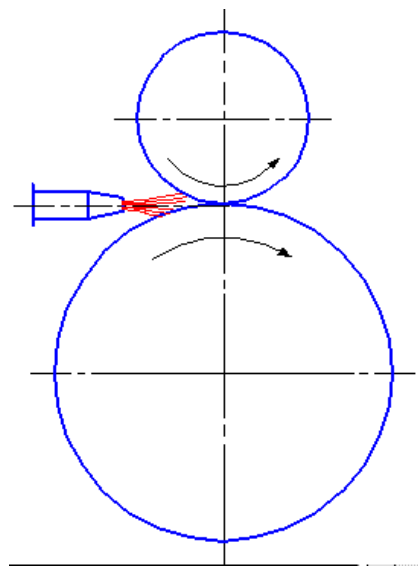
当 $v \leq 12\text{m/s}$ 时，可采用浸油润滑。



- 大齿轮浸入油池一定的深度，齿轮运转时就把润滑油带到啮合区；
- 同时，齿轮将润滑油甩到箱壁上，借以散热。

当 $v > 12\text{m/s}$ 时，不宜采用油池润滑，可采用喷油润滑。

- 圆周速度过高，齿轮上的油大多被甩出去而达不到啮合区；
- 搅油过于激烈，使油的温升增加，并降低其润滑性能；
- 会搅起箱底沉淀的杂质，加速齿轮的磨损。
- 最好采用喷油润滑，用油泵将润滑油直接喷到啮合区。



国家指定了专门的齿轮润滑油的标准，可根据工作要求选用。

# 机械设计基础

## 第十三章 带传动

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

## § 13-1 带传动的类型和应用

带传动和链传动通过中间的**挠性件**（带或链）传递运动和动力，适用于两轴中心距较大的场合。

物体受力变形，作用力失去之后不能恢复原状的性质称为**挠性**。  
挠性构件：在运动过程中只承受拉力的柔性构件，如带、绳等。

### 带传动应用



工业机器人关节(同步带)



拖拉机(普通V带)



大理石切割机(平带)



### 带传动分类 按传动原理

1. 摩擦型
2. 啮合型（同步带）

### 主要介绍：

- 1 摩擦型带传动的理论基础
- 2 V带传动的设计计算

## § 13-1 带传动的类型和应用

### 摩擦型带传动的工作原理和特点

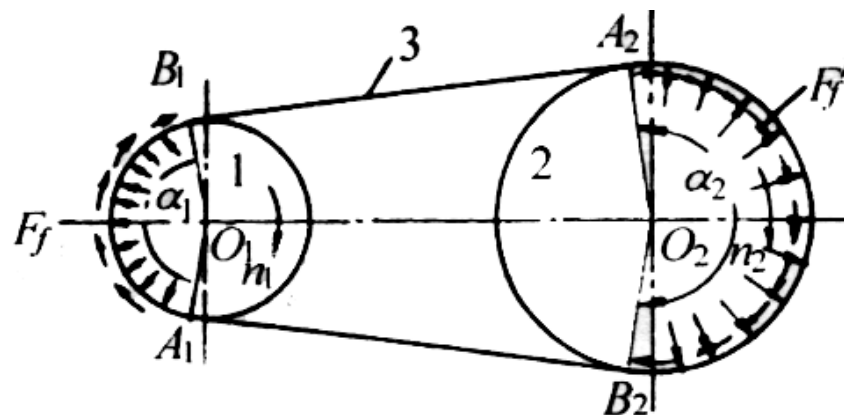
#### 1 组成：

主动轮、从动轮和传送带

#### 2 原理：

安装时带被张紧在带轮上，这时带所受的拉力称为**初拉力**，它使带与带轮的接触面间产生压力。

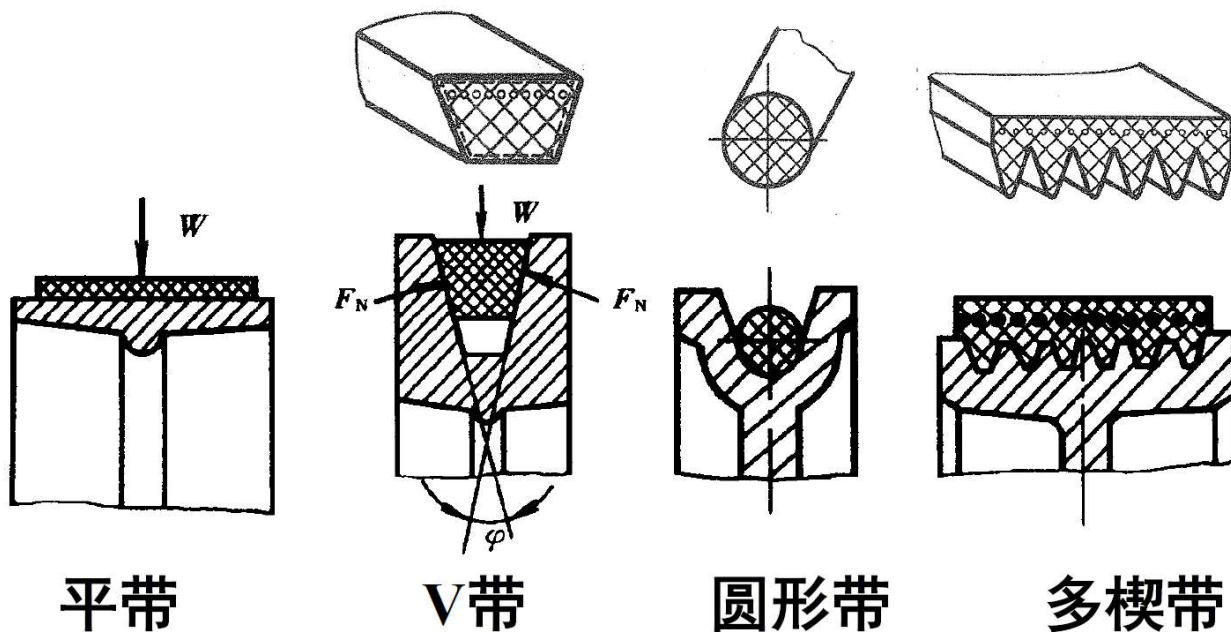
当主动轮回转时，依靠带与带轮接触面间的摩擦力拖动从动轮一起回转，从而传递一定的运动和动力。



## § 13-1 带传动的类型和应用

### 传动带的类型和特点

靠摩擦力工作的传动带按照截面形状不同，主要分为：

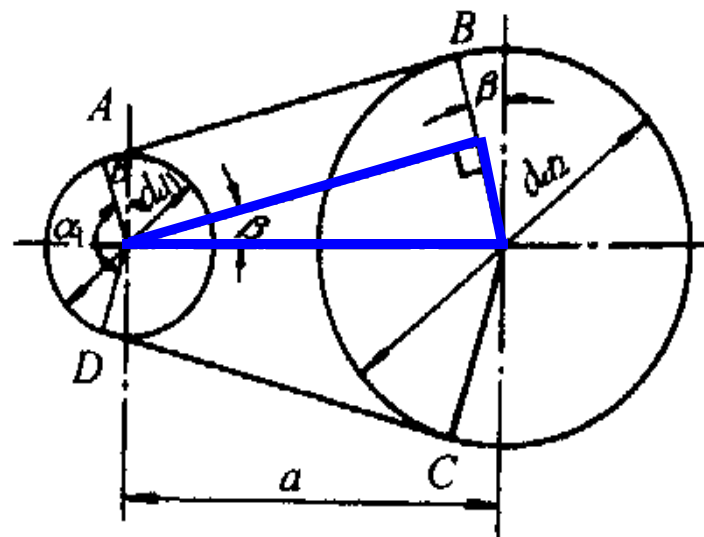


## § 13-1 带传动的类型和应用

### 带传动的几何计算

带传动主要用于两轴平行而且回转方向相同的场合，这种传动称为开口传动。

主要几何参数4个：带轮基准直径 $d_{d1}$ ， $d_{d2}$ ，传动中心距 $a$ ，包角 $\alpha$ ，带的基准长度 $L_d$ 。



## § 13-1 带传动的类型和应用

### 1、包角 $\alpha$

当带的张紧力为规定值时，带与带轮接触弧所对的中心角称为**包角**。

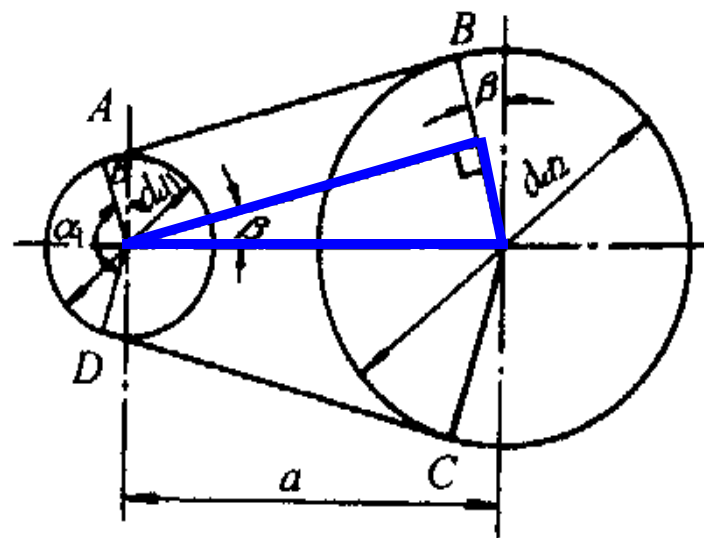
小带轮上的包角为：

$$\alpha_1 = \pi - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \quad \text{rad}$$

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

$$\alpha = \pi \pm 2\beta$$

$$\beta \text{ 较小} \therefore \sin \beta = \frac{d_{d2} - d_{d1}}{2a}$$





## § 13-1 带传动的类型和应用

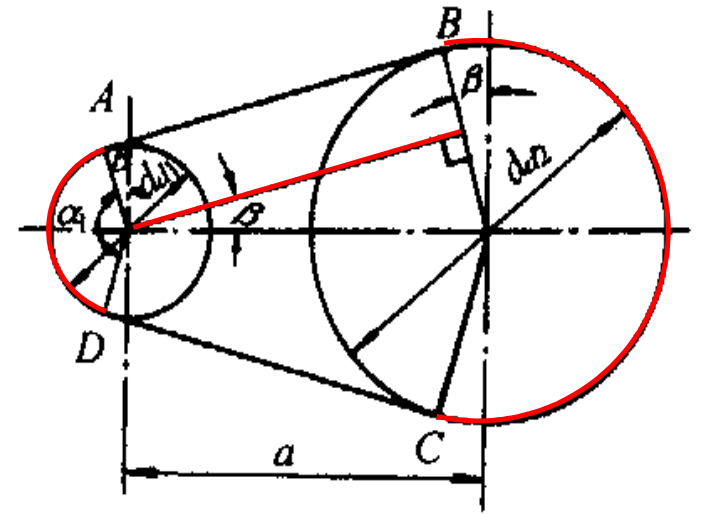
### 2、带的基准长度 $L_d$

$$\begin{aligned} L_d &= 2AB + \widehat{BC} + \widehat{AD} \\ &= 2a \cos \beta + \frac{\pi}{2} (d_{d2} + d_{d1}) + \beta (d_{d2} - d_{d1}) \end{aligned}$$

$$\because \cos \beta \approx 1 - \frac{1}{2} \beta^2 \text{ 及 } \beta \approx \frac{d_{d2} - d_{d1}}{2a}$$

基准长度

$$L_d \approx 2a + \frac{\pi}{2} (d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a}$$



### 3、中心距 $a$

$$a \approx \frac{2L_d - \pi(d_{d2} + d_{d1}) + \sqrt{[2L_d - \pi(d_{d2} + d_{d1})]^2 - 8(d_{d2} - d_{d1})^2}}{8}$$



## § 13-1 带传动的类型和应用

### 带传动的特点：

- 1) 传动带具有挠性和弹性，可吸收振动和缓和冲击，使传动平稳、噪音小
- 2) 当过载时，传动带与带轮之间可发生相对滑动而不损伤其它零件，起保护作用
- 3) 适合于主、从动轴间中心距较大的传动
- 4) 结构简单，制造、安装和维护都较方便
- 5) 由于有弹性滑动的存在，故不能保证固定的传动比
- 6) 结构尺寸较大，效率较低，寿命较短
- 7) 由于需要施加张紧力，所以会产生较大的压轴力，使轴和轴承受力较大



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

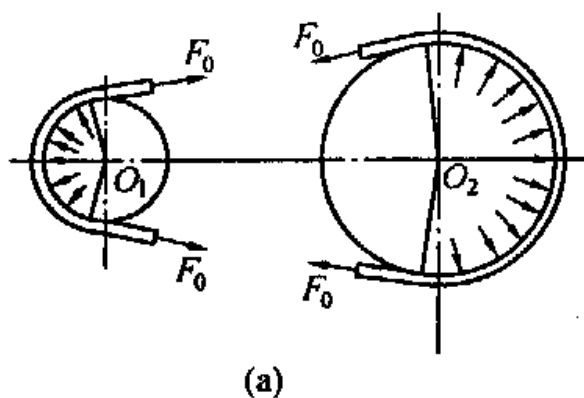
13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

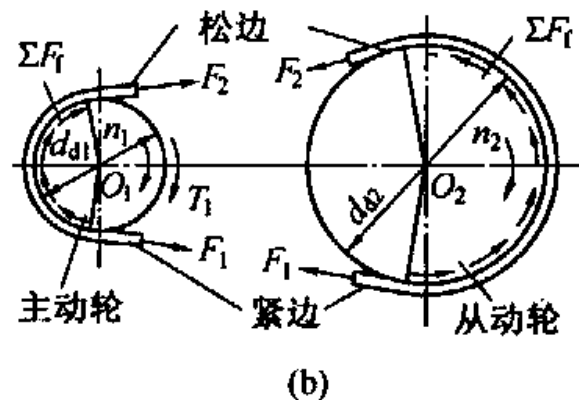
13-9 链传动简介

## § 13-2 带传动的受力分析

### ★ 带传动的受力分析



不工作时  
带两边所受拉力  
均为初拉力 $F_0$



工作时：主动轮受驱动力矩 $T_1$   
当主动轮转动时，在摩擦力作用下带  
绕入主动轮一边被进一步拉紧（紧边），  
带的另一边被放松（松边）。

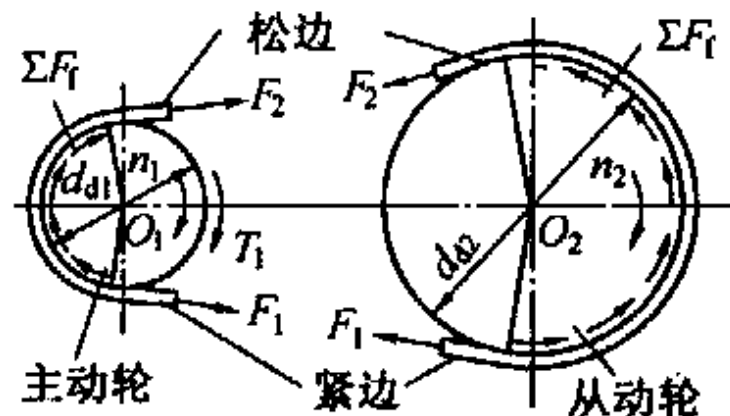
## § 13-2 带传动的受力分析

### 带传动受力分析

#### 1 总摩擦力 $F_f$

取主动轮一端的带为分离体，作用于带上的总摩擦力为 $F_f$ ，所有力对 $O$ 点的矩平衡：

$$F_f = F_1 - F_2$$



#### 2 有效圆周力 $F$

带传递的有效圆周力 $F$ 就是带的紧边和松边拉力之差

$$F = F_1 - F_2$$

有效圆周力 $F$ 是带与带轮接触弧上各点摩擦力的总和。

## § 13-2 带传动的受力分析

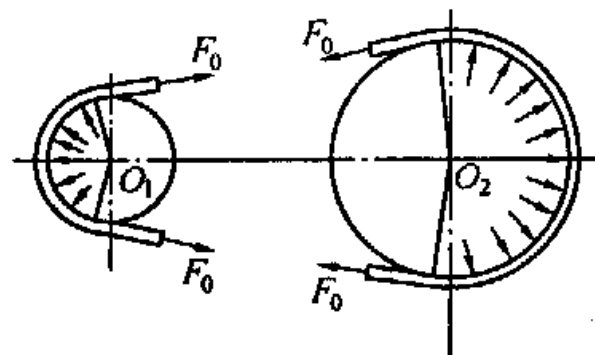
### 3 紧边和松边拉力与初拉力的关系

假设带在工作前后总长度不变，则由变形协调条件得，紧边的伸长增量等于松边的伸长减量，即紧边的拉力增量等于松边的拉力减量：

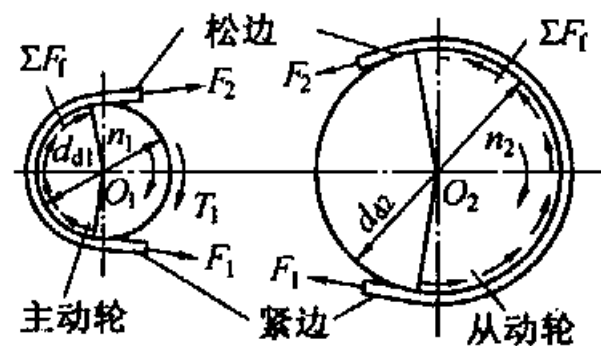
$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2$$

$$2F_0 = F_1 + F_2$$

注意：带工作在弹性范围内，力和变形呈线性关系



(a)



(b)

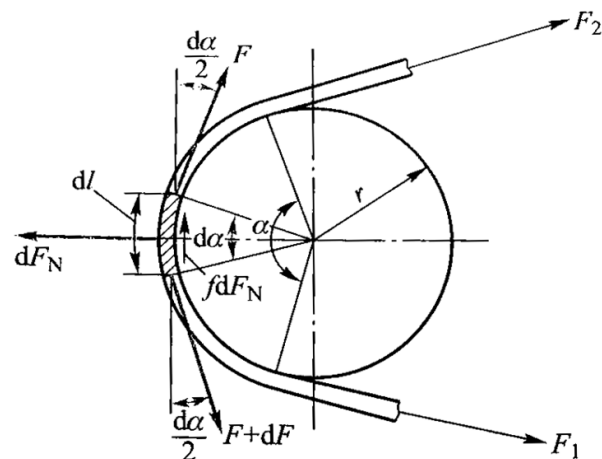
## § 13-2 带传动的受力分析

### 4 紧边拉力 $F_1$ 和松边拉力 $F_2$ 的关系

取平带上一微弧段 $d\alpha$ ，由图中水平与竖直方向受力平衡可得：

$$dF_N = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2}$$

$$f dF_N = (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - F \cos \frac{d\alpha}{2}$$



因  $d\alpha$  很小，可取  $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ ， $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$ ，并略去二阶微量  $dF \frac{d\alpha}{2}$ ，将以上两式化简得

$$dF_N = F d\alpha$$

$$f dF_N = dF$$

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha \quad \Rightarrow \quad \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha f d\alpha \quad \Rightarrow \quad \ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha$$

## § 13-2 带传动的受力分析

带在带轮上即将打滑而尚未打滑的临界状态时  
可用著名的欧拉公式描述：

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha_1}$$

$F_1$ —紧边拉力

$F_2$ —松边拉力

$e$ —自然常数 ( $e=2.718\cdots$ )

$f$ —摩擦系数 (对V带用当量值)

$\alpha_1$ —带在小带轮上的包角, rad







## § 13-2 带传动的受力分析

### 5 最大有效圆周力

联立上述三式, 可得传动带所能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$

$$\begin{cases} F_1 = F_2 e^{f\alpha_1} & (1) \\ 2F_0 = F_1 + F_2 & (2) \\ F = F_1 - F_2 & (3) \end{cases}$$

$$F_{\max} = 2F_0 \frac{1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}{1 + \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}$$

临界状态传递的有效圆周力称为最大有效圆周力。

讨论:

最大有效圆周力 $F_{\max}$ 与初拉力 $F_0$ 、小带轮包角和摩擦系数等因素有关。 $F_0$ 大, 包角大, 摩擦系数大, 则带传动的摩擦力大, 传递的最大有效圆周力也大。



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

## § 13-3 带的应力分析

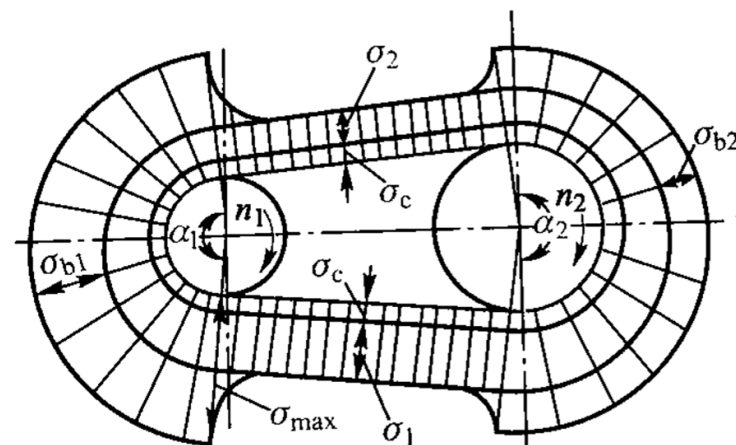
### ★ 传动带的应力分析

#### 1 由紧边和松边拉力产生的应力

紧边拉应力  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$

松边拉应力  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$

有效拉应力  $\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F}{A}$



$A$ : 带的横截面积,  $\text{mm}^2$

特点：紧边和松边拉力产生的应力不相等，绕主动轮时逐渐减小，绕从动轮时则逐渐增大。

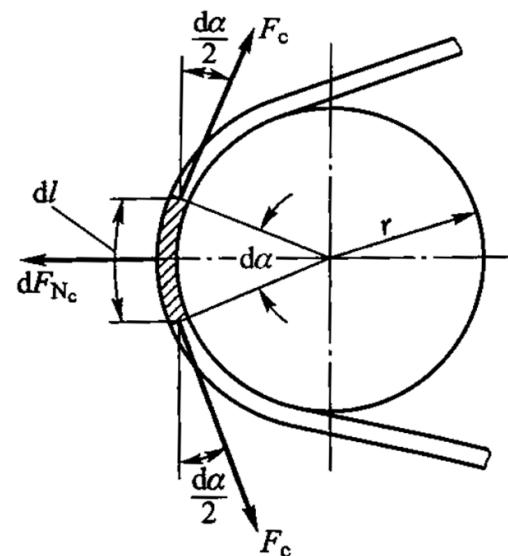
## § 13-3 带的应力分析

### 2 由离心力产生的应力

$$dF_{N_c} = (rd\alpha)q \frac{v^2}{r} = qv^2 d\alpha$$

$$2F_c \sin \frac{d\alpha}{2} = qv^2 d\alpha$$

$dF_{N_c}$ —微弧 $d$ 上产生的离心力  
 $F_c$ —离心力在微弧 $d$ 上产生的拉力



$$F_c = qv^2 \quad \sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A}$$

$q$ —普通V带单位长度质量

特点：离心力发生在带作圆周运动的部分，引起带的拉力作用于带的全长，引起的应力也作用于带的全长上，且各处大小相等。

## § 13-3 带的应力分析

### 3 由带弯曲产生的应力

$$\sigma_b = \frac{E_b Y_a}{\rho} = \frac{2E_b Y_a}{d_d} \text{ MPa}$$

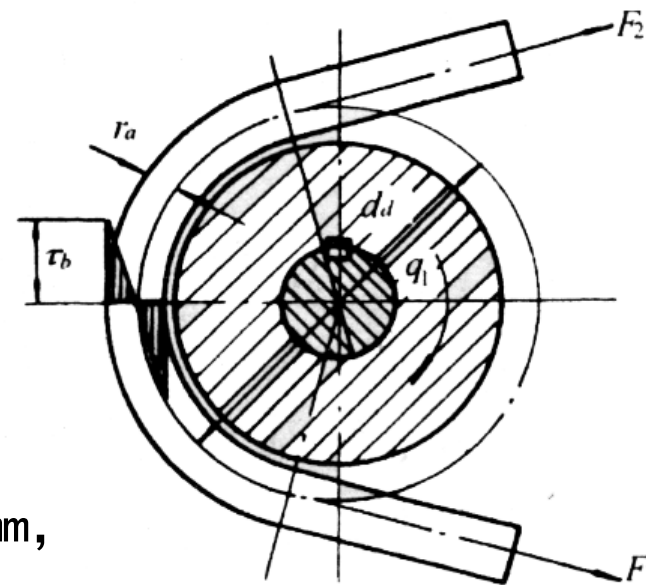
式中：  $d_d$ —带轮基准直径， mm

$\rho$ —曲率半径，  $\rho = d_d/2$ ， mm

$Y_a$ —带受拉侧最外层至中性层的距离， mm，

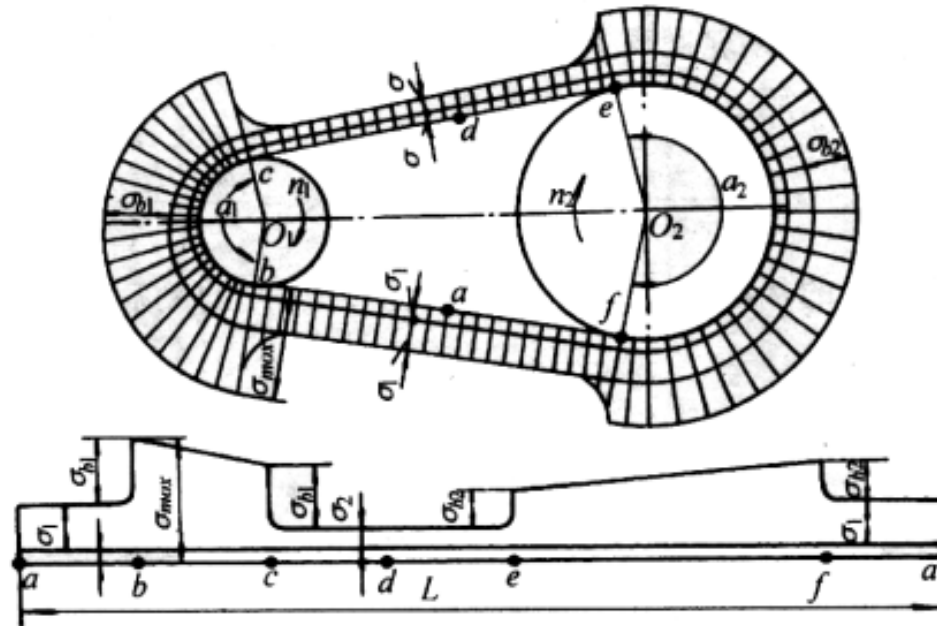
对平带  $Y_a = h/2$ ， 对V带  $Y_a \approx h_a$

$E_b$ —带材料的弯曲弹性模量



特点：弯曲应力只发生在带绕在带轮的部分，小带轮弯曲应力大。

## § 13-3 带的应力分析



如图，最大应力产生在：由紧边进入小带轮的b点处

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$



## § 13-3 带的应力分析

### 4 应力循环总次数

$$N = 3600kT \frac{v}{L}$$

式中：

$v$  — 带速，m/s

$L$  — 带长，m

$v/L$  — 每秒钟带绕行整周的次数（绕行频率）

$T$  — 带的寿命，h

$k$  — 带轮数，一般取2，即带每绕转一整周完成两个应力循环



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

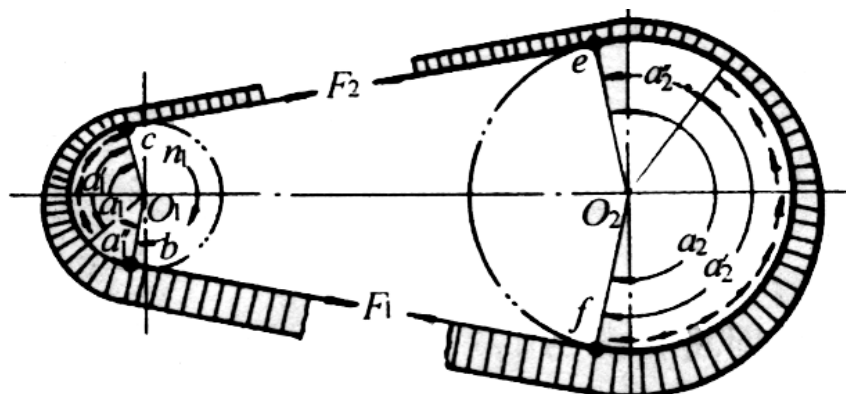
13-8 同步带简介

13-9 链传动简介



## § 13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

### 带传动的弹性滑动和打滑现象



$$V_1 > V_2$$

主动轮圆周速度大于  
从动轮圆周速度。

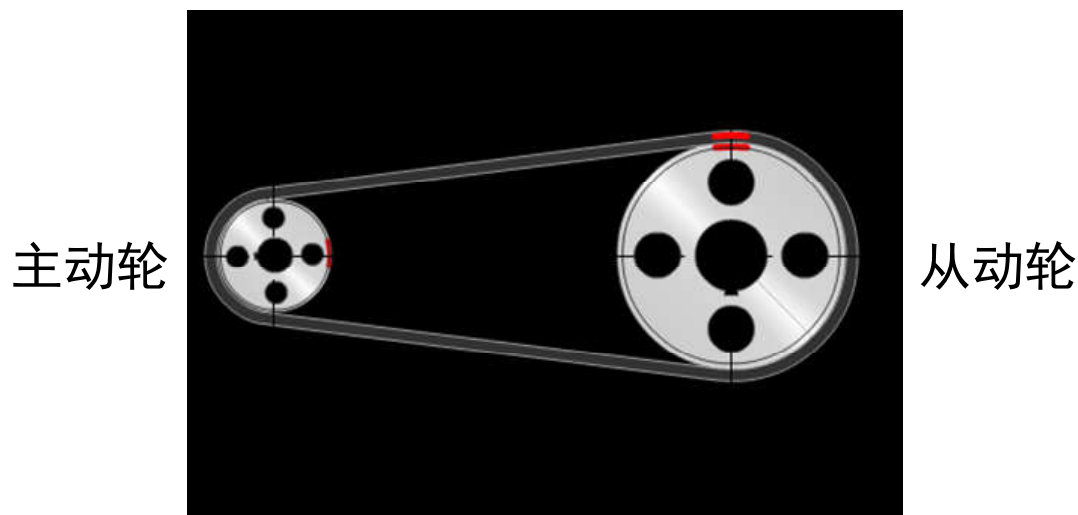
假设：带为弹性，受力伸长。带轮可以视为刚性体，受摩擦力不变形。

分析：当带的紧边在b点进入主动轮时，带和轮线速度相等，均为 $V_1$ ，当由b到c过程中， $F_1$ 逐渐减小为 $F_2$ ，带的伸长量减少，带相对带轮向后缩了一点，使带速逐渐落后带轮速度，而主动带轮上各点速度不变，到c点后带速降为 $V_2$ ，带和带轮的速度差导致了带与带轮之间产生一种微观相对滑动，即弹性滑动。

## § 13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

### 1、弹性滑动

- 1) **弹性滑动定义**：由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间的微观相对滑动现象称为弹性滑动。
- 2) **弹性滑动特点**：弹性滑动是带传动中不可避免的现象，摩擦型带正常工作时固有的特性。





## § 13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

### 3) 弹性滑动会引起下列后果：

- 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度；造成主动轮 $v_1 > \text{带速} v > \text{从动轮} v_2$
- 损失一部分能量，降低了传动效率，会使带的温度升高；并引起传动带磨损。

4) **滑动率定义**：由于弹性滑动引起从动轮圆周速度低于主动轮圆周速度，其相对降低率通常称为带传动**滑动系数**或**滑动率**

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi d_{d1} n_1 - \pi d_{d2} n_2}{\pi d_{d1} n_1} \quad \longrightarrow \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \varepsilon)} \quad n_2 = \frac{n_1 d_{d1}(1 - \varepsilon)}{d_{d2}}$$

通常  $\varepsilon = (1 \sim 2)\%$



## § 13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

### 2、打滑

#### 1) 打滑定义：

若传递的基本载荷超过最大有效圆周力, 带在带轮上发生显著的宏观相对滑动即打滑。

#### 2) 打滑位置：

带在大轮上的包角**大于**小轮上的包角, 所以**打滑总是在小轮上先开始的**。

#### 3) 打滑后果：

造成带的**严重磨损**并使带的**运动处于不稳定**状态。

#### 4) 打滑避免☹(打滑是非正常工作状态)：

打滑是由于过载引起的, **避免过载**就可以避免打滑。



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

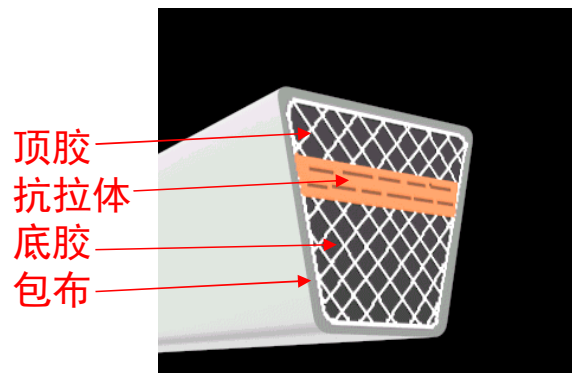
13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

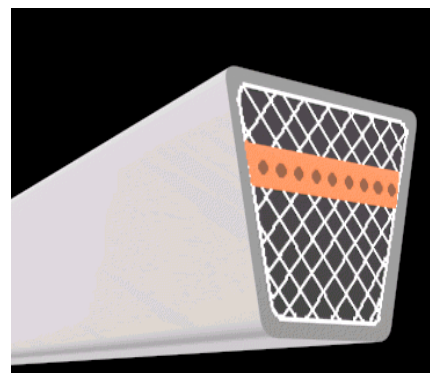
## § 13-5 V带传动的计算

### V带的结构（2类）

顶胶层，抗拉层（帘布芯结构和线绳结构），底胶层，包布层（4层）  
棉纤维和化学纤维

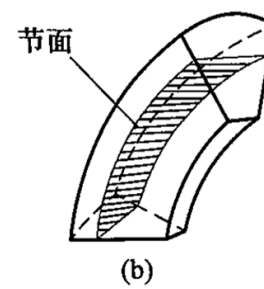
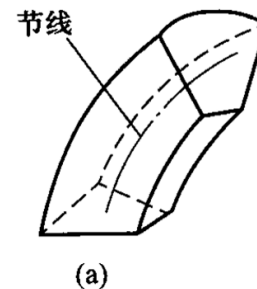


制造较方便



挠性好  
承载力高  
寿命长  
用于转速高  
带轮小  
结构紧凑传动

当带受纵向弯曲时，在带中保持原长度不变的任一条周线称为**节线**，由全部节线构成的面称为**节面**，带的节面宽度称为**节宽**( $b_p$ )，当带受纵向弯曲时，**该宽度保持不变**。



## § 13-5 V带传动的计算

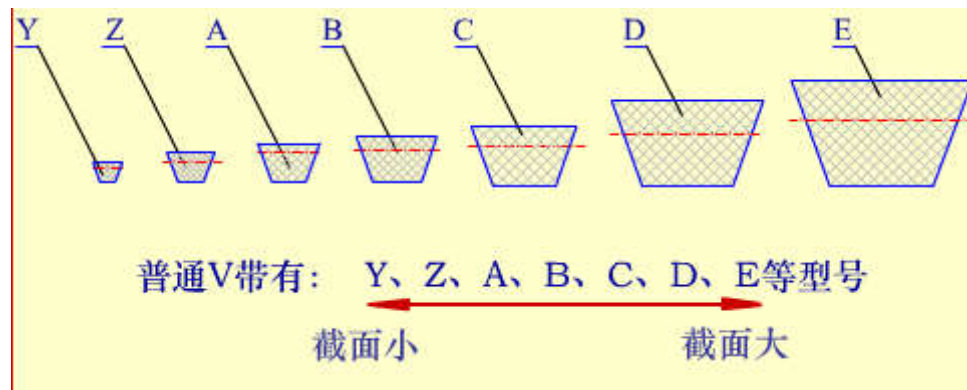
### 普通V带的型号和基本尺寸

- 1 普通V带分为Y、Z、A、B、C、D、E七种型号
- 2 国家标准（GB11544—89）规定，普通V带的长度用基准长度 $L_d$ 表示。  
见教材表格13-2，基准长度有标准系列值。

### 普通V带七种型号基本尺寸表

普通V带截面基本尺寸

带型	Y	Z	A	B	C	D	E
$b/\text{mm}$	6.0	10	13	17	22	32	38
$b_p/\text{mm}$	5.3	8.5	11	14	19	27	32
$h/\text{mm}$	4.0	6	8	11	14	19	25
$h_p/\text{mm}$	0.96	2.01	2.75	4.12	4.8	6.87	8.24
$\varphi$	40°						
$m/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$	0.02	0.06	0.1	0.17	0.3	0.6	0.9





## § 13-5 V带传动的计算

### 带传动的失效形式和设计准则

- 1 带传动的**失效形式**：**打滑**和**疲劳破坏**。
- 2 带传动的**设计准则**：在保证带工作时**不打滑**的条件下，具有一定的**疲劳强度和寿命**。

仅体现疲劳破坏  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \leq [\sigma]$

$[\sigma]$  --在一定条件下，由带的疲劳强度决定的  
许用拉应力

当  $\sigma_{\max} = [\sigma]$  带传动将发挥最大效能(强度计算)

$$\sigma_1 = [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c$$





## § 13-5 V带传动的计算

在即将打滑的临界状态下，带传动的最大有效圆周力

仅体现打滑状态 
$$F_{\max} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right) \text{ N}$$

什么参量能表征带的能力？

单根带允许传递功率 $P_0$ ：带既不打滑又有一定疲劳强度时所能传递的功率

综合体现疲劳破坏和打滑 
$$P_0 = ([\sigma] - \sigma_{b_1} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha_1}}\right) \frac{Av}{1000} \text{ kW}$$



## § 13-5 V带传动的计算

公式为单根V带传递功率测试的特定条件：

- 载荷平稳
- 包角  $\alpha_1 = \pi$  ( $i = 1$ )
- 带长  $L_d$  为特定长度
- 强力层为化学纤维绳芯结构

单根普通V带的  $P_0$  可查表13-4

单根窄V带的  $P_0$  可查表13-5

实际工作的条件往往与以上条件不符，需加以修正。实际单根带所能传递的许用功率：

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L$$

$\Delta P_0$  ---- 功率增量：  $i \neq 1$ , ( $i > 1$ ) , 带在大带轮上的弯曲应力小，同等寿命情况下，允许传递功率增加

$K_\alpha$  ---- 包角修正系数，考虑  $\alpha_1 \neq 180^\circ$  时对传动能力的影响，见表13-8

$K_L$  ---- 带长修正系数，考虑带长不为特定长度时对带传动能力的影响，普通V带的带长修正系数见表13-2，窄V带的带长修正系数见表13-3



## § 13-5 V带传动的计算

### 普通V带传动的设计计算

#### 一、普通V带传动的设计主要任务

选择带的型号，计算带的根数以及合理的确定有关参数，设计出带轮的零件工作图等。

#### 二、设计V带传动的一般已知条件

- 1 传动用途和工作条件；
- 2 传动的功率 $P$ ；
- 3 主动轮、从动轮的转速 $n_1$ 和 $n_2$ 或传动比 $i$ ；
- 4 其他要求，如对传动位置和外部尺寸要求等。



## § 13-5 V带传动的计算

### 三、设计计算的一般步骤和方法

#### 1 确定设计功率

满足带传动既不打滑又有一定的疲劳强度的综合指标时带所传递的功率；

不同工作条件，允许传递的功率不同。

设计功率 $P_d$ 不是带传递的名义功率 $P$ ，而是综合考虑载荷性质、原动机类型、工作时间等因素来确定；引入“工作情况系数” $K_A$

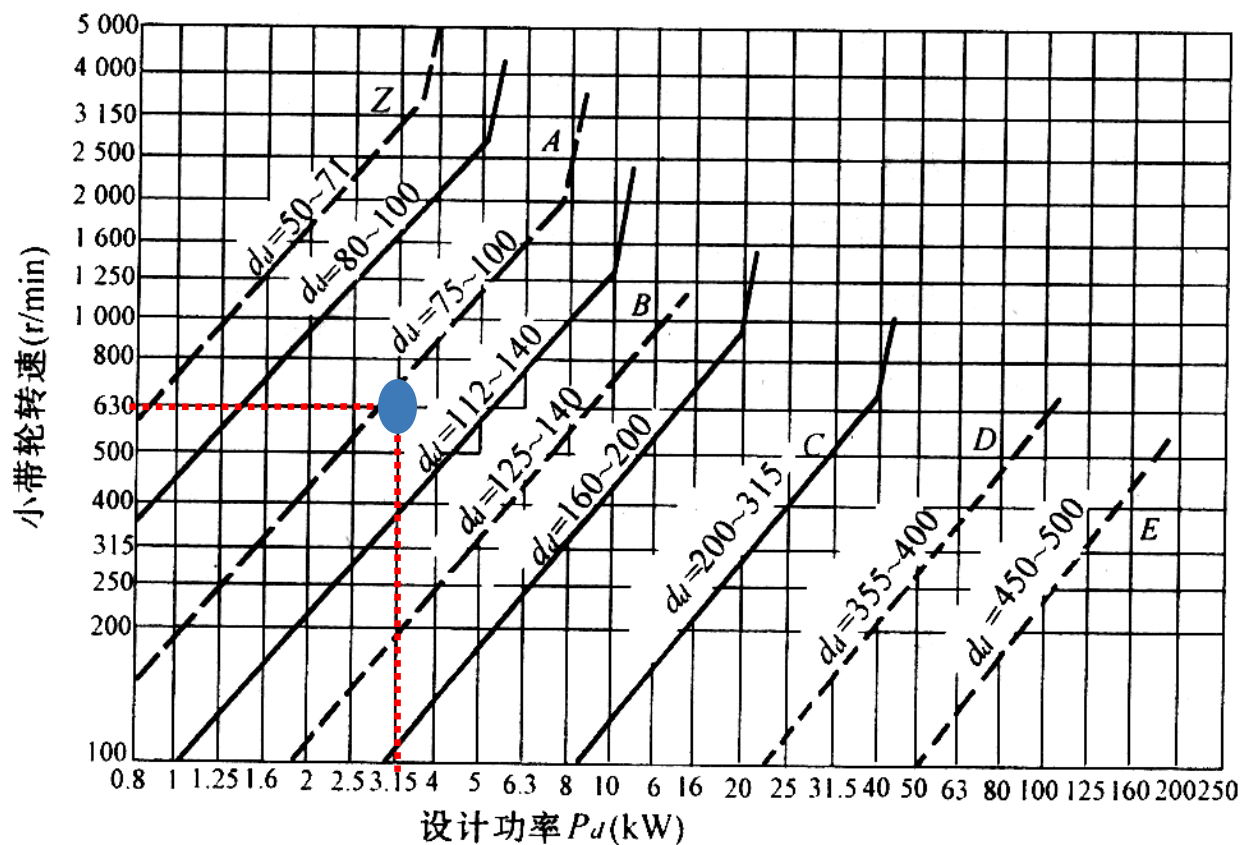
$$P_d = K_A P$$

#### 2 选择带型

由小带轮转速和设计功率查表图确定

## § 13-5 V带传动的计算

普通V带选型图



注意：交点在两种型号之间的选择方法？

一般取相邻两种型号同时计算，比较结果，最后选定一种。



## § 13-5 V带传动的计算

### 3 确定带轮的基准直径 $d_{d1}$ 和 $d_{d2}$

先选择小带轮直径， $d_{d1}$ 增大，结构大， $d_{d1}$ 减小，弯曲应力增大

槽型	Y	Z	A	B	C	D	E
$d_{dmin}$	20	50	75	125	200	355	500

$d_{dmin}$ ：许用的最小带轮基准直径

计算大带轮直径

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} \quad (\text{未给出滑动率})$$

最后，大、小带轮直径都要取标准系列值。

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} (1 - \varepsilon) \quad (\text{给出滑动率})$$



## § 13-5 V带传动的计算

### 4 验算带的速度 $v$

$P=Fv/1000$ ,  $P$ 不变,  $v$ 增大, 圆周力 $F$ 减小, 带的根数减小;  
但是, 带的循环次数 $N$ 增大, 寿命下降, 同时使离心力增大导致接  
触力下降, 圆周力 $F$ 减小, 结果使设计功率 $P_d$ 下降。(参数之间相互制约)

一般在 $v=5\sim 25\text{m/s}$ 内选取, 以  $v=20\sim 25\text{m/s}$ 最为有利 (尽量选大)

### 5 确定中心距 $a$ 和V带长度 $L_d$

考虑结构紧凑应取小 $a$ , 但带长变短, 同样时间内循环次数 $N$ 增大,  
带的寿命下降, 同时包角减小, 传动能力下降。

#### 1) 由经验公式初选 $a_0$

$$0.7(d_{d_1} + d_{d_2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d_1} + d_{d_2})$$



## § 13-5 V带传动的计算

### 2) 计算 $L_{d0}$

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

### 3) 查 $L_d$ ，取标准系列值

### 4) 再计算实际中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2}$$

有调整中心距要求时:

$$a_{\max} = a + 0.03L_d$$

$$a_{\min} = a - 0.015L_d$$

## 6 计算小带轮包角 $\alpha_1$

$\alpha_1$ 与 $i$ 有关,  $i$ 越大,  $d_{d2} - d_{d1}$ 越大,  $\alpha_1$ 越小。为保证 $\alpha_1$ 不过小, 通常要限制传动比 $i$ 不宜过大。一般 $i \leq 7$ , 个别情况下可达到 $i=10$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \varepsilon)}$$

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



## § 13-5 V带传动的计算

### 7 确定V带的根数 $z$

$$z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

单根V带的许用功率 $[P_0]$

带长修正系数

包角修正系数

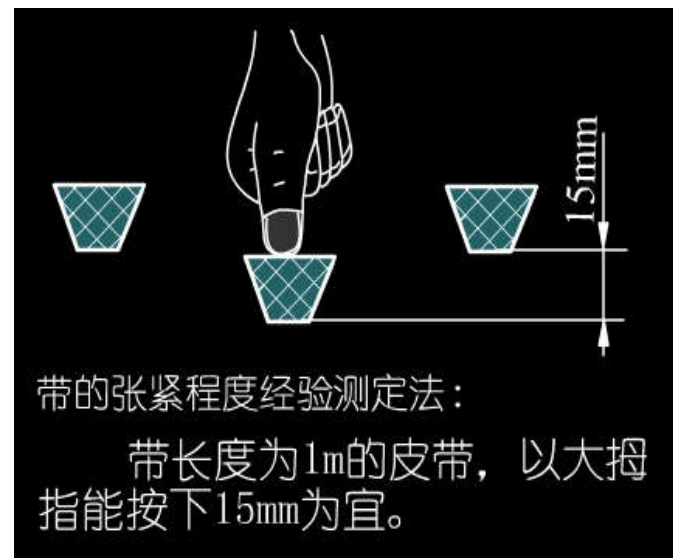
限制 $z < 10$ 根， $z$ 大，则各根带受力不均

### 8 确定初拉力 $F_0$

$F_0$ 过大，带的寿命下降，压轴力大；反之， $F_0$ 过小，带的传动能力又不能充分发挥，单根V带初拉力：

$$F_0 = 500 \frac{P_d}{vz} \left( \frac{2.5 - K_\alpha}{K_\alpha} \right) + qv^2 \quad \text{N}$$

$q$ —普通V带单位长度质量



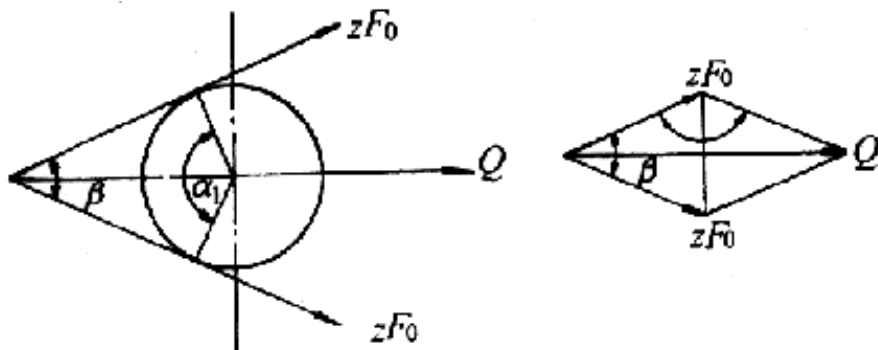
## § 13-5 V带传动的计算

### 9 计算作用在轴上的压轴力 $Q$

为了求得对张紧装置应加的力及计算轴和轴承的需要，应计算传动带作用在轴上的压力 $Q$ 。

$Q$  等于松边和紧边拉力的向量和，如果不考虑带两边的拉力差，可以近似地按带两边所受初拉力的合力来计算。

$$Q = 2F_0 z \cos \frac{\beta}{2} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



$z$ : 带的根数



## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

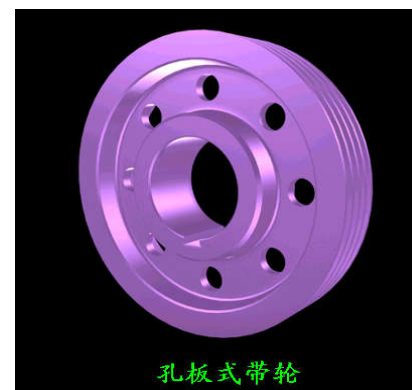
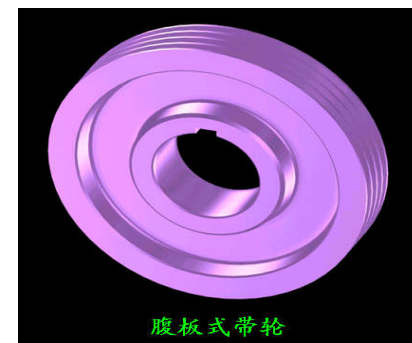
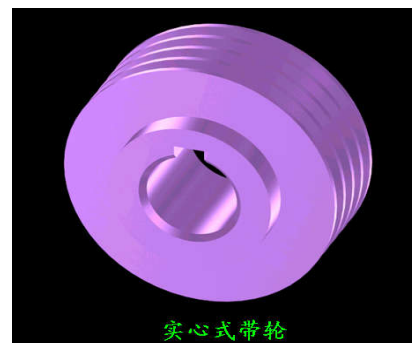
## § 13-6 V带轮的结构

### 一、带轮通常由三部分组成：

{ 轮缘  
轮轂  
轮辐或腹板

### 二、带轮典型结构

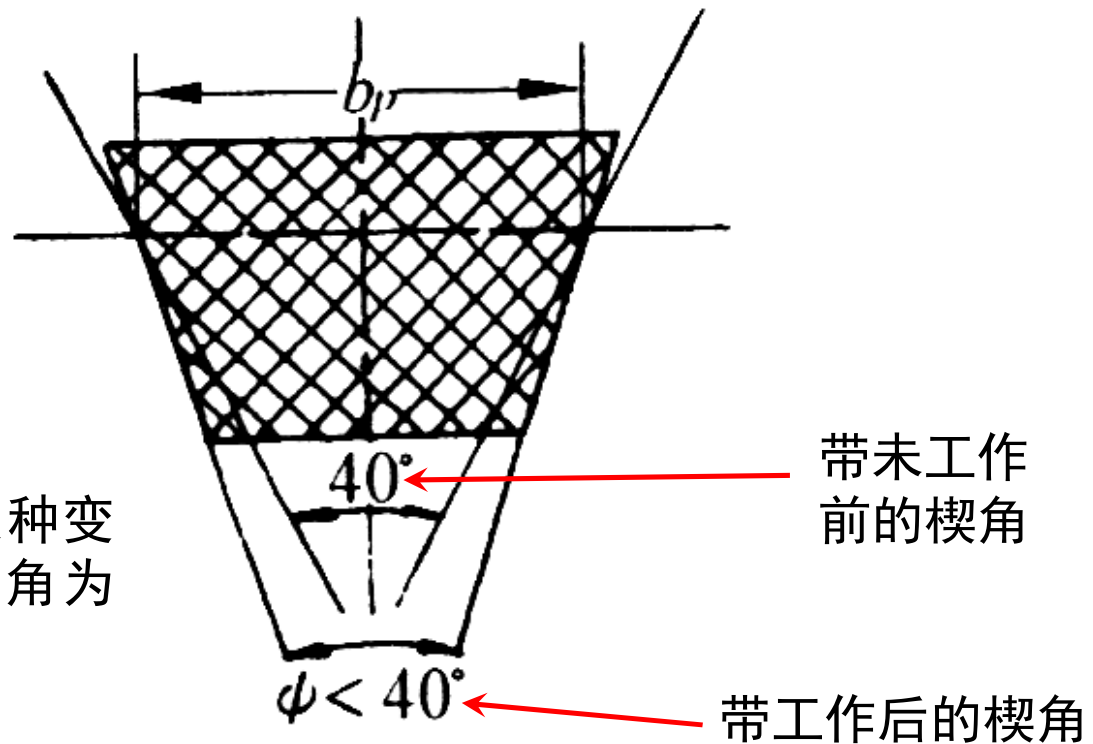
{ 实心式，用于较小尺寸  
腹板式，用于中小尺寸  
孔板式，用于较大尺寸  
轮辐式，用于特大尺寸



## § 13-6 V带轮的结构

V带弯曲后楔角（两侧面的夹角）的变化

V带轮设计时要适应这种变化，  
国标规定带轮槽角为  
**32°，34°，36°，38°**





## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

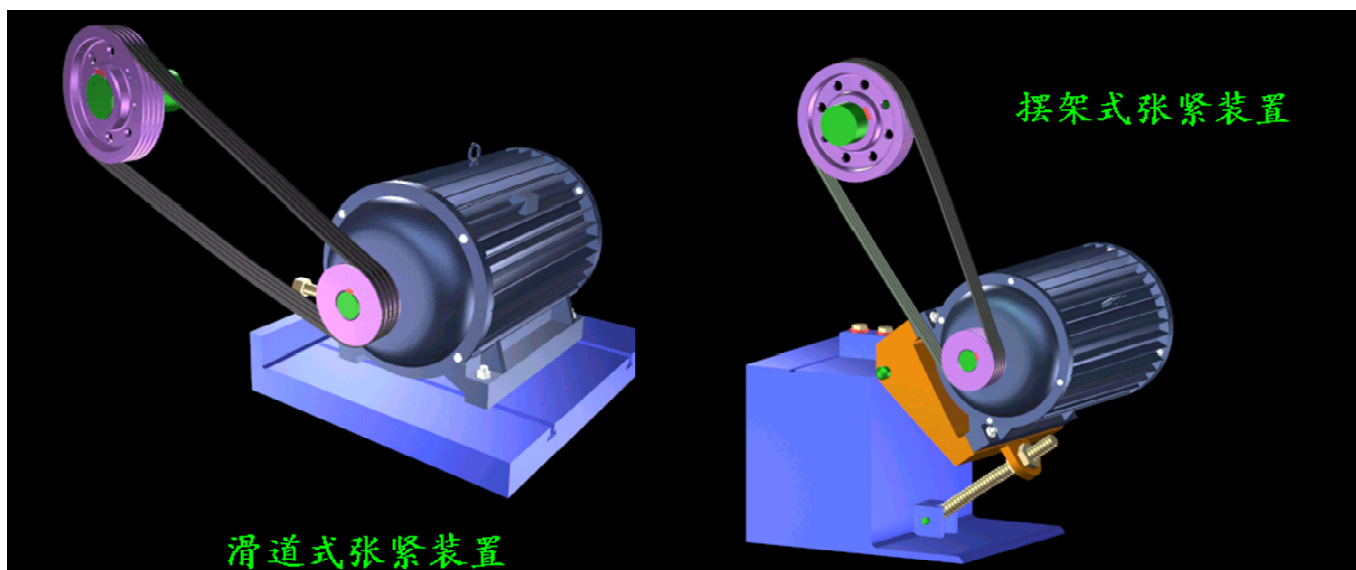
13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

## § 13-7 带的张紧

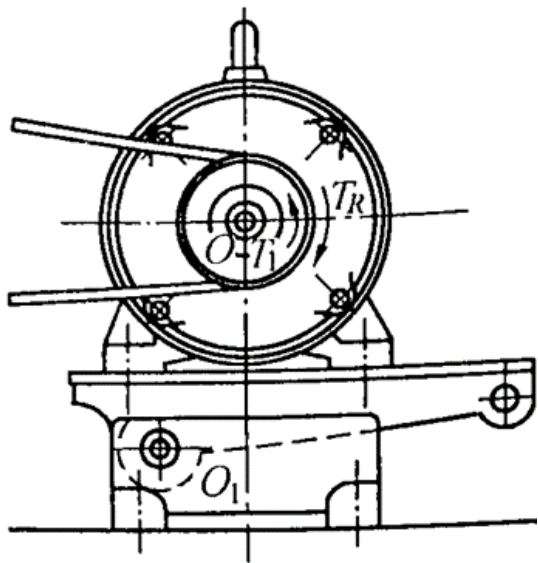
带非完全弹性体，伸长而松弛（ $F_0 \downarrow$ -传动能力 $\downarrow$ -张紧-改变 $a$ 或带长）

- 1、定期张紧装置一定定期改变中心距。
- 2、张紧轮张紧装置—中心距固定，用张紧轮调节。
- 3、自动张紧装置—可随外载荷变化自动调节张紧力。



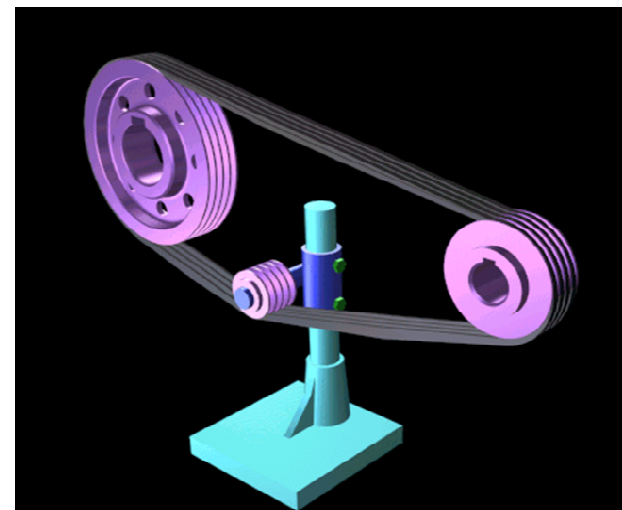
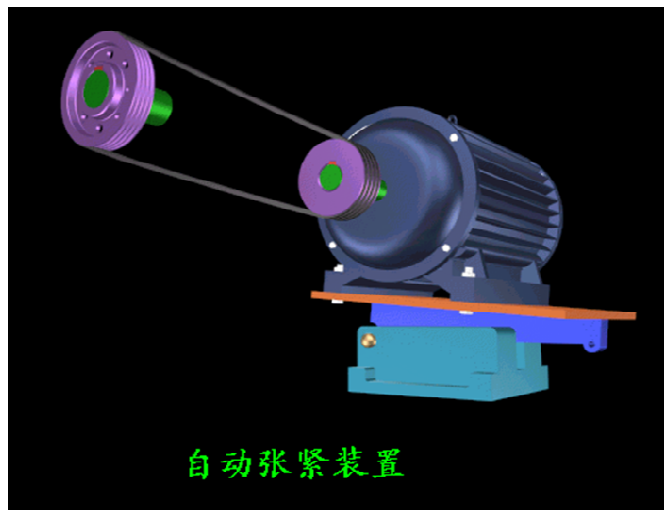
## § 13-7 带的张紧

### 自动张紧



带轮对电机轴施加反力矩  $T_R$ ，使电机轴  $O$  绕摇摆架轴  $O_1$  向外摆动。

### 用带轮张紧



张紧轮可置于内或外侧，差异？

内侧：带的弯曲小，包角减小，靠近大轮、常用

外侧：带的弯曲大，包角增大，结构受限时使用





## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

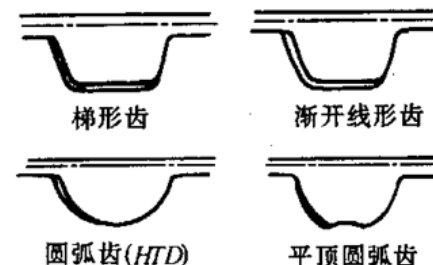
13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

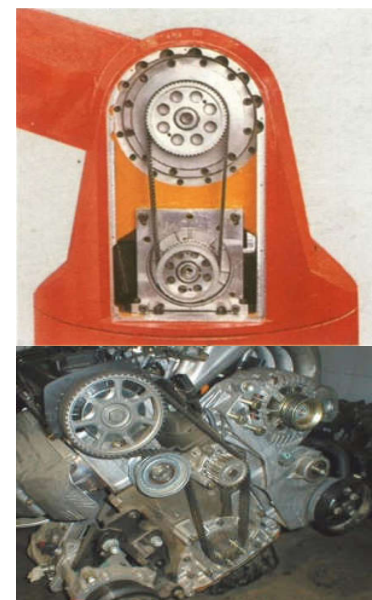
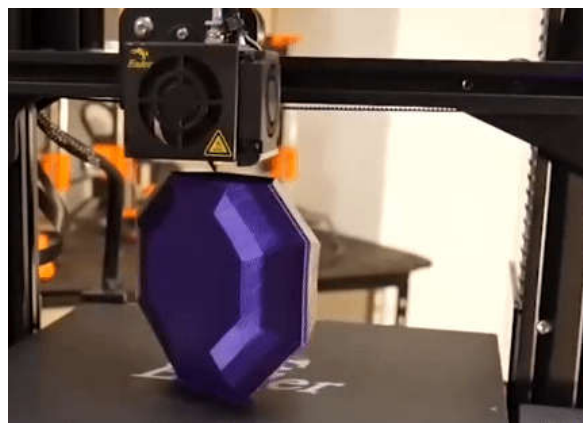
## § 13-8 同步带简介

同步带是一种齿形啮合带，工作时靠带齿与轮齿啮合传动。主要用于传动。带与带轮无相对滑动，能保持两轮的圆周速度同步。



### 同步带的应用：

仪器、仪表  
计算机行业  
汽车行业  
纺织机械  
粮食机械  
机床  
石油机械



## § 13-8 同步带简介

同步带的特点：

传动比准确

效率高

传动平稳、带速高

使用寿命长

中心距大

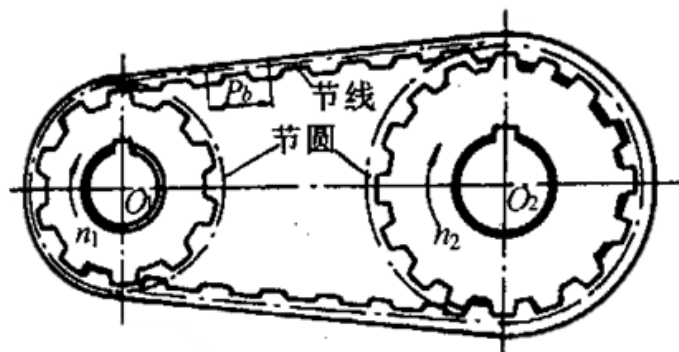
承受冲击

轴上压力小

价格高

制造安装要求高

不适于大动力传动



同步带传动





## 第十三章 带传动

---

13-1 带传动的类型和应用

13-2 带传动的受力分析

13-3 带的应力分析

13-4 带传动的弹性滑动、传动比和打滑现象

13-5 V带传动的计算

13-6 V带轮的结构

13-7 带的张紧

13-8 同步带简介

13-9 链传动简介

## § 13-9 链传动简介

### 链传动的类型、特点及应用

1. 组成：主、从动链轮+链条
2. 工作原理：带中间挠性件的啮合传动
3. 分类（按用途分）：
 

{	传动链	{	滚子链
	起重链		齿形链
	输送链		



国家标准GB1243.1—83：链号—排数—整链链节数  
如：16A—1—88

## § 13-9 链传动简介

优点：与带传动相比：

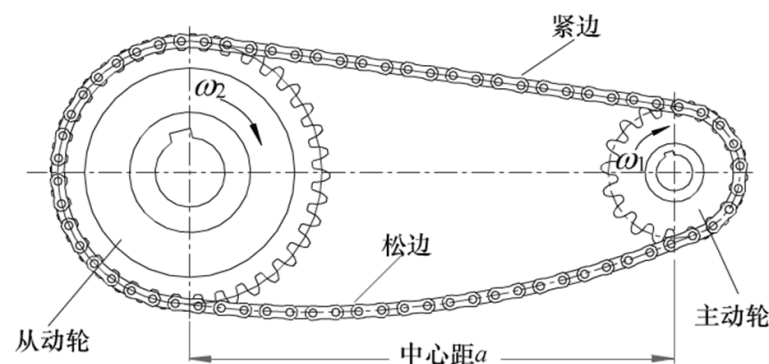
1. 无弹性打滑，能保证准确的平均传动比
2. 传动效率较高，0.95 - 0.98
3. 压轴力较小，可传递较大的功率
4. 能适应恶劣环境（油污、高温等）

与齿轮传动相比：

1. 制造和安装精度要求较低
2. 易于实现较大中心距的传动。

缺点：

1. 只能实现平行轴间的同向转动
2. 瞬时传动比不恒定
3. 工作中有冲击和噪声、易发生跳齿
4. 不适用于载荷变化大、高速和急速反向的传动





## § 13-9 链传动简介

应用：

链传动：低速级、 $P \leq 100\text{kW}$ 、 $v \leq 15\text{m/s}$ 、传动比  $i \leq 8$ 、中心距  $\leq 5-6\text{m}$  的场合。

带传动：高速级、 $P \leq 50\text{kW}$ 、 $v = 5-25\text{m/s}$ 、传动比  $i \leq 7$  的场合。

	齿轮	链	带
承载能力	高	中	低
结构	小		大
成本	高		低
效率	高		低
吸振能力	差		好
传动比	恒定	平均—恒定 瞬时—波动	不恒定
速度	高低	低	高
工作环境	不限	不限	不太恶劣

# 机械设计基础

## 第十四章 轴

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院





14-1 轴的功用和类型

14-2 轴的材料

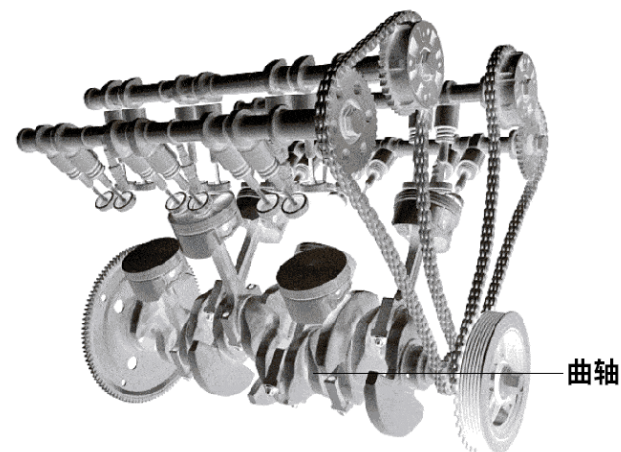
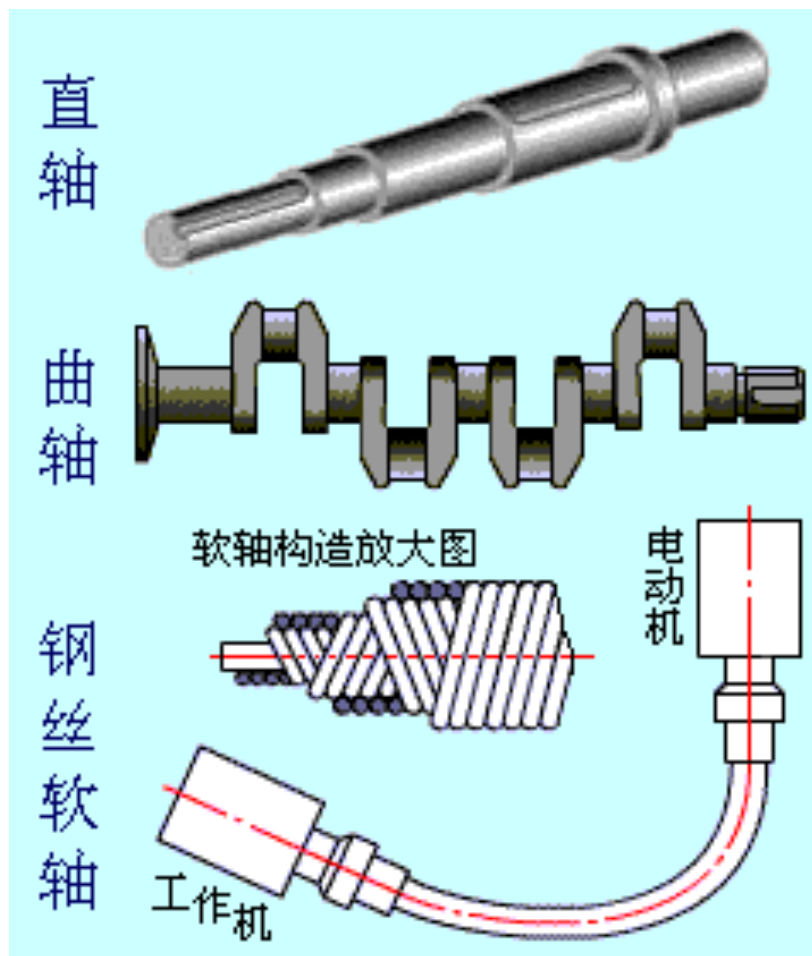
14-3 轴的结构设计

14-4 轴的强度计算

## § 14-1 轴的功用和类型

### 一、轴的分类

#### 按轴线形状分类

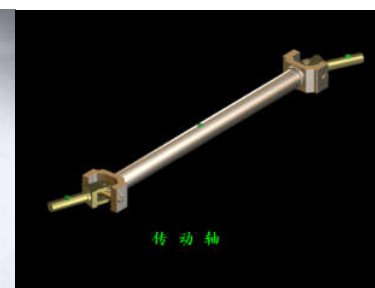
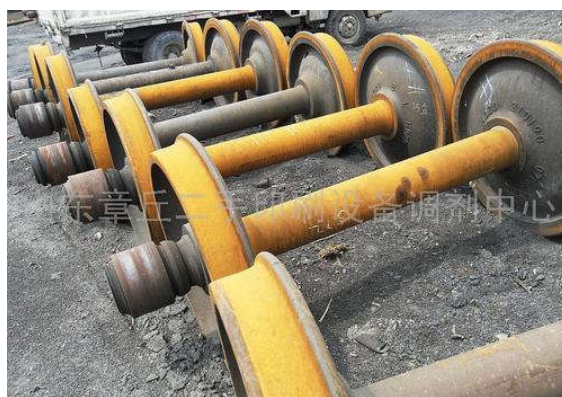
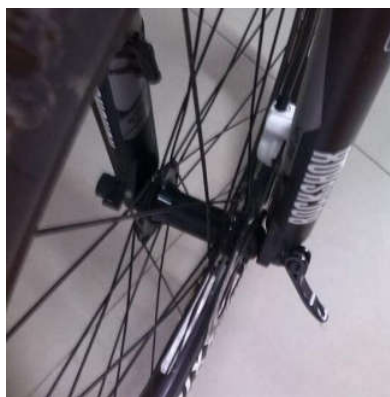


V型6缸发动机

## § 14-1 轴的功用和类型

### 按承受载荷分

转轴	工作时既承受弯矩又承受转矩的轴称为转轴。	变速箱齿轮轴
心轴	用来支撑转动零件且只承受弯矩而不传递转矩的轴称为心轴。	<div>转动心轴 火车车轮轴</div> <div>固定心轴 自行车前轮轴</div>
传动轴	用来传递转矩而不承受弯矩的轴称为传动轴。	汽车传动轴





14-1 轴的功用和类型

14-2 轴的材料

14-3 轴的结构设计

14-4 轴的强度计算



## § 14-2 轴的材料

### 轴的材料主要采用

#### 碳素钢

常用的优质碳素钢有30、40、45、和50钢，其中45钢应用最多，调质或正火；不重要可用Q235

#### 合金钢

常用的合金钢有20Cr、40Cr、35SiMn和35CrMo等，强度高，热处理性能好；价贵，应力集中敏感；要油中淬火

钢材的种类和热处理对其弹性模量的影响甚小，因此采用合金钢或通过热处理来提高轴的刚度并无失效。

合金钢对应力集中敏感度较高，设计合金钢轴时，应从结构上避免或减小应力集中，并减小其表面粗糙度。

**轴的毛坯**一般为圆钢或锻件，形状复杂的轴（如曲轴）也使用铸钢或球墨铸铁等（价格低廉、吸振性较好、对应力集中敏感性较低、强度较好）。



14-1 轴的功用和类型

14-2 轴的材料

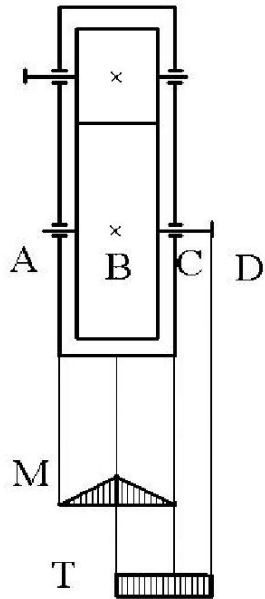
14-3 轴的结构设计

14-4 轴的强度计算

## § 14-3 轴的结构设计

### 轴的受力、应力及失效形式

以减速器的**输出轴**为例来讨论转轴的**受力**、**应力**及**失效形式**



在**AB**之间的任意截面上，只有弯矩 $M$ ，因此只有弯曲应力  $\sigma_b$

在**BC**之间的任意截面上，既作用有弯矩 $M$ ，又作用有转矩 $T$ ，因此，既有弯曲应力  $\sigma_b$ ，又有扭转剪应力  $\tau$

而在**CD**之间的任意截面上，只作用有转矩 $T$ ，因此只有扭转剪应力  $\tau$

轴在变应力作用下工作，一般其失效形式是**疲劳断裂**，是一种损伤累积过程。初期为小裂纹，随应力循环扩展，造成强度不足，断裂。



## § 14-3 轴的结构设计

### 三、轴的设计

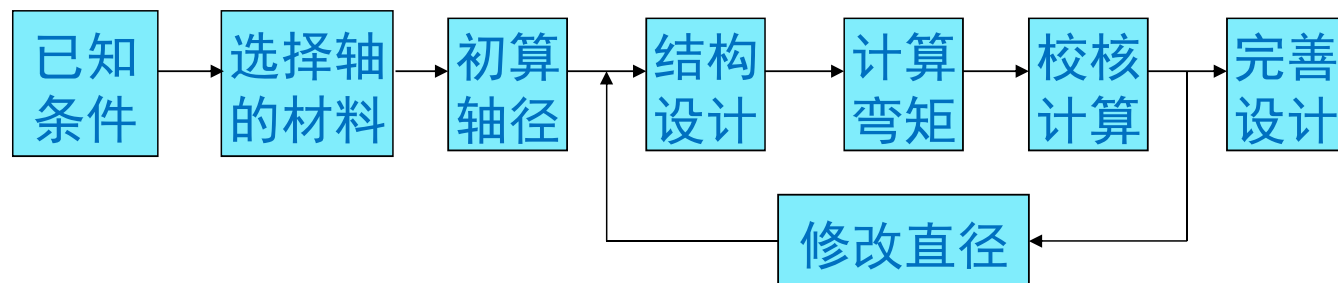
轴的设计主要解决两个方面的问题

**设计计算**—保证承载能力，要做强度计算，有时还有刚度、振动等计算。

**结构设计**—确定轴的形状和尺寸。装拆定位加工等要求。

转轴的设计分三步进行：

1. 初定**轴径**；
2. 结构设计：画草图，确定轴的各段尺寸，得到**轴的跨距和力的作用点**；
3. 计算弯矩、弯曲应力及扭剪应力，进行**校核计算**。



转轴设计程序框图





## § 14-3 轴的结构设计

### 轴径的初步估算方法

一、类比法 参考同类型已有机器的轴结构和尺寸确定欲设计的轴径

二、经验公式计算 高速输入轴的直径 $d$ 可按与其相联的电动机轴的直径 $D$ 估算  $d=(0.8\sim1.2)D$

各级低速轴的直径 $d$ 可按同级齿轮传动中心距 $a$ 估算  $d=(0.3\sim0.4)a$

三、按扭转强度计算 计算公式

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2d^3} \leq [\tau] \quad \text{或} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2[\tau]}} \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

当最小直径剖面上有一个键槽时增大5%，当有两个键槽时增大10%，然后圆整为标准直径。



## § 14-3 轴的结构设计

### 轴的结构设计的目的是：

确定轴各部分的结构形状和尺寸，具体就是各段轴径和长度以及过渡圆角等结构。

### 轴的结构设计的主要要求是：

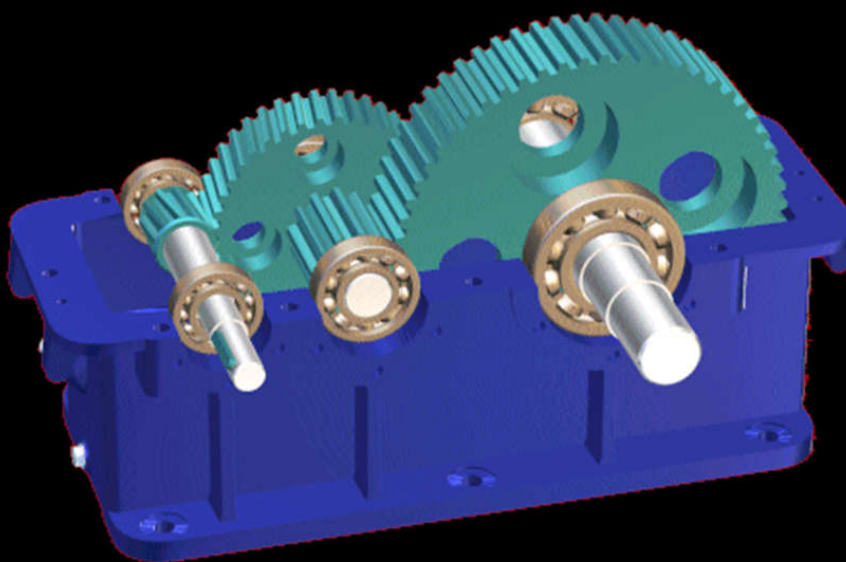
- 1、轴应便于加工，轴上零件应便于装拆。（制造安装要求）
- 2、轴和轴上零件应有正确而可靠的工作位置。（定位要求）
- 3、轴上各零件要牢固而可靠地相对固定。（固定要求）
- 4、轴的受力合理，尽量减少应力集中等。（强度要求）

### 轴的结构设计的一般步骤是：

初算轴径，以此为基础，根据上面的原则边画图边定尺寸，逐步形成轴的各部分的结构形状，设计出的轴一般为阶梯状。

下面以减速器的低速轴为例加以说明

## § 14-3 轴的结构设计



展开式两级圆柱齿轮减速器

## § 14-3 轴的结构设计

### 一、制造安装要求

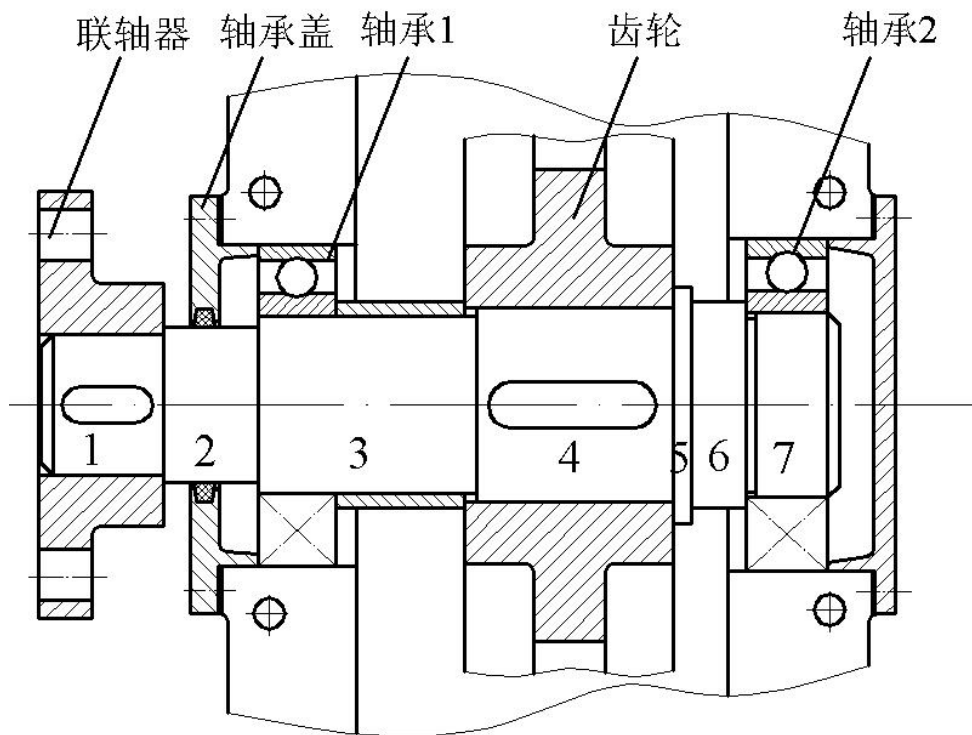
- 阶梯状轴；
- 轴端倒角；
- 形状简单；
- 粗精表面分开；
- 设计越程槽、退刀槽；
- 多个键在同一轴线，键宽应一致，靠近轴端。

### 二、固定要求（定位和固定）

#### 1. 轴上零件的轴向固定

#### 固定方法（常用6种）

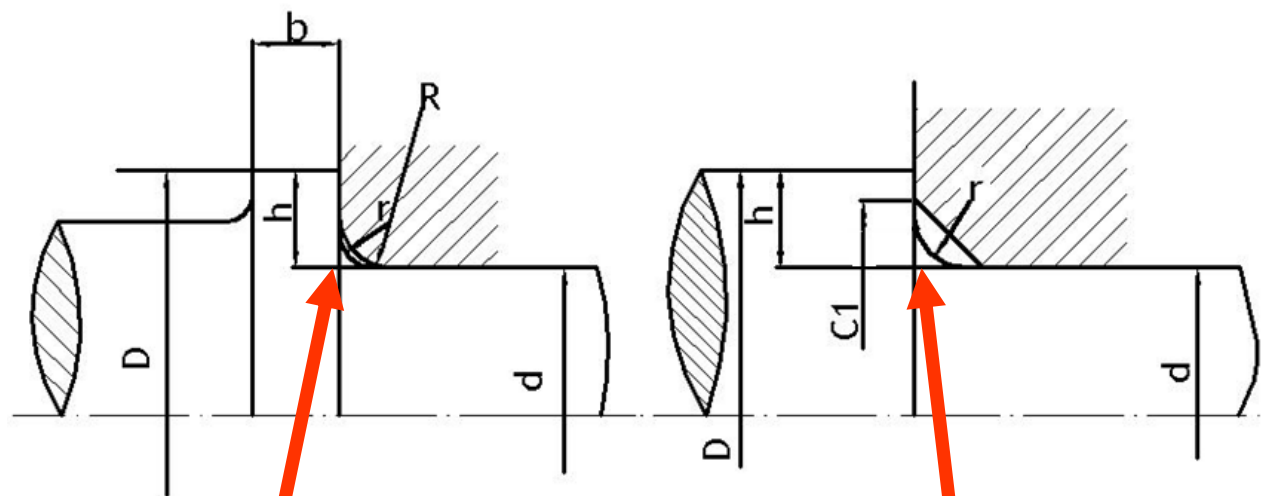
减速器低速轴结构图



## § 14-3 轴的结构设计

### (1) 轴肩固定

轴肩：阶梯轴上截面尺寸变化处称为轴肩，可起轴向定位作用。



轴肩圆角和相配零件的倒角或圆角

轴肩圆角半径  $r < \text{圆角半径} R$

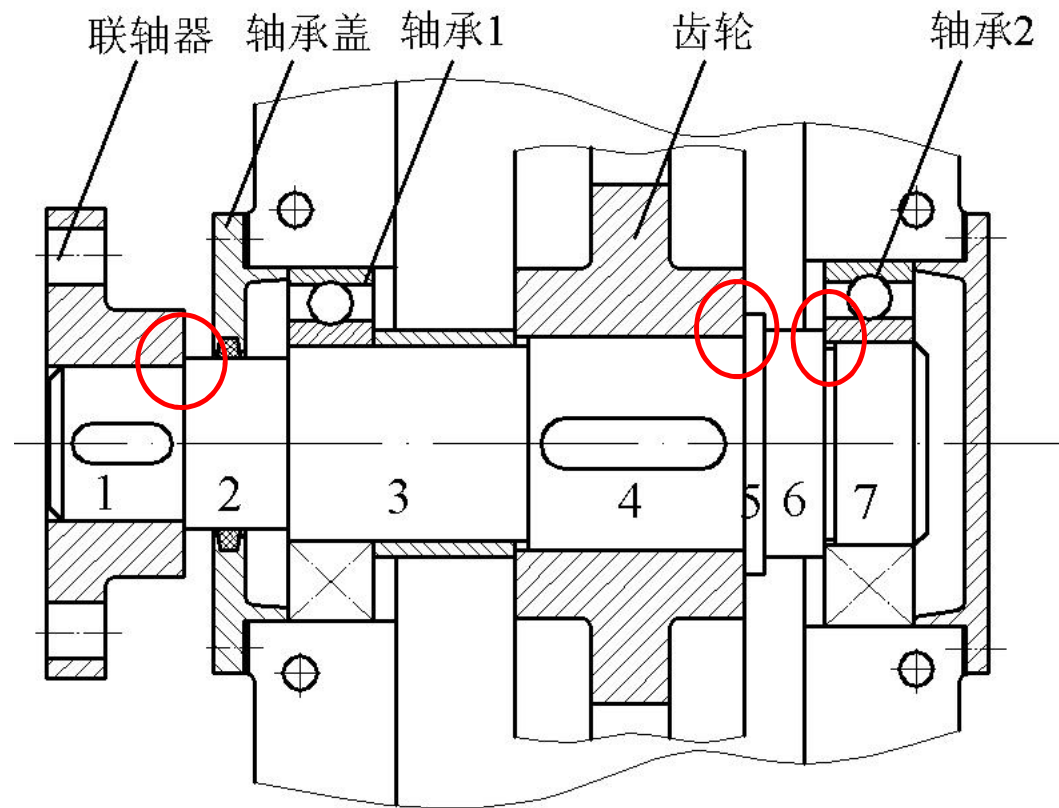
轴肩高  $h > R$

轴肩圆角半径  $r < \text{倒角} C_1$

轴肩高  $h > C_1$

## § 14-3 轴的结构设计

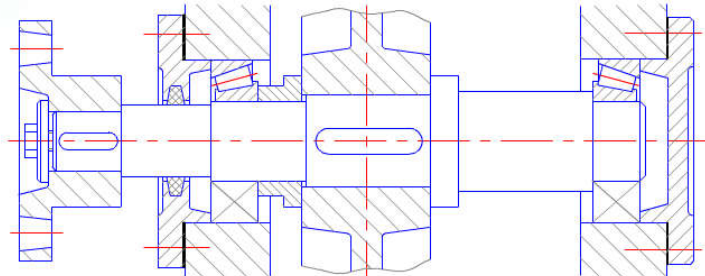
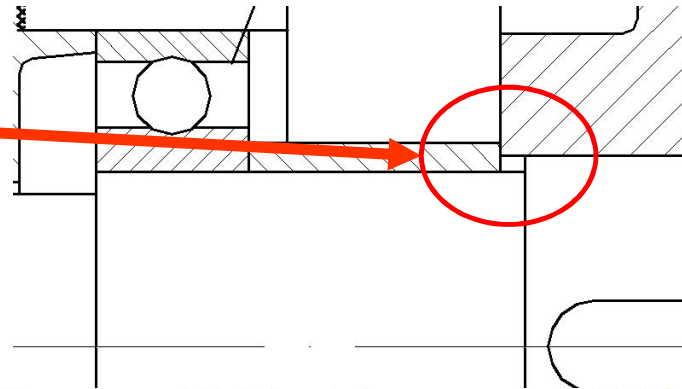
哪些位置存在轴肩？哪些轴肩起到定位作用？



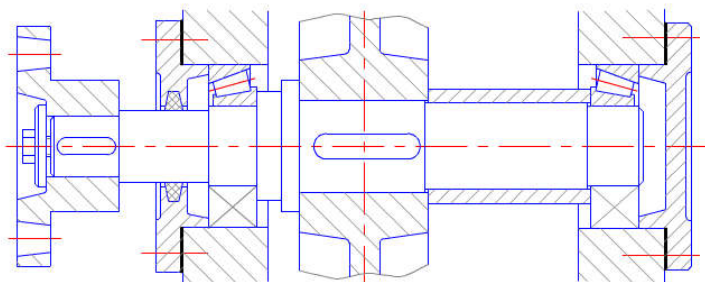
## § 14-3 轴的结构设计

### (2) 套筒固定

应使安装零件轴段比零件轮毂略短一些，一般为2~3mm



方案一

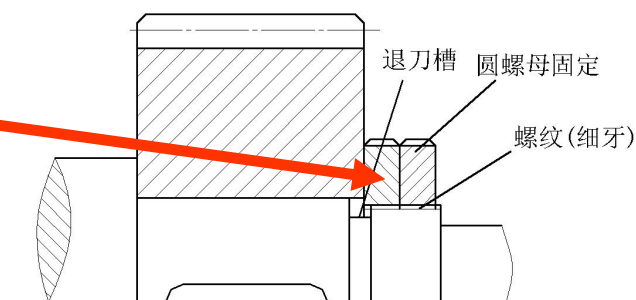
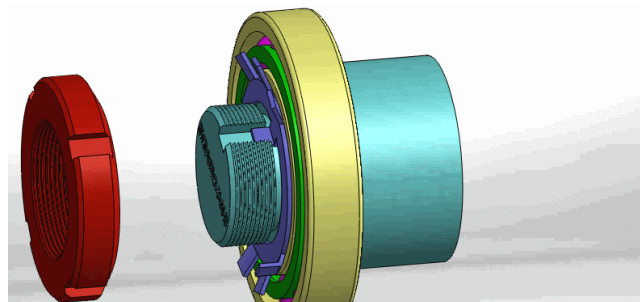


方案二  
长套筒

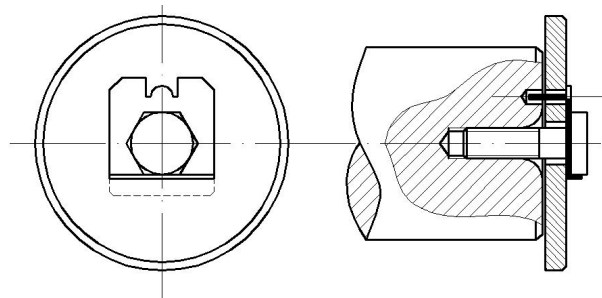
轴上零件装配方案的选择

## § 14-3 轴的结构设计

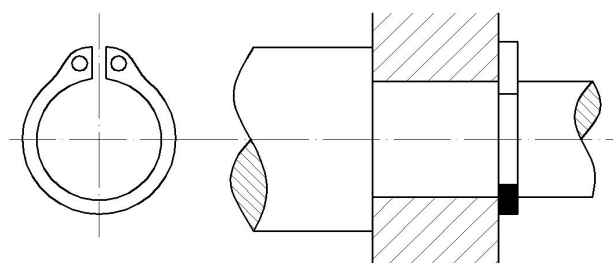
### (3) 圆螺母固定



### (4) 轴端挡圈



### (5) 弹性挡圈



弹性挡圈

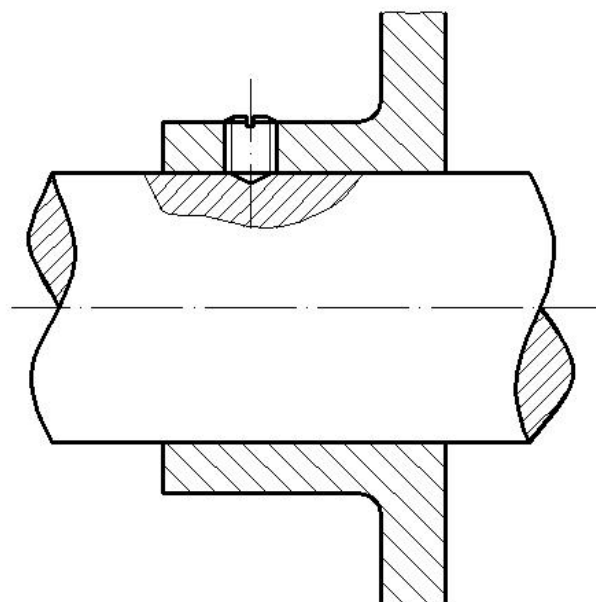
轴向力很小时，或防止零件的偶然轴向串动。



## § 14-3 轴的结构设计

### (6) 紧定螺钉

当轴向力不大时采用。紧定螺钉既可起轴向固定，又可起一定的周向固定作用。



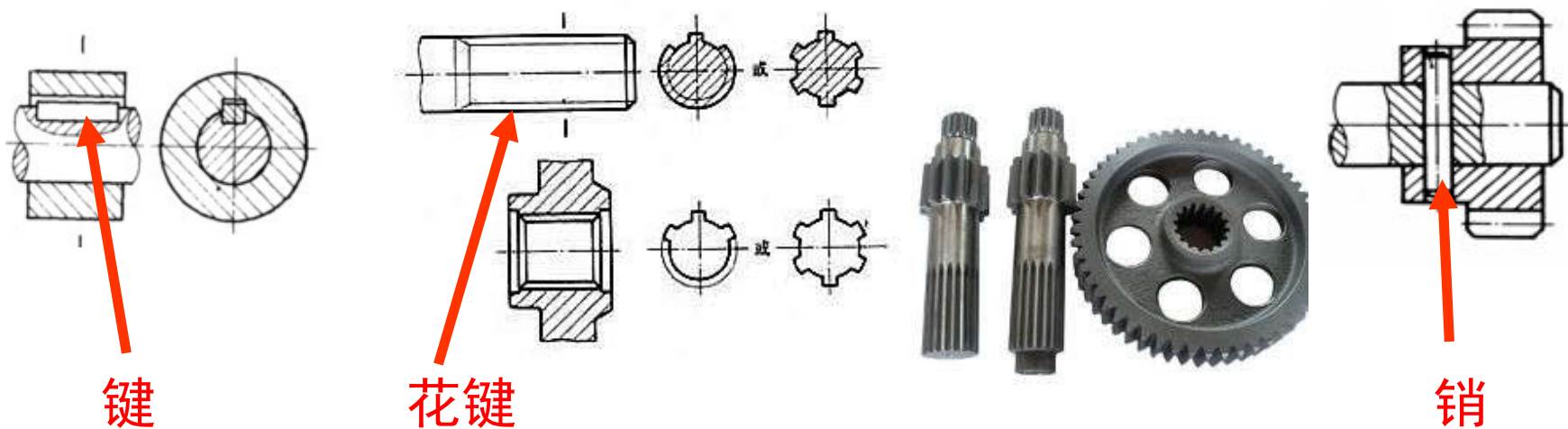
紧定螺钉

## § 14-3 轴的结构设计

### 2. 轴上零件的周向固定

为了传递运动和转矩，或因某些需要，轴上零件还需有周向固定，通常采用键、花键、销、过盈配合等。

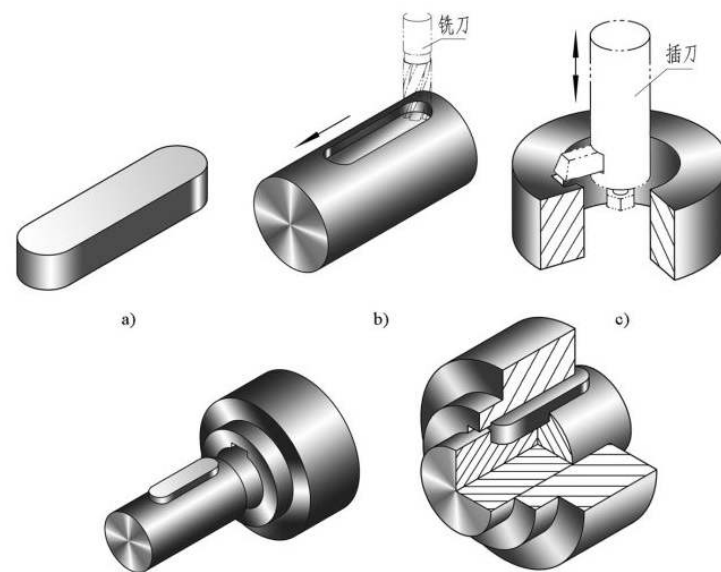
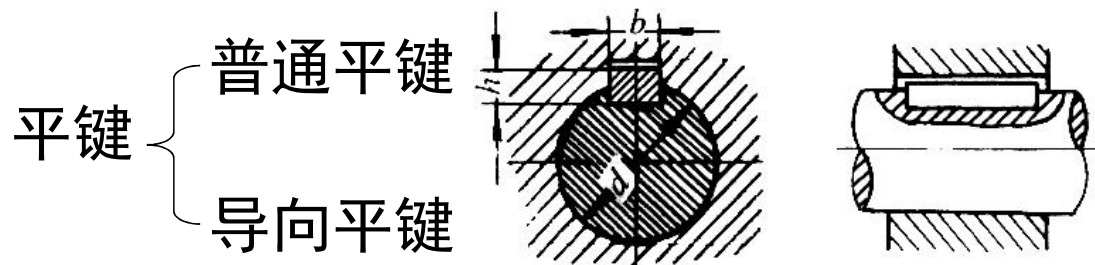
为加工方便，各轴段的键槽宜设计在同一加工直线上，并应尽可能采用同一规格的键槽截面尺寸。



## § 14-3 轴的结构设计

### (1) 平键连接

平键的两侧是工作面，上表面与轮毂键槽底面间有间隙，工作时靠轴槽、键及毂槽的侧面受挤压来传递转矩。

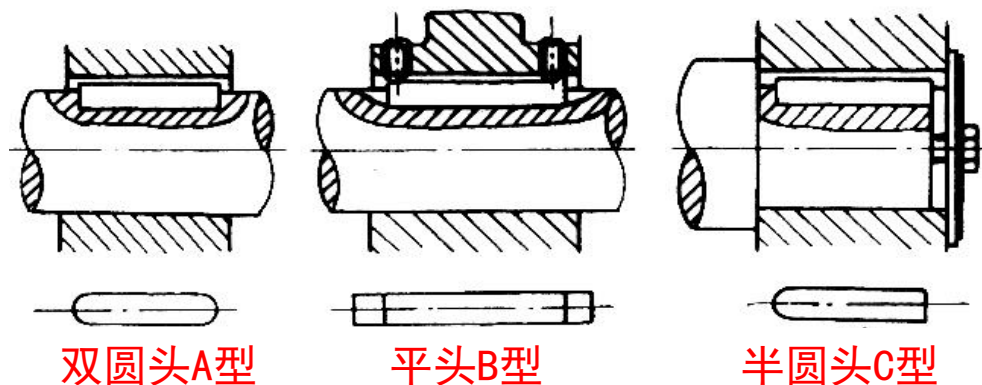


## § 14-3 轴的结构设计

### 普通平键

**应用：**普通平键用于**静联接**。设计时, 选择方法: 普通平键的宽度 $b$ 及高度 $h$ 按轴径 $d$ 从标准中查得, 长度 $L$ 按轮毂长度从标准中查得, 应比轮毂长略短些。

**分类：**按键的端部形状分3种

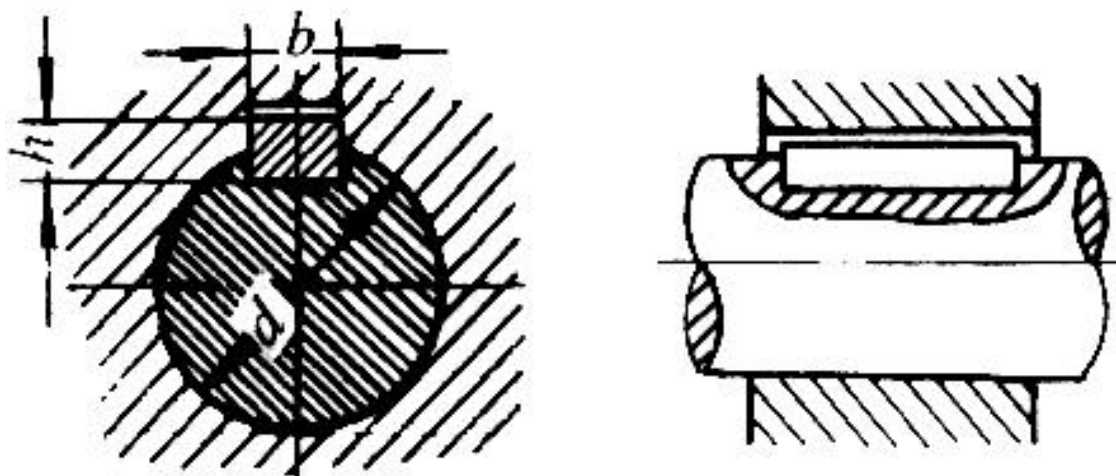


**A和C型**，易固定，但应力集中大。C型用于轴端。  
**B型**，应力集中小，对轴的强度削弱小，但要用螺钉固定键。

## § 14-3 轴的结构设计

主要失效形式 { 压溃  
剪断

键、轴槽、毂槽三者中强度最弱的工作面被压溃。

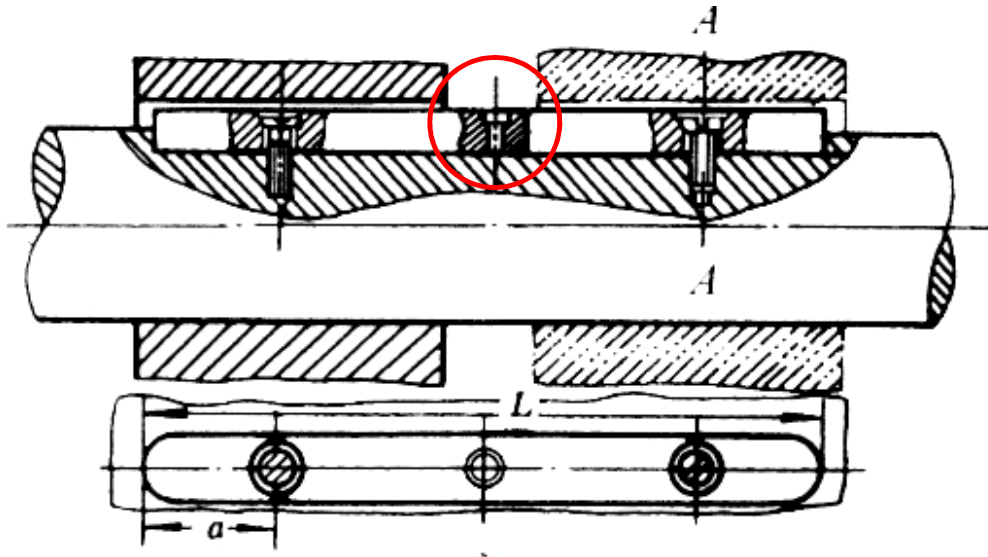


## § 14-3 轴的结构设计

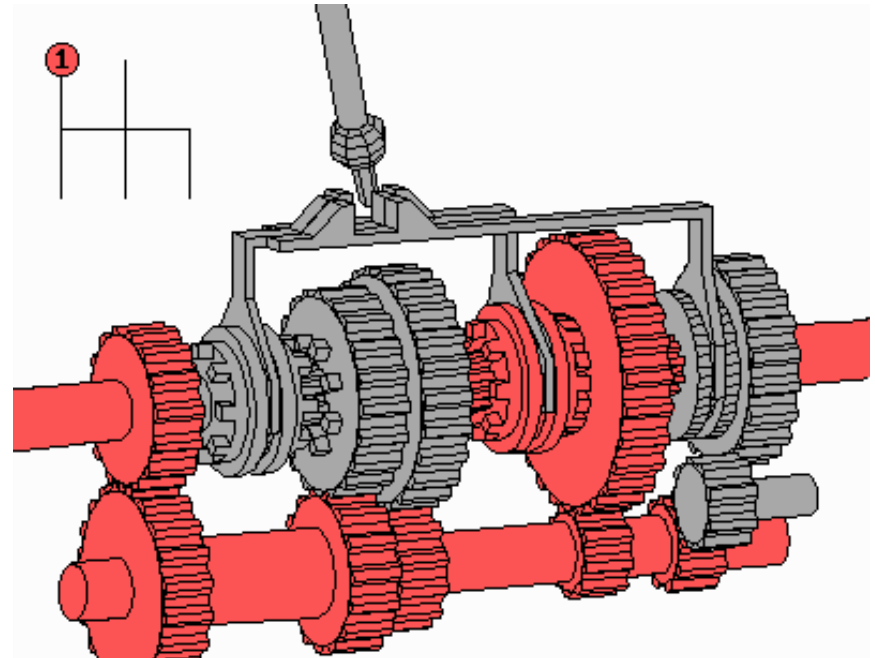
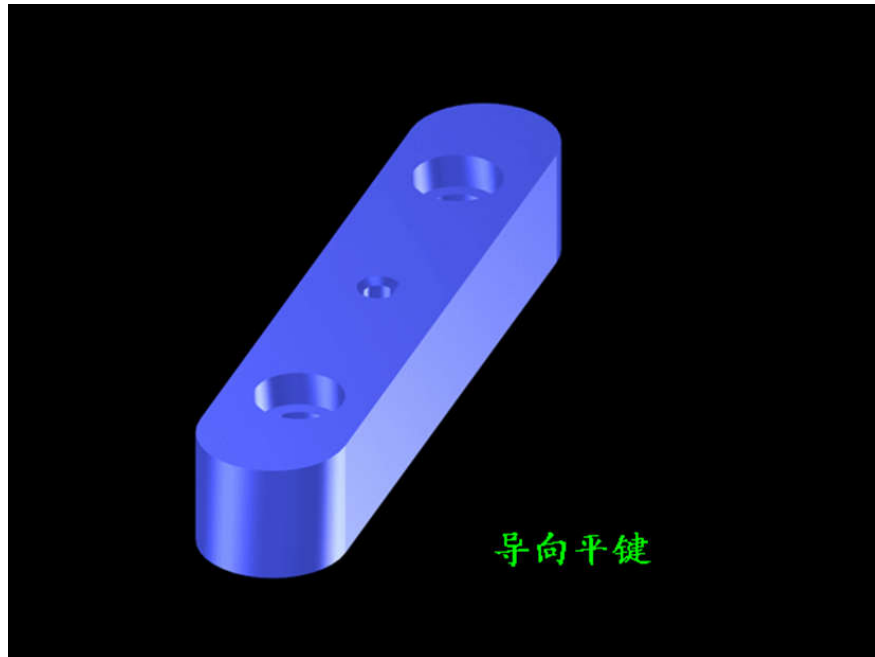
### 导向平键

应用：导向平键用于动联接。

主要失效形式：工作面的磨损



## § 14-3 轴的结构设计



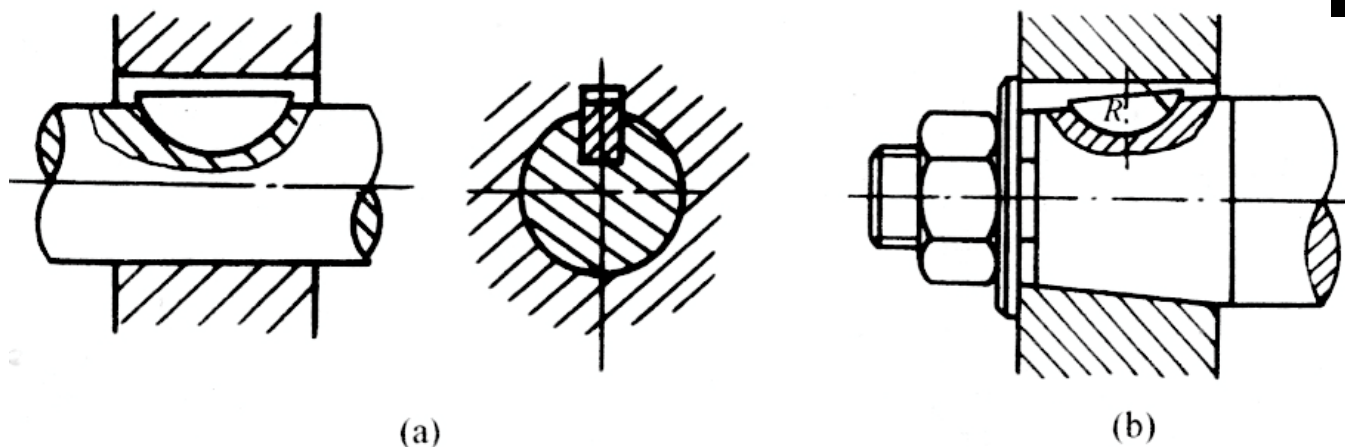
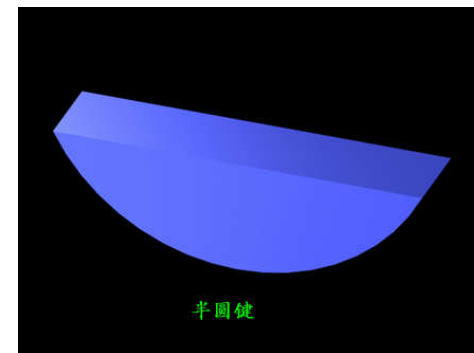
用于轴上的零件沿轴移动量不大的场合，如变速箱中的滑移齿轮。



## § 14-3 轴的结构设计

### (2) 半圆键联接

键的**侧面为工作面**，键的上表面与毂槽底面间有间隙。键可在槽中转动。



**优点：**对中性好，工艺性好；

**缺点：**轴上键槽较深，对轴的强度削弱较大。

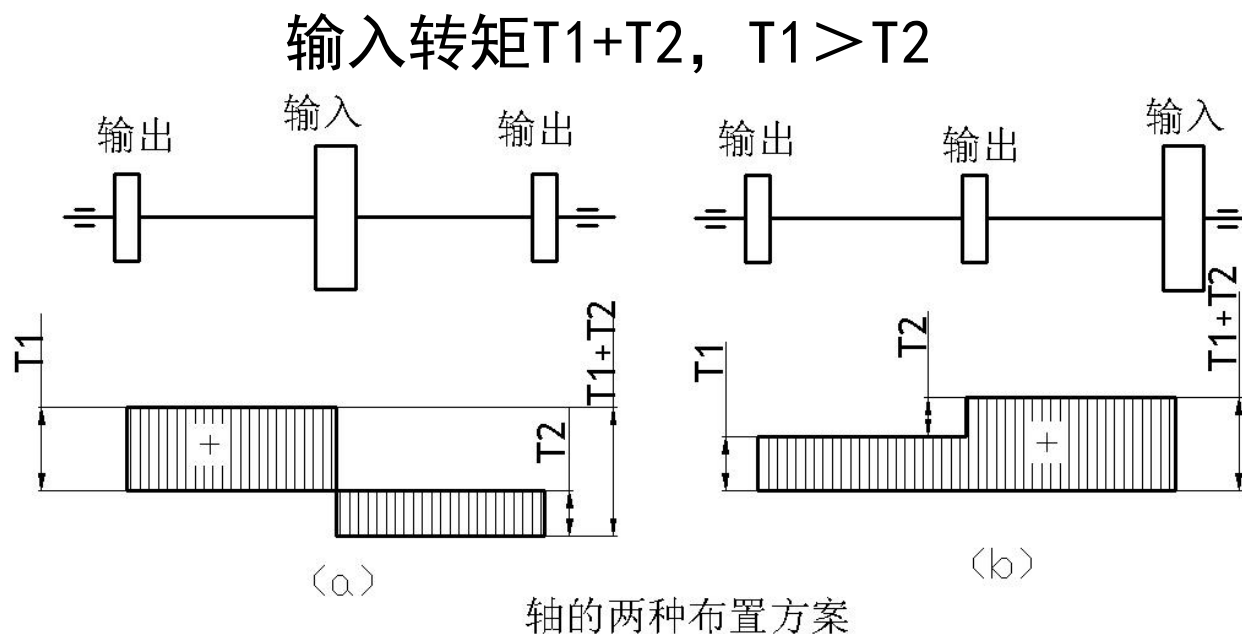
**主要应用：**轴端，轻载，尤其适用于锥形轴端。



## § 14-3 轴的结构设计

### 三、受力、应力要求

#### 1. 合理布置轴上传动零件的位置

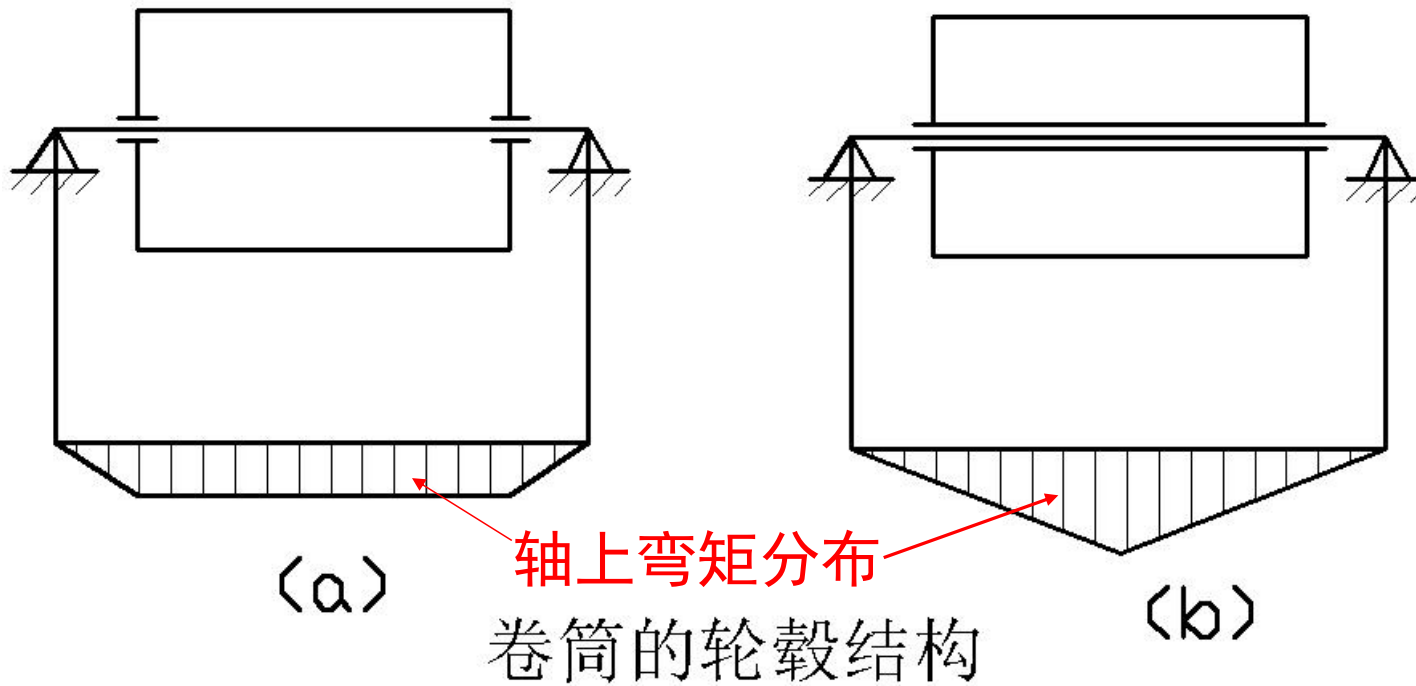


最大力矩为  $T_1$

最大力矩为  $T_1 + T_2$

## § 14-3 轴的结构设计

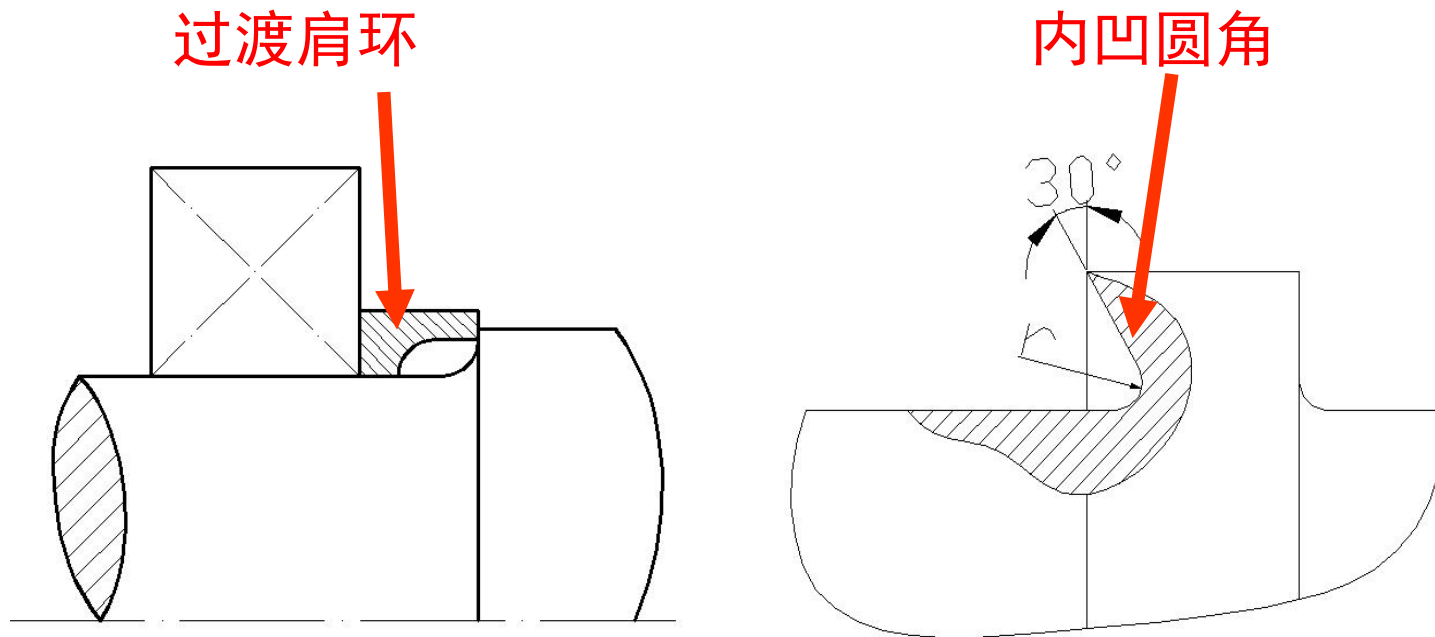
### 2. 合理设计轴上零件的结构



## § 14-3 轴的结构设计

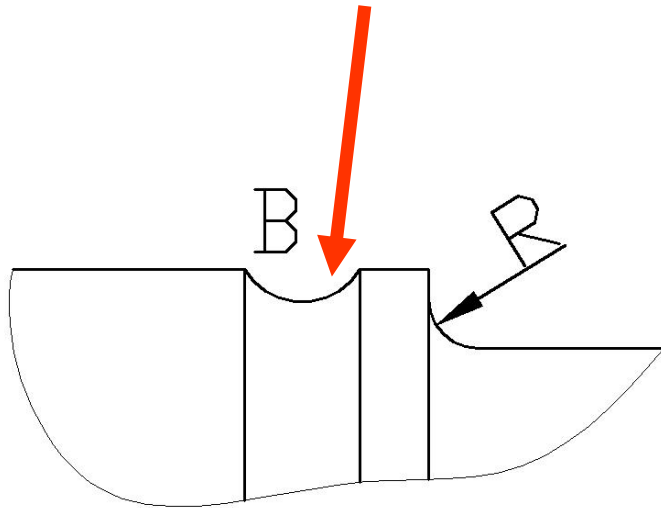
### 3. 减小应力集中

#### 轴肩过渡结构

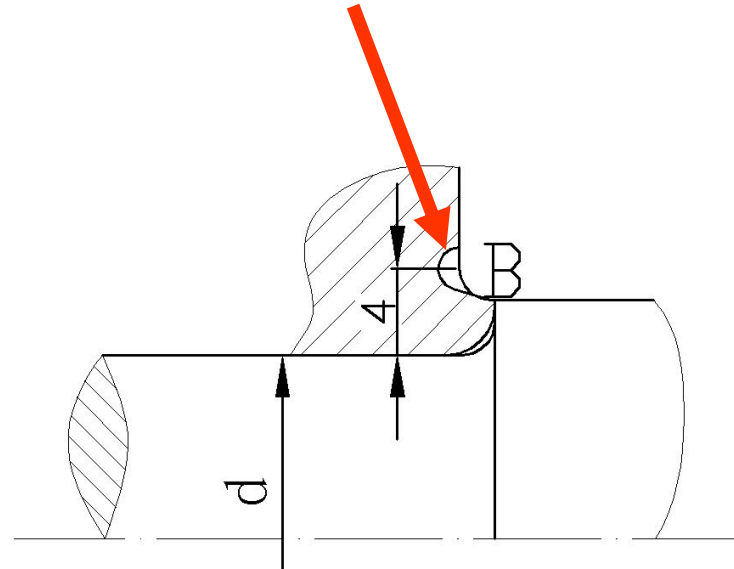


## § 14-3 轴的结构设计

配合轴段上的卸载槽



轮毂上的卸载槽





## § 14-3 轴的结构设计

### 轴的结构设计要求总结

- 1) 制造安装要求
  - 了解装拆过程
  - 阶梯设计轴径
  - 各轴端部应有倒角
  - 过盈配合的轴端压入端应有锥面
  - 满足制造工艺性
    - 磨削越程槽
    - 车削退刀槽
    - 多键一条线
    - 键槽靠轴端
- 2) 轴上零件的固定要求
  - 轴向固定
    - 轴肩、套筒、圆螺母
    - 轴端挡圈、弹性挡圈
  - 周向固定
    - 紧钉螺钉
- 3) 受力、应力强度要求
  - 合理布置零件位置
  - 合理设计零件结构
  - 尽量减小应力集中
  - 提高轴的表面质量



14-1 轴的功用和类型

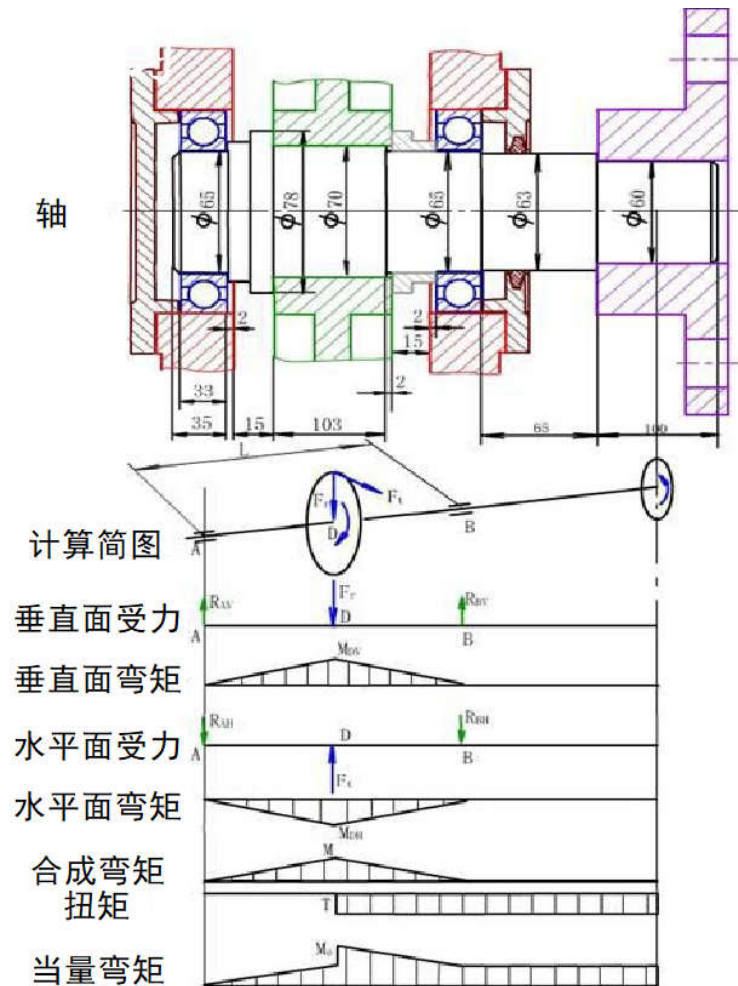
14-2 轴的材料

14-3 轴的结构设计

14-4 轴的强度计算

## § 14-4 轴的强度计算

### 一、轴的计算简图



轴的受力和  
支点的简化



## § 14-4 轴的强度计算

### 二、按弯扭合成强度计算

强度条件: 确定危险截面, 计算当量弯矩

$$M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$

计算当量应力

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{1}{0.1d^3} \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \leq [\sigma_{-1b}]$$

$\alpha$  -- 根据转矩性质而定的折合系数

$[\sigma_{-1b}], [\sigma_{0b}], [\sigma_{+1b}]$  -- 对称循环、脉动循环、静应力下的许用弯曲应力

对于不变的转矩,  $\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{+1b}]} \approx 0.3$       当转矩脉动变化时,  $\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{0b}]} \approx 0.6$       对于频繁正反转的轴,  $\alpha = \frac{[\sigma_{1b}]}{[\sigma_{1b}]} = 1$

设计公式: 计算危险截面轴径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}}$$



# 机械设计基础

## 第十六章 滚动轴承

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



16-1 滚动轴承的基本类型和特点

16-2 滚动轴承的代号

16-3 滚动轴承的选择计算

16-4 滚动轴承的润滑与密封

16-5 滚动轴承的组合设计

## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

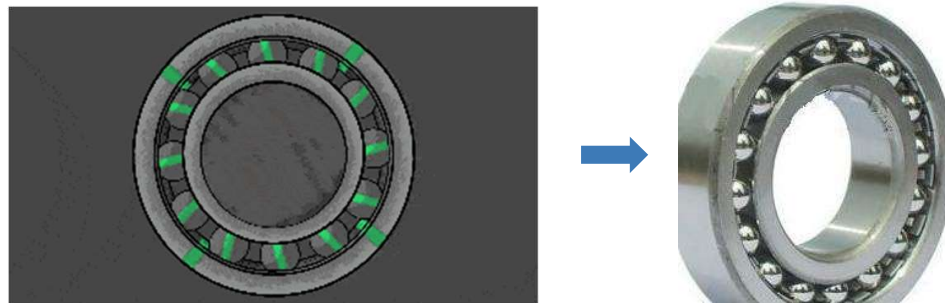
**滚动轴承**指的是将运转的轴与轴座之间的滑动摩擦变为滚动摩擦，来减少摩擦损失的一种精密的机械元件。

滚动轴承是依据滚动体的转动来支撑转动轴的，接触部位是一个点，滚动体越多，接触点就会越多；滑动轴承是依据平滑的面来支撑转动轴的，接触部位是一个面。

与滑动轴承相比，滚动轴承具有**摩擦阻力小、起动灵敏、效率高、润滑简便和易于互换**等优点，但是也有**抗冲击能力较差、高速噪声、寿命较短**等缺点。



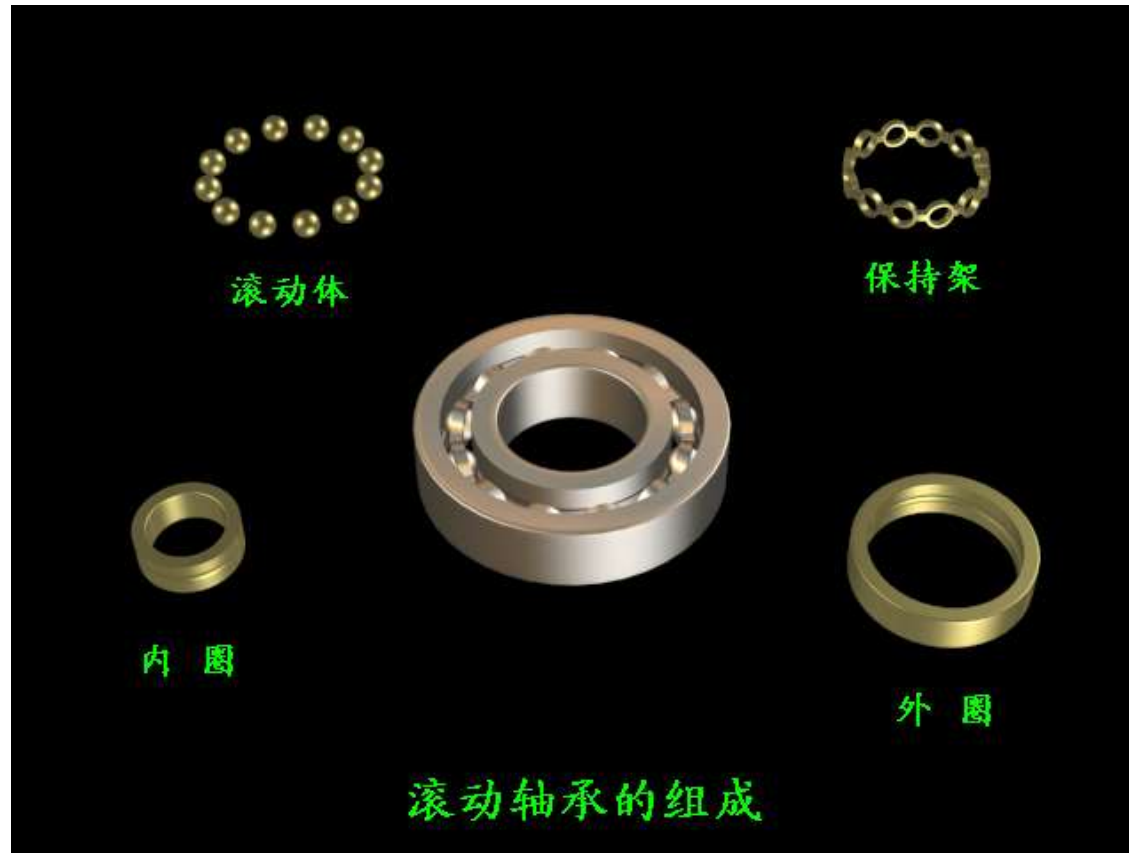
滑动轴承



滚动轴承

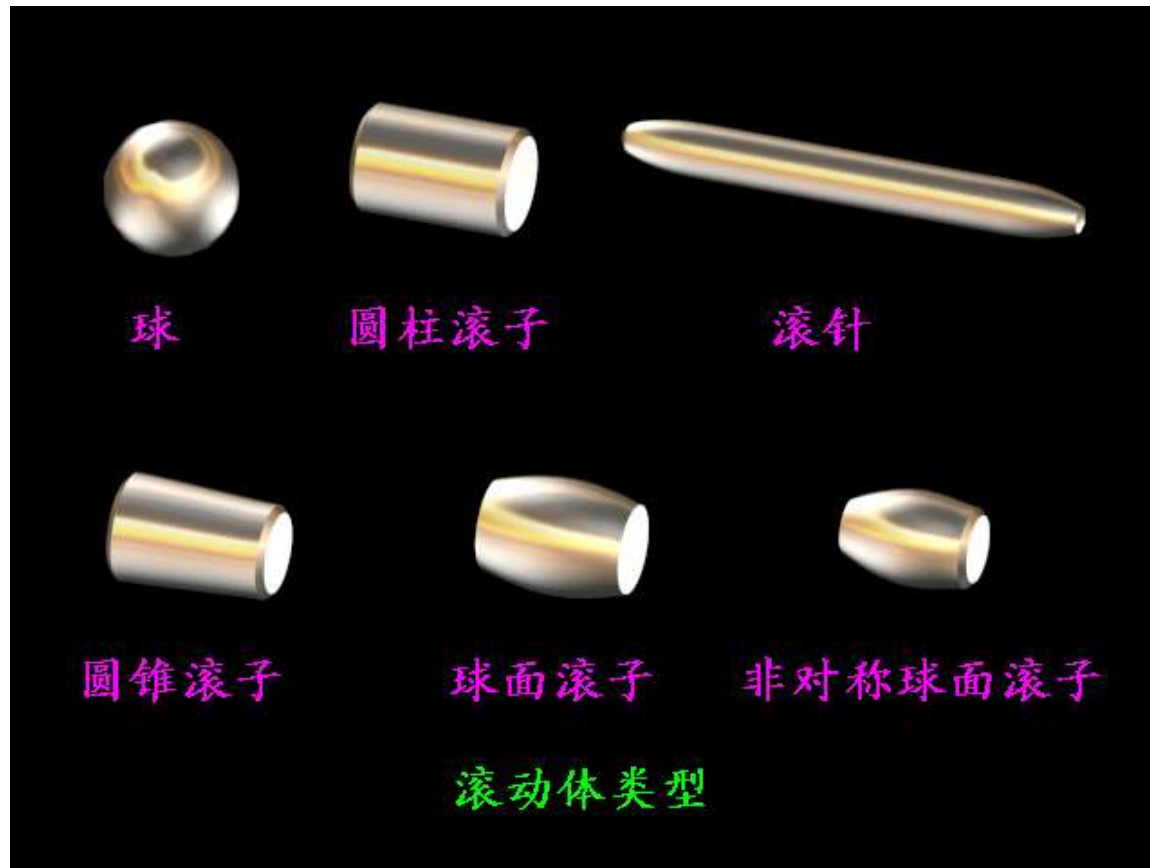
## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

滚动轴承的组成一般由**外圈**、**内圈**、**滚动体**和**保持架**组成



## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

### 滚动体的种类



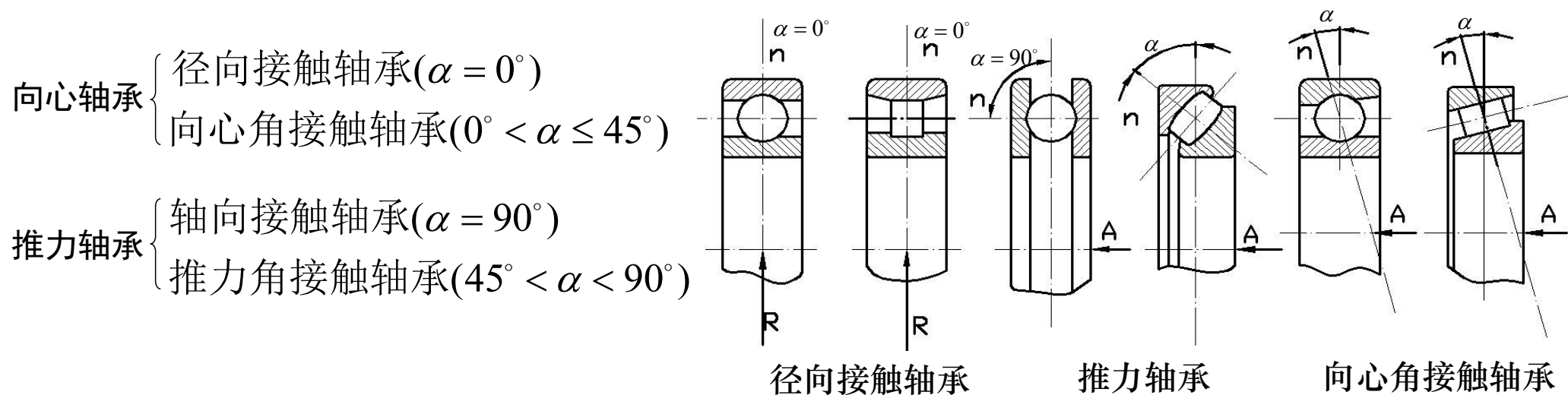
## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

### 一、滚动轴承的类型

按滚动体的形状可分为

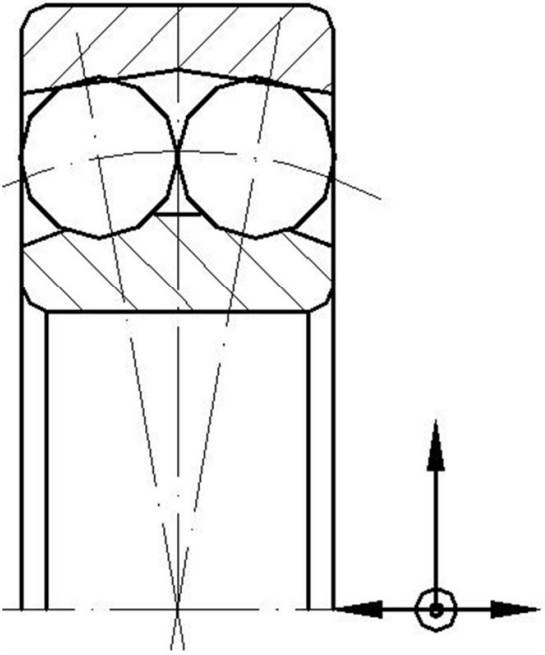
- 球轴承
- 滚子轴承

**轴承公称接触角：**滚动体与外圈接触点法线和轴承半径方向的夹角



## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

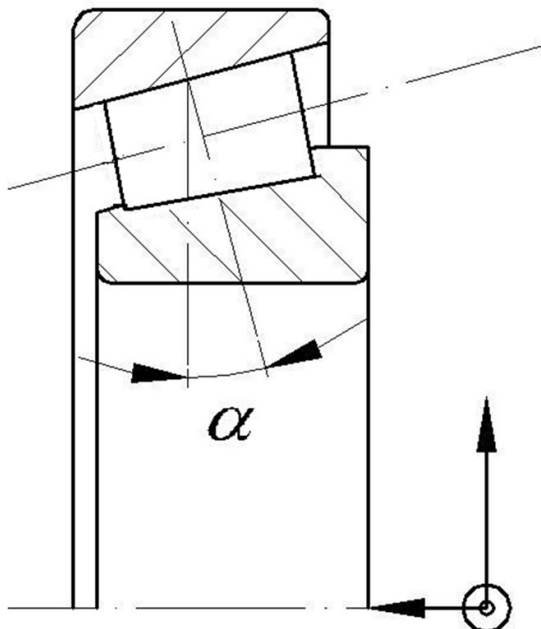
### 常用的滚动轴承类型及特性

轴承名称 类型代号	结构简图	承载方向	极限 转速	允许偏 转角	主要特性和应用
调心球轴承 1		中		$2^{\circ} \sim 3^{\circ}$	<p>主要承受径向载荷, 同时也能承受少量的轴向载荷;</p> <p>因为外圈轨道表面是以轴承中点为中心的球面, 故能调心;</p> <p>允许偏转角是在保证轴承正常工作条件下内、外圈轴线间的最大夹角。</p>



## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

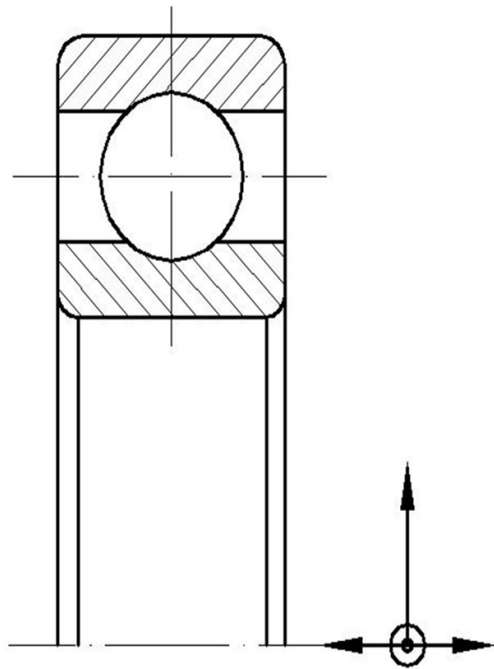


轴承名称 类型代号	结构简图	承载方向	极限 转速	允许偏 转角	主要特性和应用
圆锥滚子 轴承 3		中		2'	能同时承受较大的径向、轴向联合载荷，因系线接触，承载能力大于角接触球类轴承。内、外圈可分离，装拆方便，成对使用。

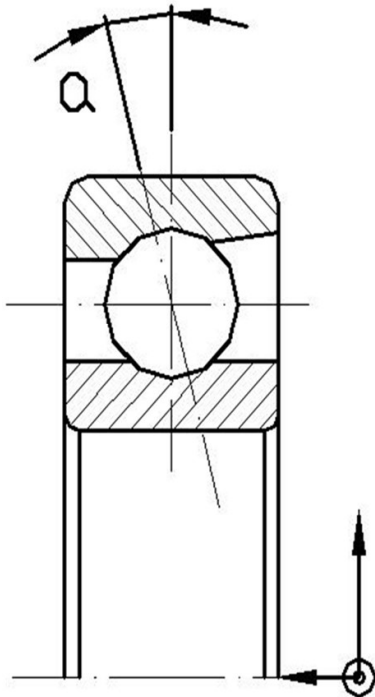


## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点



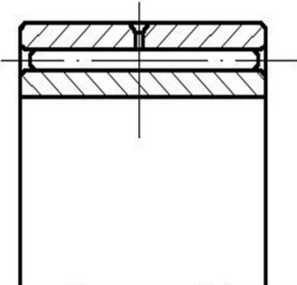
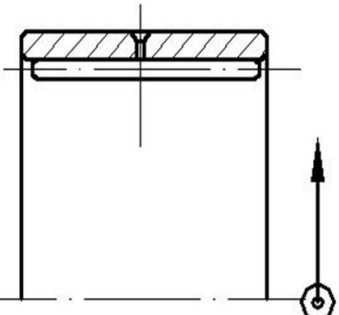
轴承名称 类型代号	结构简图	承载方向	极限 转速	允许偏 转角	主要特性和应用
深沟球轴承 6			高	8'~16'	主要承受径向载荷, 同时也可承受一定量的轴向载荷。当转速很高而轴向载荷不太大时, 可代替推力球轴承承受纯轴向载荷。

## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

轴承名称 类型代号	结构简图	承载方向	极限 转速	允许偏 转角	主要特性和应用
角接触 球轴承 7			较高	2'~10'	能同时承受径向、轴向联合载荷，公称接触角越大，轴向承载能力也越大。公称接触角 $\alpha$ 有 15°，25°，40° 三种，内部结构代号分别为 C、AC 和 B。通常成对使用，可以分别装于两个支点或同装于一个支点上。

## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点



轴承名称 类型代号	结构简图	承载方向	极限 转速	允许偏 转角	主要特性和应用
滚针轴承 NA	<p>(a)</p>  <p>(b)</p> 		低	不允许	只能承受径向载荷,承载能力大,径向尺寸特小,一般无保持架,因而滚针间有摩擦,轴承极限转速低。这类轴承不允许有角偏差。轴承内、外圈可分离,可以不带内圈。

## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

### 其他类型的轴承：

调心滚子轴承，代号：2（与调心球对应）

能承受很大的**径向**载荷，少量的轴向载荷。  
滚动体为鼓形，外圈滚道为球面，可调心。  
极限转速低。



推力调心滚子轴承，代号：2（与调心球对应）

能承受很大的**轴向**载荷，不大的径向载荷。  
滚动体为腰鼓形，外圈滚道为球面，可调心。  
极限转速低



圆柱滚子轴承，代号：N（与滚针轴承对应NA）

能承受较大的**径向**载荷，不能承受轴向载荷。  
内外圈允许极小角度偏差， $2' \sim 4'$ 。



推力球轴承，代号：5

能承受很大的**轴向**力，不允许偏转，用于轴向转速不高场合。





## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

### 二、滚动轴承类型的选择

一般原则：考虑承受**载荷**的大小、方向、性质和**转速**的高低以及刚度、调心性能、结构尺寸、轴承的装拆和经济性等要求。

具体选择滚动轴承类型时可参考以下几点：

- (1) 当载荷较大或有冲击载荷时，宜用**滚子轴承**；当载荷较小时，宜用**球轴承**。
- (2) 当只受径向载荷时，或虽同时受径向和轴向载荷，但以径向载荷为主时，应用**向心轴承**。
- (3) 当只受轴向载荷时，一般应用**推力轴承**，而当转速很高时，可用**角接触球轴承**或**深沟球轴承**。
- (4) 当径向和轴向载荷都较大时，应采用**角接触轴承**。



## § 16-1 滚动轴承的基本类型和特点

- (5) 当转速较高时，宜用球轴承；当转速较低时，可用滚子轴承，也可用球轴承。
- (6) 当要求支承具有较大刚度时，应用滚子轴承。
- (7) 当轴的挠曲变形大或两轴承座孔直径不同、跨度大而对支承有调心要求时，应选用调心轴承。
- (8) 为便于轴承的装拆，可选用内、外圈分离的轴承。
- (9) 从经济角度看，球轴承比滚子轴承便宜，精度低的轴承比精度高的轴承便宜，普通结构轴承比特殊结构的轴承便宜。



16-1 滚动轴承的基本类型和特点

16-2 滚动轴承的代号

16-3 滚动轴承的选择计算

16-4 滚动轴承的润滑与密封

16-5 滚动轴承的组合设计



## § 16-2 滚动轴承的代号

### 滚动轴承代号的意义：

根据不同的技术要求，常用的几类轴承，每种类型均可做成不同的结构、尺寸和公差等级。

为了统一表征各类轴承的特点，便于组织生产和选用，GB/T272-1993规定了轴承代号表示法。

三部分组成 { **基本代号**，代号的主体，表示轴承的基本类型、结构和尺寸。  
                  { **前置代号** } 在轴承结构形状、尺寸、公差、技术要求等方面  
                  { **后置代号** } 有改变时，在基本代号左右增加的补充代号。





## § 16-2 滚动轴承的代号

下表表示滚动轴承代号的构成

前置代号	基本代号			后置代号						
成套轴承分部件	类型代号	尺寸系列代号	内径代号	内部结构代号	密封防尘与外圈形状变化代号	保持架结构及材料变化代号	轴承材料变化代号	公差等级代号	游隙组代号	配置代号 其它



## § 16-2 滚动轴承的代号

1. 类型代号      用数字或字母表示，前面已介绍（表16-2）。

**滚动轴承主要类型代号表**

轴承类型	代号	轴承类型	代号
双列角接触球轴承	0	角接触球轴承	7
双列调心球轴承	1	推力滚子轴承	8
双列调心滚子轴承	2	推力圆锥滚子轴承	9
推力调心滚子轴承	29	圆柱滚子轴承	N
圆锥滚子轴承	3	滚针轴承	NA
双列深沟球轴承	4	外球面球轴承	U
推力球轴承	5	直线轴承	L
深沟球轴承	6		

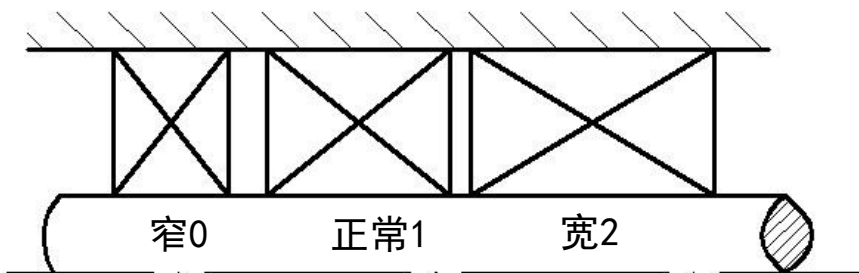
## § 16-2 滚动轴承的代号

2. 尺寸系列代号 都用数字表示，由宽度系列与直径系列组合。

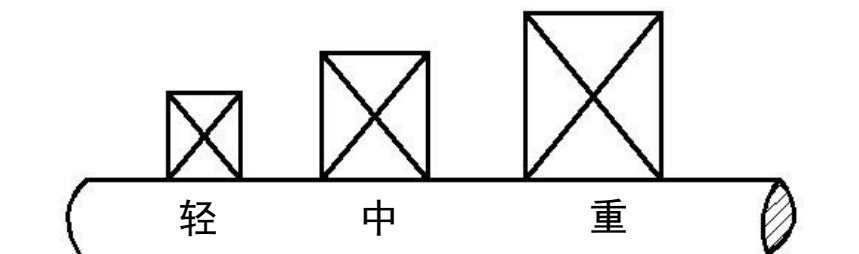
同一内径的轴承，在承受大小不同的载荷时，可使用大小不同的滚动体，从而使外径和宽度相应的发生变化。

宽度系列是指相同内径的轴承有几个不同的宽度。

直径系列是指相同内径的轴承有几个不同的外径。



(a) 宽度系列



(b) 直径系列（是指外径变化）



## § 16-2 滚动轴承的代号

### 尺寸系列代号

宽度系列代号			直径系列 代号
窄 0	正常 1	宽 2	
02	12	22	轻 2
03	13	23	中 3
04	14	24	重 4



## § 16-2 滚动轴承的代号

### 3. 内径代号 表示轴承内圈孔径的大小。

轴承内径 d/(mm)		内径代号	示例
10~17	10	00	深沟球轴承 6201 内径 d=12mm
	12	01	
	15	02	
	17	03	
<b>20~495 (22、28、32 除外)</b>		用内径除以 5 得的商数表示。 当商数只有个位数时，需在十 位数处用 0 占位	深沟球轴承 <b>6210</b> 内径 <b>d=50mm</b>
≥ 500 以及 22、28、32		用内径毫米数直接表示，并在 尺寸系列代号与内径代号之 间用 “/” 号隔开	深沟球轴承 62/500, 内径 d=500mm 62/22, 内径 d=22mm



## § 16-2 滚动轴承的代号

### 4. 内部结构代号

代号	示例		
C	角接触球轴承	公称接触角 $\alpha = 15^\circ$	如 7210C
AC	角接触球轴承	公称接触角 $\alpha = 25^\circ$	如 7210AC
B	角接触球轴承	公称接触角 $\alpha = 40^\circ$	如 7210B
	圆锥滚子轴承	接触角加大	32310B
E	加强型, 改进结构设计, 增大承载能力 NU207E		

**轴承游隙：**轴承滚动体与轴承内外圈壳体之间的间隙。

**游隙代号：**游隙分1、2、0、3、4、5共六个组别

**游隙值：**小  $\longrightarrow$  大

以/C1、/C2、/C3、/C4、/C5为代号，**0组不标注**



## § 16-2 滚动轴承的代号

### 轴承代号的编制规则

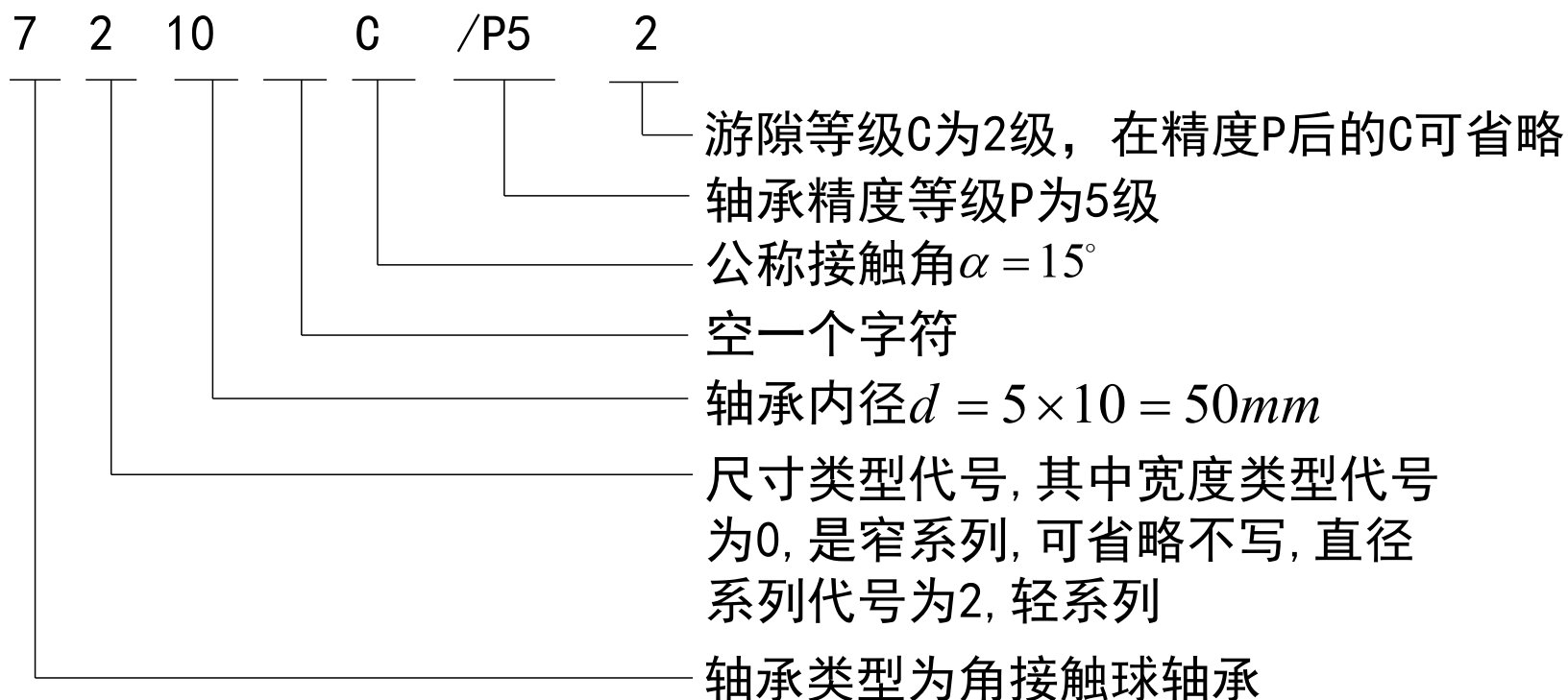
- (1) 轴承代号按表所列的顺序从左至右排列。
- (2) 当轴承类型代号用字母表示时, 字母与其后的数字之间应空一个字符。
- (3) 基本代号与后置代号之间应空一个字符, 但当后置代号中有“-”号或“/”号时, 不再留空。
- (4) 在尺寸系列代号中, 位于括号中的数字省略不写 (窄系列0)。
- (5) 公差等级代号中的普通级精度 (/P0) 可不标注。

前置代号	基本代号			后置代号						
成套轴承分部件	类型代号	尺寸系列代号	内径代号	内部结构代号	密封防尘与外圈形状变化代号	保持架结构及材料变化代号	轴承材料变化代号	公差等级代号	游隙组代号	配置代号 其它



## § 16-2 滚动轴承的代号

例如：7210 C/P52







16-1 滚动轴承的基本类型和特点

16-2 滚动轴承的代号

16-3 滚动轴承的选择计算

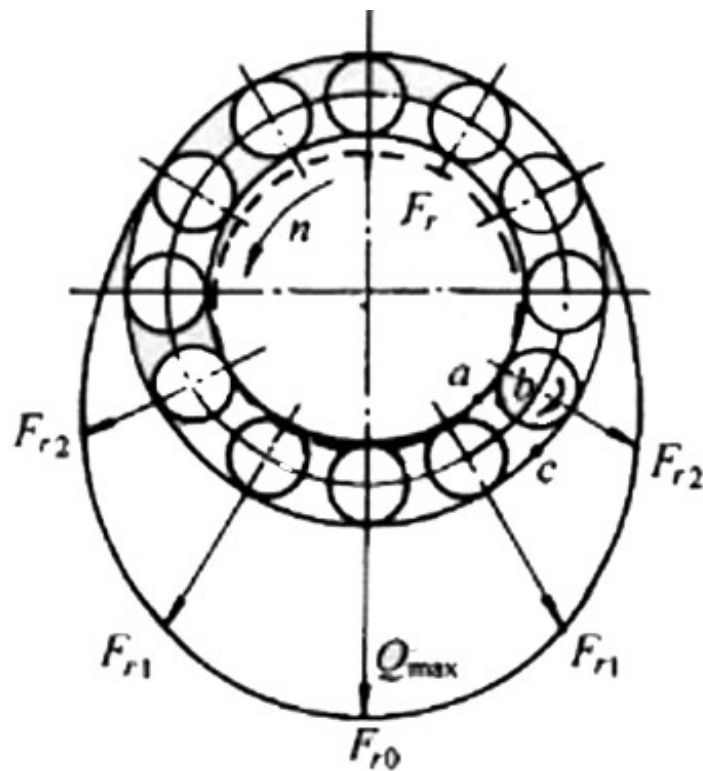
16-4 滚动轴承的润滑与密封

16-5 滚动轴承的组合设计

### § 16-3 滚动轴承的选择计算

## 一、失效形式

1. **疲劳点蚀** 连续转动的轴承的主要失效形式
2. **塑性变形** 不转动或低速摆度轴承主要失效形式
3. **磨粒磨损** 密封和润滑不当的轴承主要失效形式
4. **胶合** 高速和重载轴承主要失效形式。



## 径向载荷分布



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 滚动轴承的计算准则

对于转动的滚动轴承，**疲劳点蚀**是其主要失效形式，因而，主要是进行**寿命计算**，必要时再作**静强度校核**。

对于不转动、低速或摆动的轴承，局部**塑性变形**是其主要失效形式，因而主要是进行**静强度计算**。

对于高速轴承，发热以至**胶合**是其主要失效形式，因而，除进行**寿命计算**外，还应该校核**极限转速**。



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 二、轴承寿命

#### 1 滚动轴承的疲劳寿命定义

对于在一定载荷作用下运转的**单个滚动轴承**，出现**疲劳点蚀**前所经历的总转数或在一定转速下所经历的小时数，称为疲劳寿命。

#### 2 基本额定寿命 $L$ 定义

指**一批相同的轴承**，在相同的条件下运转，其中**90%**的轴承在疲劳点蚀前所能转过的总数，单位为 **$10^6 r$** 。用 $L$ 表示。

基本额定寿命与载荷有关，不同的载荷，基本额定寿命不同，为了便于比较，标准中规定了**基本额定动载荷**。



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 3 寿命计算公式

规定轴承工作温度在  $100^{\circ}\text{C}$  以下, 基本额定寿命  $L=1\times 10^6 r$  时, 轴承所能承受的最大载荷为基本额定动载荷, 用  $C$  表示。

基本额定动载荷的方向: {  
对于向心轴承为径向载荷  
对于推力轴承为中心轴向载荷  
对于角接触向心轴承为载荷的径向分量

滚动轴承的载荷与寿命之间的关系:

$$C^{\varepsilon} \cdot 1 = P^{\varepsilon} \cdot L$$

$\varepsilon$  —— 寿命指数: 对于球轴承,  $\varepsilon = 3$ ; 对于滚子轴承,  $\varepsilon = 10/3$ 。

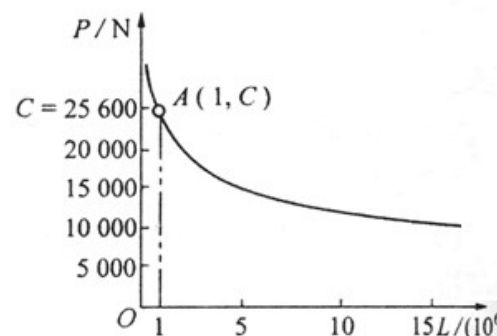


## § 16-3 滚动轴承的选择计算

在当量动载荷 $P$  作用下的基本额定寿命为

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^\varepsilon (10^6 r)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\varepsilon h \quad (n \text{ 为转速 r/min})$$



6208 轴承的  $P$ - $L$  曲线

引入温度和冲击  
载荷影响系数

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_T C}{f_P P} \right)^\varepsilon h$$

表 16-8 温度系数  $f_t$

轴承工作温度/℃	100	125	150	200	250	300
温度系数 $f_t$	1	0.95	0.90	0.80	0.70	0.60

表 16-9 载荷系数  $f_p$

载荷性质	无冲击或轻微冲击	中等冲击	强烈冲击
$f_p$	1.0 ~ 1.2	1.2 ~ 1.8	1.8 ~ 3.0

预期寿命 $L_h'$  一即指机器要求轴承工作的时间

一般规定，机器的中修或大修期作为轴承的预期寿命 $L_h'$ 。



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 三、当量动载荷的计算

1、**定义**：对于同时作用有径向载荷和轴向载荷的轴承，在进行轴承寿命计算时，**为了和基本额定动载荷进行比较**，须把实际载荷折算为与基本额定动载荷的方向相同的一假想载荷，在该**假想载荷**作用下轴承的**寿命与实际载荷作用下的寿命**相同，则称该假想载荷为**当量动载荷**，用 $P$ 表示。

2、当量动载荷 $P$  的计算式为

$$P = XF_r + YF_a$$

$F_r$ 、 $F_a$ ——轴承的径向载荷和轴向载荷

$X$ 、 $Y$ ——径向系数和轴向系数

(根据 $F_a/F_r$ 是否大于 $e$ ，查表16-11)

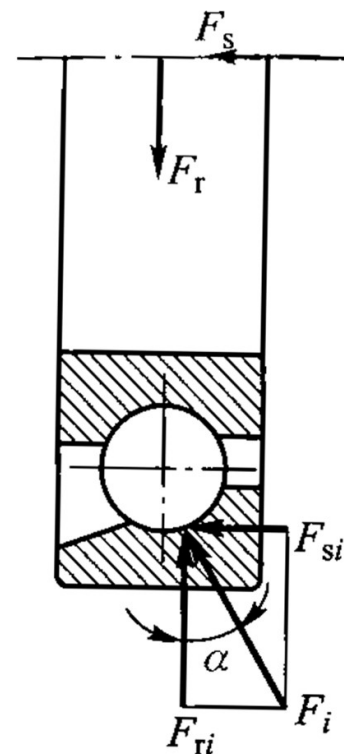
向心轴承  $P = F_r$

推力轴承  $P = F_a$

## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 四、角接触向心轴承轴向载荷的计算

角接触轴承存在接触角 $\alpha$ ，当它承受径向载荷 $F_r$ 时，作用在承载区内第 $i$ 个滚动体上的法向力 $F_i$ 可分解为径向分力 $F_{ri}$ 和轴向分力 $F_{si}$ 。各个滚动体上所受轴向分力的和即为轴承的**内部轴向力** $F_s$ 。

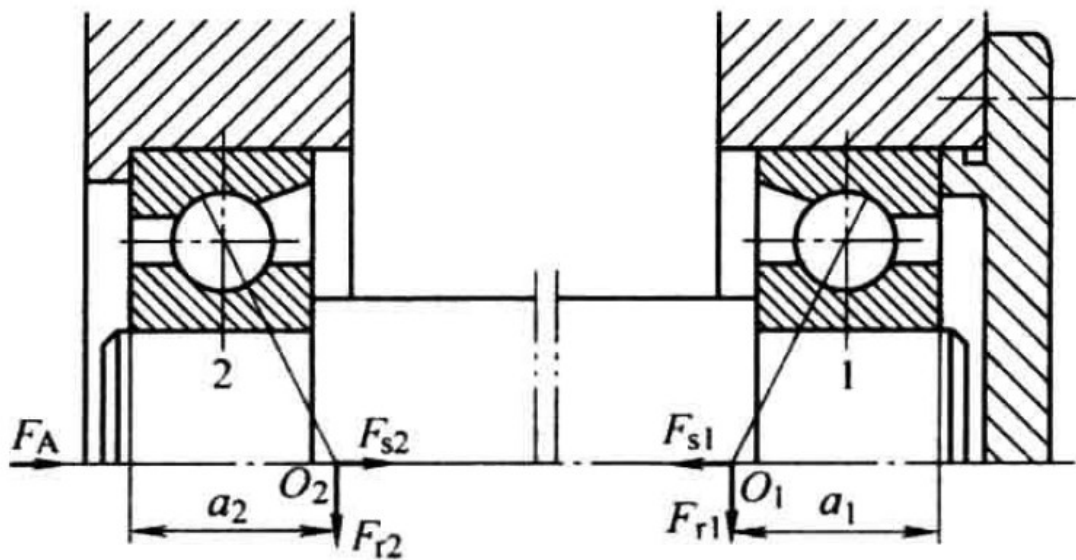


角接触轴承的内部轴向力



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

外圈窄边相对安装（正装，面对面排列）



$F_A$  : 轴所受的轴向外载荷  
 $F_s$  : 轴承的内部轴向力  
 $F_r$  : 轴承所受的径向载荷  
 $(F_a$  : 轴承所受的轴向载荷)

## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 轴承所受轴向力 $F_a$ 的计算方法

若  $F_A + F_{s2} > F_{s1}$ ，轴承1被压紧

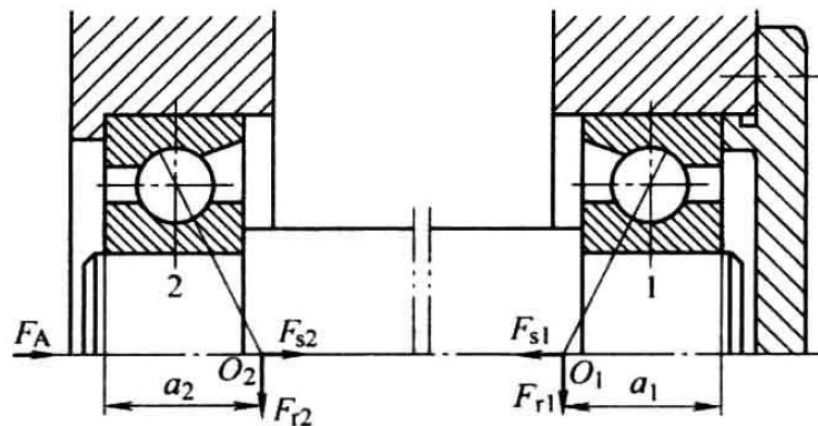
轴承1（**压紧端**）承受的轴向载荷： $F_{a1} = F_A + F_{s2}$

轴承2（**放松端**）承受的轴向载荷： $F_{a2} = F_{s2}$

若  $F_A + F_{s2} < F_{s1}$ ，即  $F_{s1} - F_A > F_{s2}$ ，则轴承2被压紧

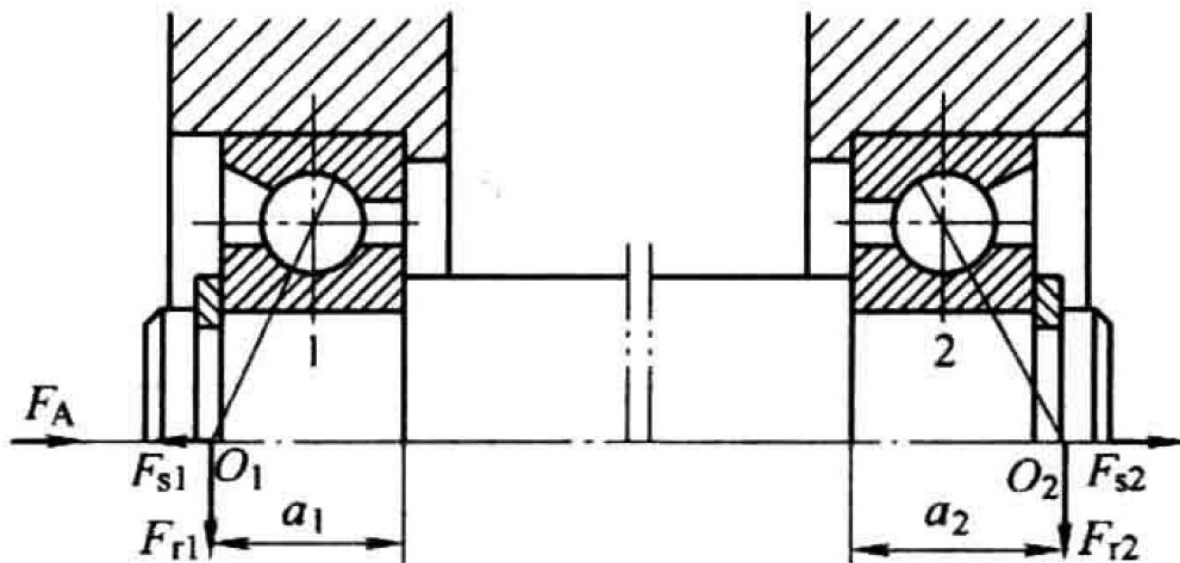
轴承1（**放松端**）承受的轴向载荷： $F_{a1} = F_{s1}$

轴承2（**压紧端**）承受的轴向载荷： $F_{a2} = F_{s1} - F_A$



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

外圈宽边相对安装（反装，背靠背排列）

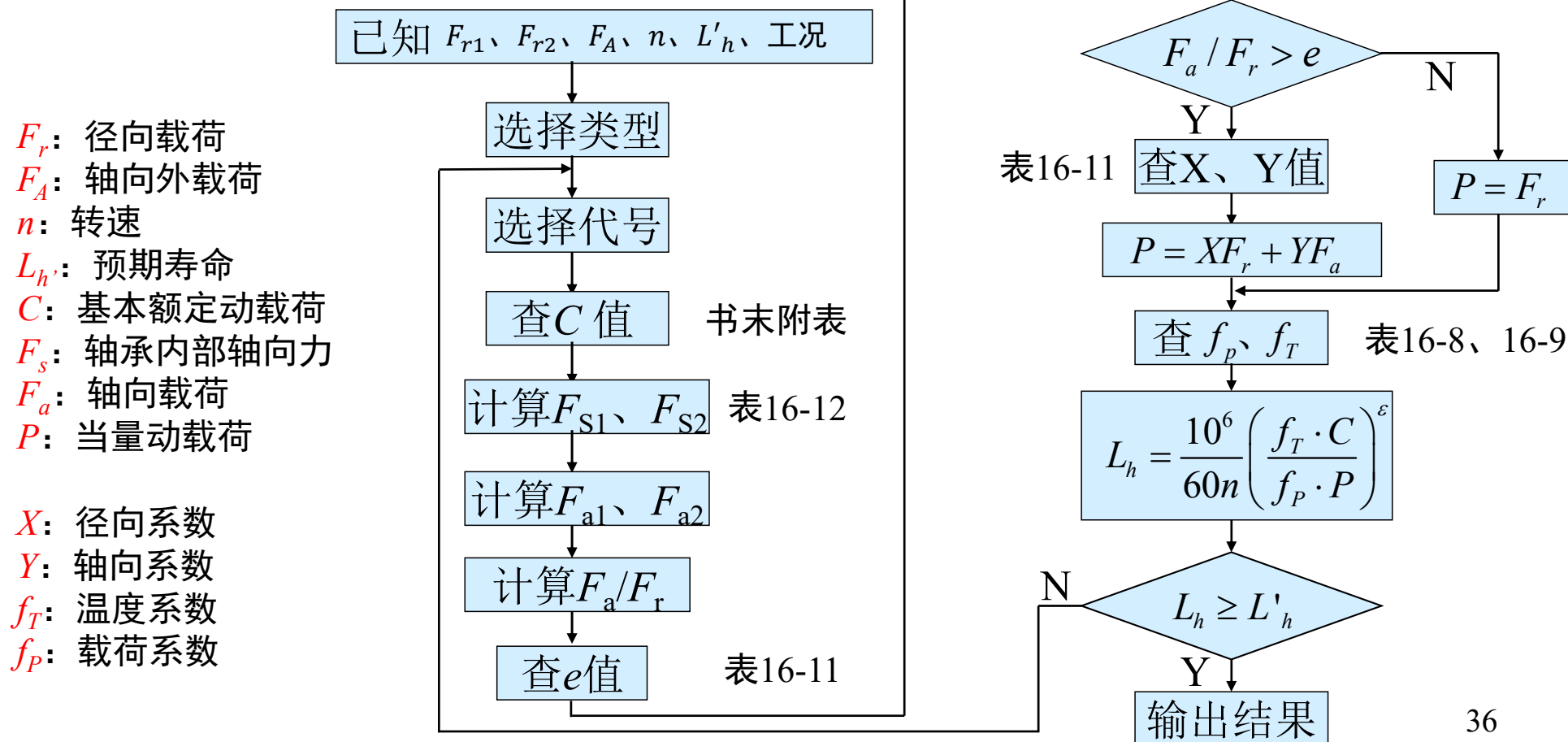


$F_A$  : 轴所受的轴向载荷  
 $F_S$  : 轴承的内部轴向力  
 $F_r$  : 轴承所受的径向载荷  
 $(F_a$  : 轴承所受的轴向载荷)



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

轴承寿命计算程序框图



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

**例 16-4** 一工程机械传动装置中的轴,根据工作条件决定采用一对角接触球轴承支承(图 16-10),并暂定轴承型号为 7208AC。已知轴承载荷  $F_{r1}=1\,000\text{ N}$ ,  $F_{r2}=2\,060\text{ N}$ ,  $F_A=880\text{ N}$ , 转速  $n=5\,000\text{ r/min}$ , 运转中受中等冲击, 预期寿命  $L_h=2\,000\text{ h}$ , 试问所选轴承型号是否恰当。(注, AC 表示  $\alpha=25^\circ$ 。)

已知径向载荷  $\rightarrow$  内部轴向力  $\rightarrow$  轴向载荷  $\rightarrow$  当量动载荷  $\rightarrow$  寿命

解: (1) 计算轴承 1、2 的轴向力  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$

由表 16-12 查得轴承的内部轴向力为

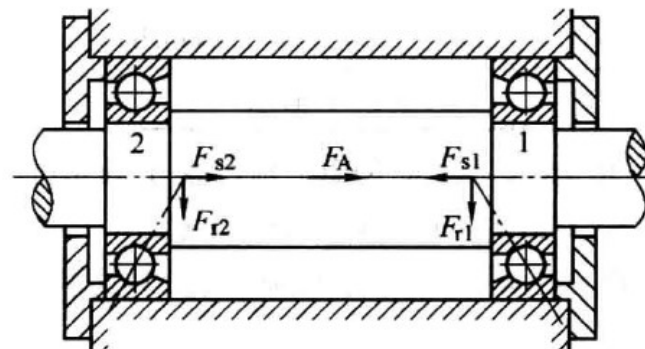
$$F_{s1} = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 1\,000\text{ N} = 680\text{ N} \text{ (方向见图示)}$$

$$F_{s2} = 0.68 F_{r2} = 0.68 \times 2\,060\text{ N} = 1\,400\text{ N} \text{ (方向见图示)}$$

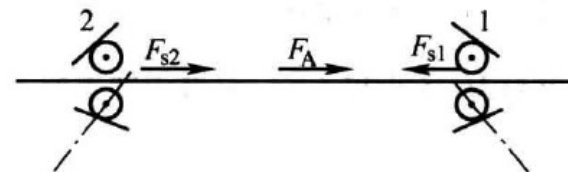
因为  $F_{s2} + F_A = (1\,400 + 880)\text{ N} = 2\,280\text{ N} > F_{s1}$

所以轴承 1 为压紧端  $F_{a1} = F_{s2} + F_A = 2\,280\text{ N}$

而轴承 2 为放松端  $F_{a2} = F_{s2} = 1\,400\text{ N}$



(a) 装置示意图



(b) 轴向力图



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

(2) 计算轴承 1、2 的当量动载荷

由表 16-11 查得  $e=0.68$ , 而

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2\,280}{1\,000} = 2.28 > 0.68$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,400}{2\,060} = 0.68 = e$$

查表 16-11 可得  $X_1=0.41, Y_1=0.87, X_2=1, Y_2=0$ 。故当量动载荷为

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = (0.41 \times 1\,000 + 0.87 \times 2\,280) \text{ N} = 2\,394 \text{ N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = (1 \times 2\,060 + 0 \times 1\,400) \text{ N} = 2\,060 \text{ N}$$

(3) 计算所需的径向基本额定动载荷  $C_r$

因轴的结构要求两端选择同样尺寸的轴承, 今  $P_1 > P_2$ , 故应以轴承 1 的径向当量动载荷  $P_1$  为计算依据。因受中等冲击载荷, 查表 16-9 得  $f_p=1.5$ ; 工作温度正常, 查表 16-8 得  $f_t=1$ 。所以

$$C_{r1} = \frac{f_p P_1}{f_t} \left( \frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/3} = \frac{1.5 \times 2\,394}{1} \times \left( \frac{60 \times 5\,000}{10^6} \times 2\,000 \right)^{1/3} \text{ N} = 30\,288 \text{ N}$$

由机械设计手册或附表 2 查得轴承的径向基本额定动载荷  $C_r=35\,200 \text{ N}$ 。因为  $C_{r1} < C_r$ , 故所选 7208AC 轴承适用。





## § 16-3 滚动轴承的选择计算

### 五、滚动轴承的静强度校核

转速很低或缓慢摆动的滚动轴承为防止塑性变形，应进行静强度校核。

**定义：**滚动轴承中受载最大的滚动体与最弱座圈滚道的接触处的塑性变形量之和为滚动体直径的1/10000时的载荷，是轴承的**基本额定静载荷** $C_0$

静强度校核公式：

$$C_0 \geq S_0 P_0$$

$S_0$ ——静强度安全系数

$P_0$ ——当量静载荷,  $N$

**当量静载荷** $P_0$ ：它是一个**假想载荷**，其作用方向与基本额定静载荷相同，而在**当量静载荷**作用下，轴承的受载最大滚动体与滚道接触处的**塑性变形总量**与**实际载荷**作用下的**塑性变形总量**相同。



## § 16-3 滚动轴承的选择计算

对于向心轴承、角接触轴承，**当量静载荷**取下面两式中计算出的**较大值**

$$\begin{cases} P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 = F_r \end{cases}$$

$X_0$ 、 $Y_0$ ——分别为静径向系数和静轴向系数





16-1 滚动轴承的基本类型和特点

16-2 滚动轴承的代号

16-3 滚动轴承的选择计算

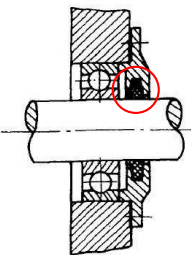
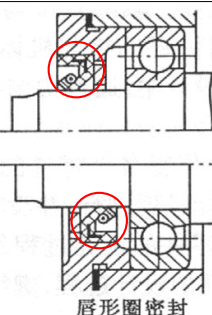
16-4 滚动轴承的润滑与密封

16-5 滚动轴承的组合设计

## § 16-4 滚动轴承的润滑与密封

1. 滚动轴承的润滑: **减小摩擦磨损，吸振和降低温度等作用**。依据**速度因数 $dn$ 值**选用，以 $2\sim 3 \times 10^5 \text{ mm}\cdot\text{r}/\text{min}$ 为界线，小于时可用润滑脂，大于时宜用润滑油。
2. 滚动轴承的密封: **阻止润滑剂的流失和防止灰尘和水分进入**。

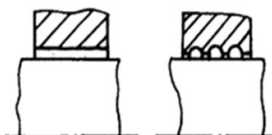
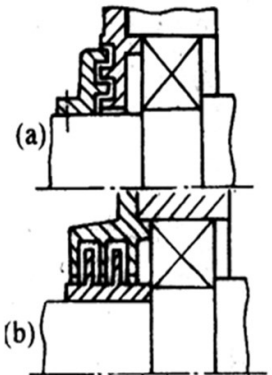
$d$ : 轴承内径  
 $n$ : 轴承套圈的转速

密封类型	图例	适用场合	说明
接触式密封		脂润滑。要求环境清洁，轴颈圆周速度 $v$ 不大于 $4\sim 5\text{ m/s}$ ，工作温度不超过 $90^\circ\text{C}$	矩形断面的 <b>毛毡圈</b> 安装在梯形槽内，毛毡受到压力而紧贴在轴上，从而起到密封作用
		脂或油润滑。轴颈圆周速度 $v < 7\text{ m/s}$ ，工作温度 $-40\sim 100^\circ\text{C}$	<b>密封圈</b> 用皮革、塑料或耐油橡胶制成，有的具有金属骨架，有的没有骨架，是标准件，单向密封

密封唇朝外: **防止灰尘、杂质进入**

密封唇朝内: **防止漏油**

## § 16-4 滚动轴承的润滑与密封

密封类型	图例	适用场合	说明
非接触式密封	 <p>间隙密封</p>	脂润滑。干燥清洁环境	靠轴与盖间的细小环节间隙密封, 间隙愈小愈长, 效果愈好, 间隙 $\delta$ 取 0.1mm~0.3mm
	 <p>迷宫式密封</p>	脂润滑或油润滑。工作温度不高于密封用脂的滴点。这种密封效果可靠	将旋转件与静止件之间的间隙作成迷宫（曲路）形式，在间隙中充填润滑油或润滑脂以加强密封效果。迷宫或密封分径向、轴向两种：图 (a) 径向曲路，径向间隙不大于 0.1mm~0.2mm；图 (b) 轴向曲路，考虑轴的伸长，间隙可取大些



16-1 滚动轴承的基本类型和特点

16-2 滚动轴承的代号

16-3 滚动轴承的选择计算

16-4 滚动轴承的润滑与密封

16-5 滚动轴承的组合设计

## § 16-5 滚动轴承的组合设计

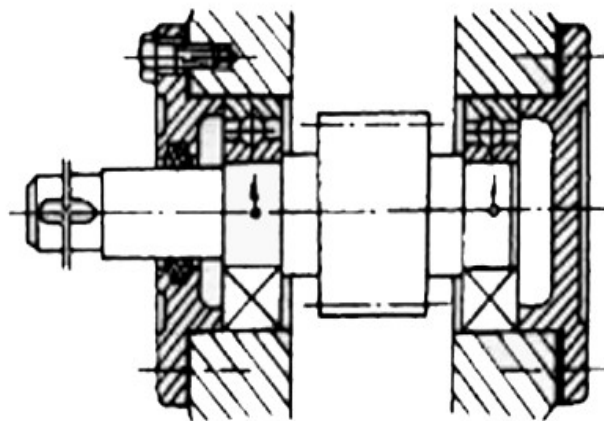
### 一、轴承的固定

#### 1. 两端固定

轴上每一个支承限制轴的一个方向的移动，两个支承合起来限制轴的双向运动。

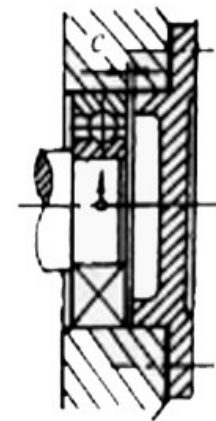


(a)



(b)

C: 热补偿间隙



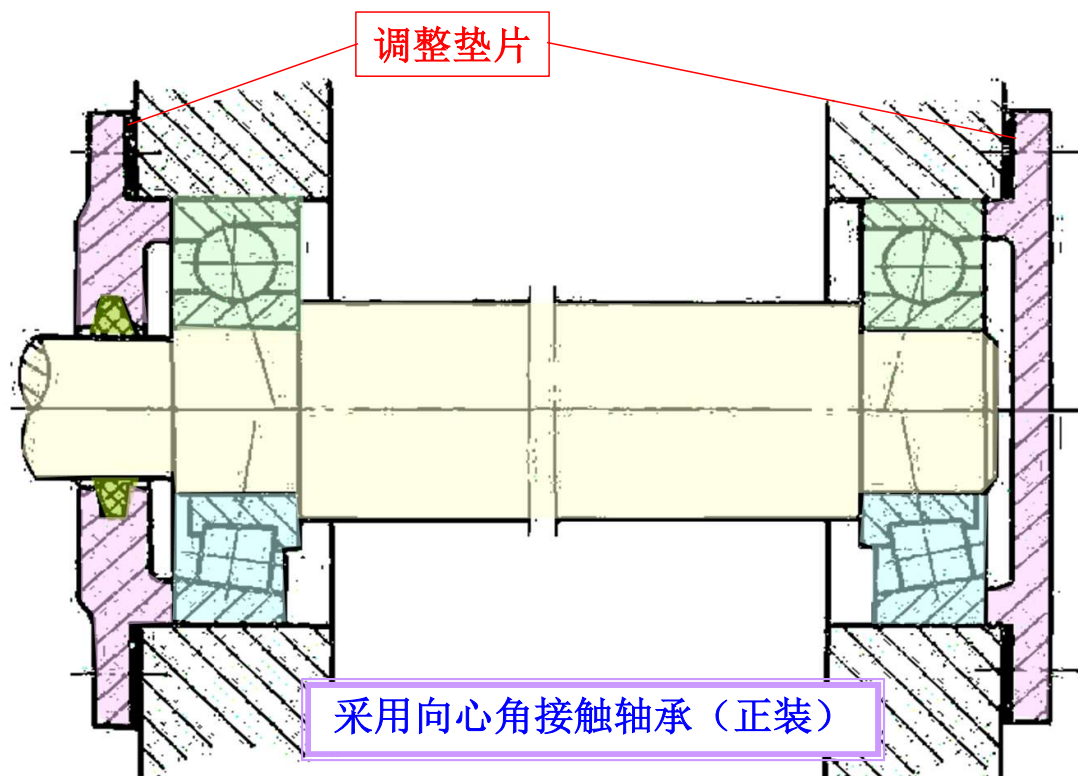
(c)

轴承通常用深沟球，也可以用角接触球或圆锥滚子

## § 16-5 滚动轴承的组合设计

适用于工作温度变化不大，两支点跨距小于350mm的短轴情况。

采用**向心轴承**时，外圈和端盖之间要**留出间隙**；采用**角接触轴承**时，要用**垫片**调整轴承内外圈相对位置，留出足够间隙。

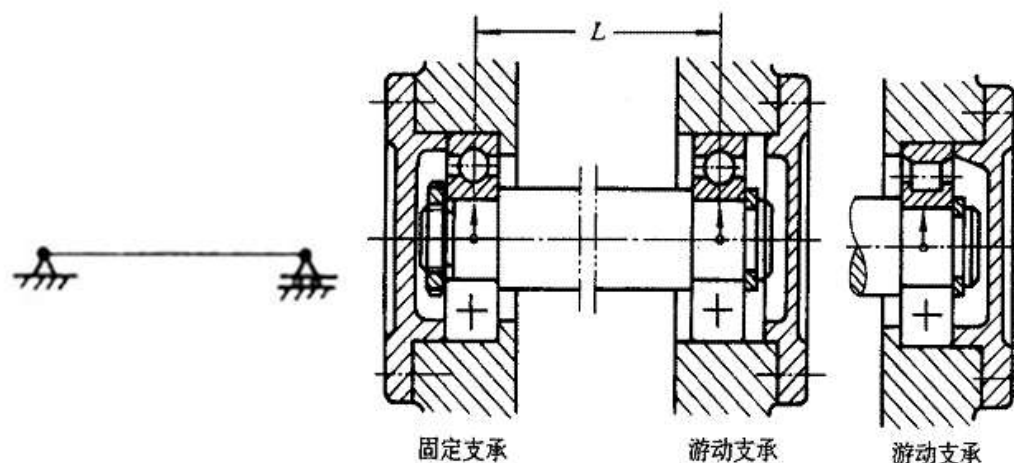


## § 16-5 滚动轴承的组合设计

### 2. 一端固定、一端游动

轴上的固定支承限制轴的2个方向的移动，而游动支承允许轴因温度变化引起的热伸缩，即自由端（游动端）

适用于工作温度变化大，两支点跨距大于350mm长轴情况（蜗杆）。

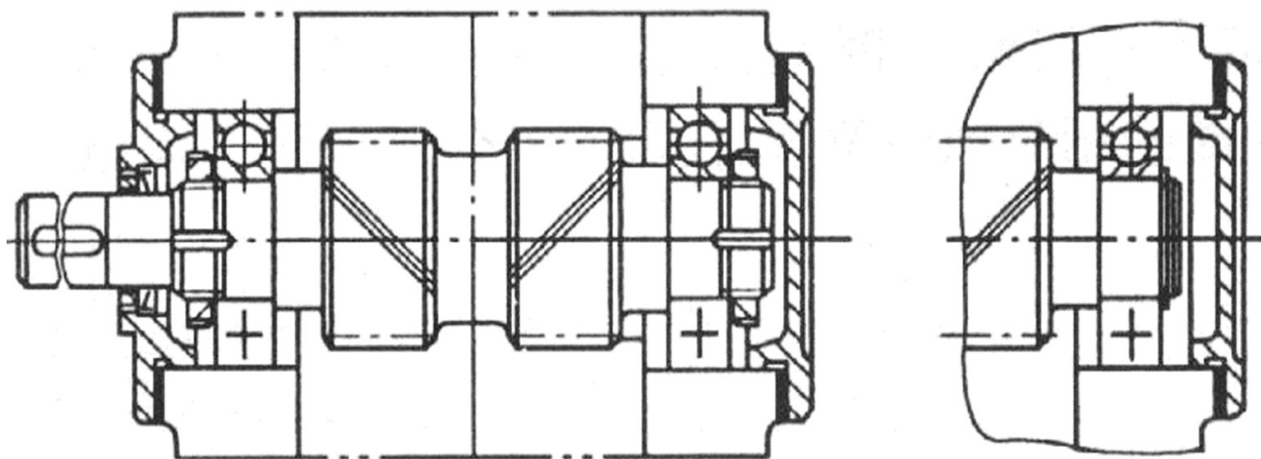
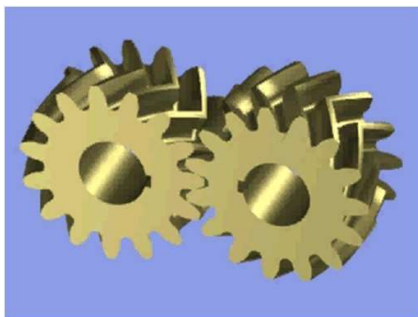


- **固定端**可以采用向心轴承，轴承的**内外圈**都要分别固定在箱体和轴上；也可采用角接触、圆锥滚子轴承，必须成对使用（面对面或背对背），内外圈同样要固定。但要留出足够间隙调整内外圈的相对位置。
- **游动端**可以采用深沟球，**内圈**需固定；圆柱滚子，**内外圈**都固定。

## § 16-5 滚动轴承的组合设计

### 3. 两端游动

轴上的两个支承端都是游动的，**主要用于人字齿轮传动中**。主要是人字齿轮可以确定轴向位置，但是为防小齿轮啮合中出现过定位现象，将小齿轮轴支撑采用2端游动结构，大齿轮采用2端固定支撑结构。



游动端的结构设计 with 一端固定一段游动支承的游动端设计类似。

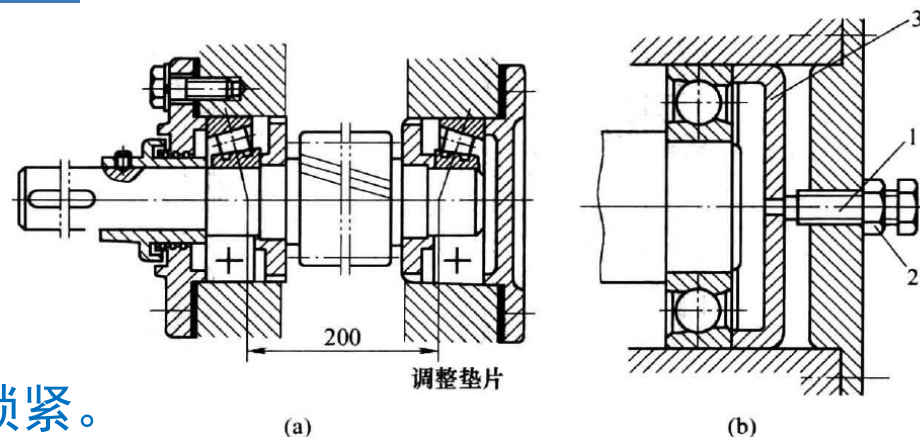


## § 16-5 滚动轴承的组合设计

### 二、轴承组合的调整

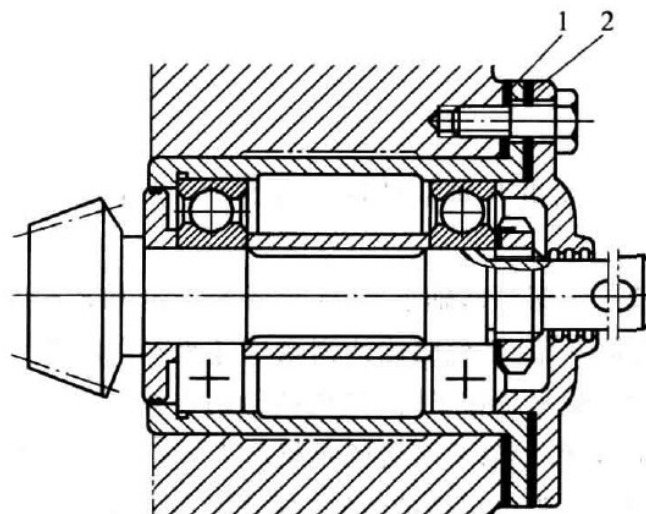
#### 1. 轴承间隙的调整

- a) 加减垫片厚度；
- b) 用螺钉1调整轴承外圈压盖3，用螺母2锁紧。



#### 2. 轴承组合位置的调整

- 1-锥齿轮轴向调整垫片；
- 2-轴承游隙调整垫片。



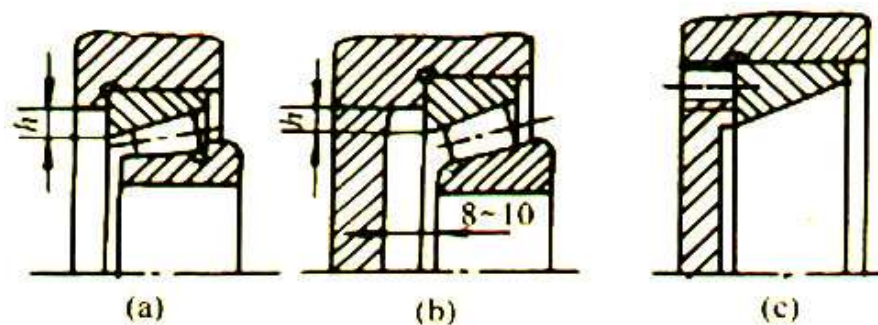
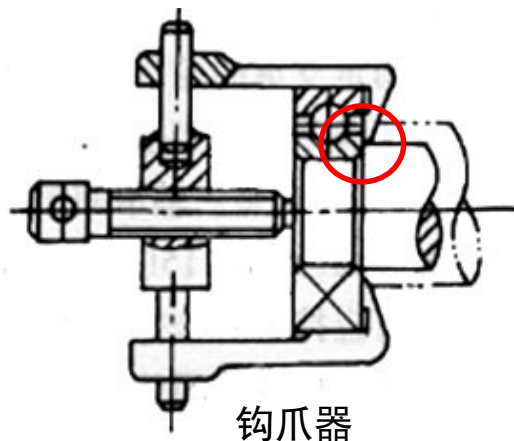
## § 16-5 滚动轴承的组合设计

### 三、滚动轴承的配合

**内圈基孔制**，具有过盈的过渡配合；**外圈基轴制**，选较松的过渡配合或依具体情况确定。这是为使转动套圈比固定套圈配合更紧一些。(GB/T 307.1-2005)

### 四、轴承的装拆

轴肩高度不宜高于内圈，否则难以拆卸。对于外圈也要留出拆卸高度 $h$ 或拆卸螺孔。



# 机械设计基础

## 第十七章 联轴器、离合器和制动器

---



哈尔滨工业大学（深圳）  
机电工程与自动化学院



## 第十七章 联轴器、离合器和制动器

---

17-1 联轴器、离合器的类型和应用

17-2 联轴器

17-3 离合器

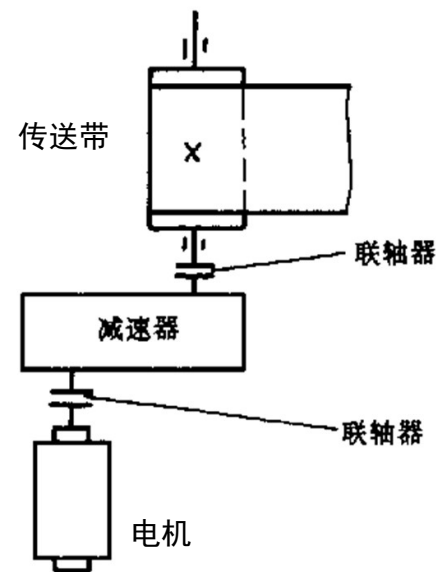
17-4 制动器

## § 17-1 联轴器、离合器的类型和应用

### 联轴器、离合器的作用：

主要用作轴与轴之间的联接，以传递运动和转矩。

- 长轴变短，方便制造和运输
- 使得原动机和工作机可以分别制造、分离使用，
- 实现间歇或不连续的运动，满足不同的工作要求



### 联轴器、离合器的区别：

**联轴器** 必须在机器**停车后**，经过拆卸才能使两轴结合或分离。

**离合器** 在机器**工作中**，可随时使两轴结合或分离。



## § 17-1 联轴器、离合器的类型和应用

### 设计计算思路

- 1 首先，根据工作条件和使用要求选择联轴器和离合器的类型；
- 2 然后，按轴的直径、转速和计算转矩  $T_c$ ，从标准中选择所需要的类型和型号；
- 3 对一些重要的联接作必要的校核计算。



## § 17-1 联轴器、离合器的类型和应用

计算转矩  $T_c$        $T_c = K T$

式中： $T$ —联轴器、离合器传递的名义转矩，单位：N·mm  
 $K$ —载荷系数，查表。

载荷系数  $K$  (电动机驱动时)

机器名称		$K$	机器名称	$K$
机 床		1.25 ~ 2.5	往复式压气机	2.25 ~ 3.5
离心水泵		2 ~ 3	胶带或链板输送机	1.5 ~ 2
鼓风机		1.25 ~ 2	吊车、升降机、电梯	3 ~ 5
往复泵	单行程	2.5 ~ 3.5	发电机	1 ~ 2
	双行程	1.75		

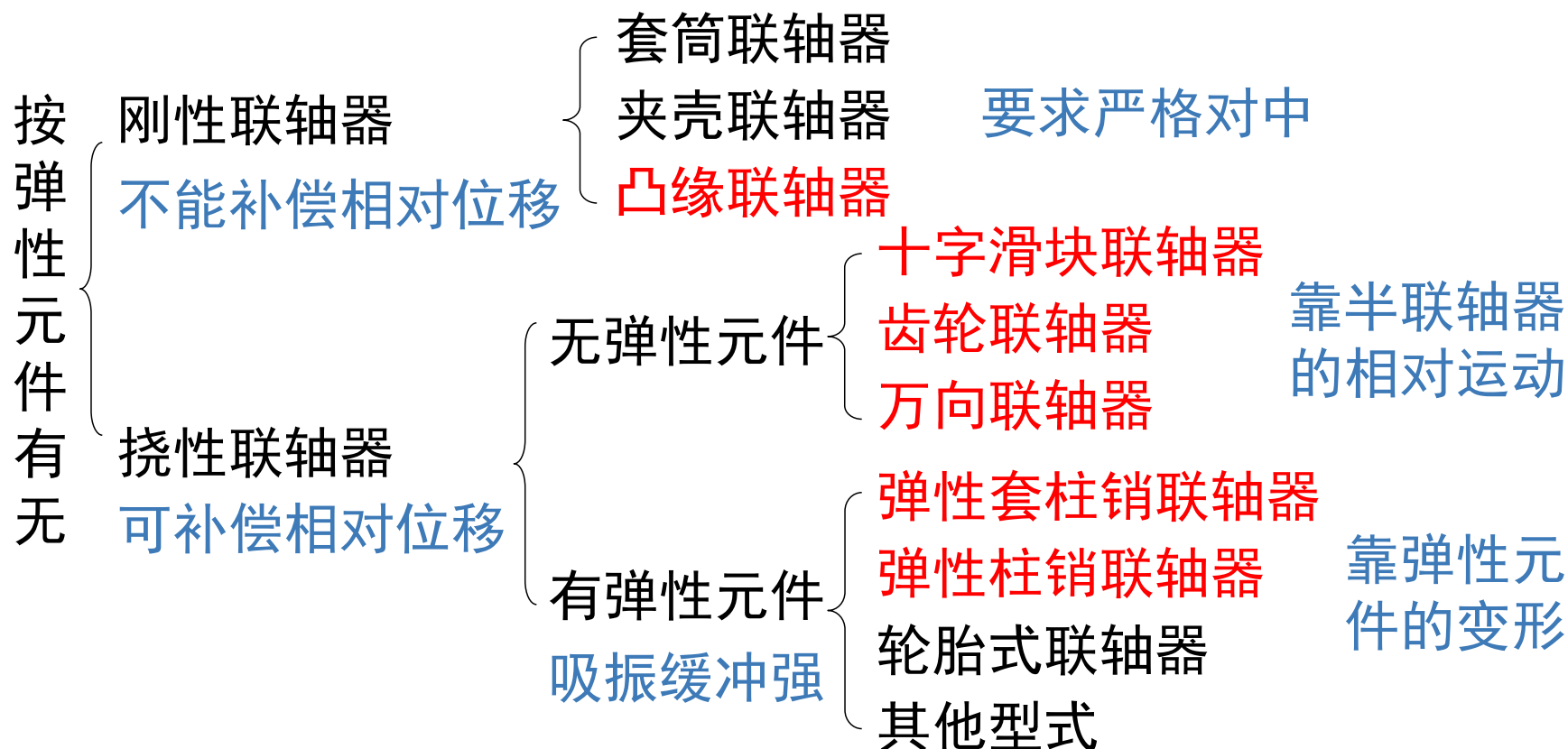
注：① 刚性联轴器取较大值，弹性联轴器取较小值。

② 摩擦离合器取中间值。当原动机为活塞式发动机时，将表内  $K$  值增大 20% ~ 40%。



## § 17-1 联轴器、离合器的类型和应用

### 1、联轴器的类型

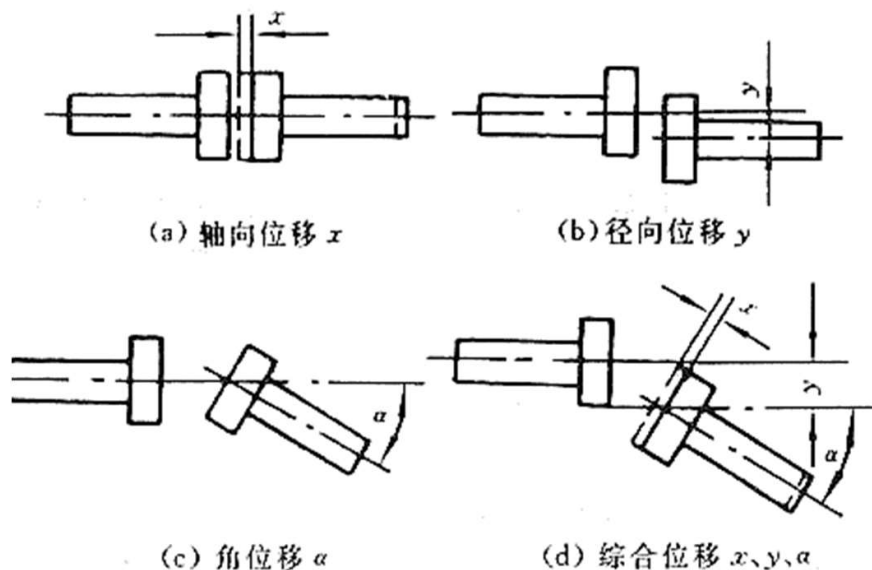




## § 17-1 联轴器、离合器的类型和应用

### 2、两连接轴的相对位移分类

**位移误差原因：**制造、安装、受载变形，温度变化。



设计时，要在结构上采取措施适应出现“不对中”的情况



## 第十七章 联轴器、离合器和制动器

---

17-1 联轴器、离合器的类型和应用

17-2 联轴器

17-3 离合器

17-4 制动器

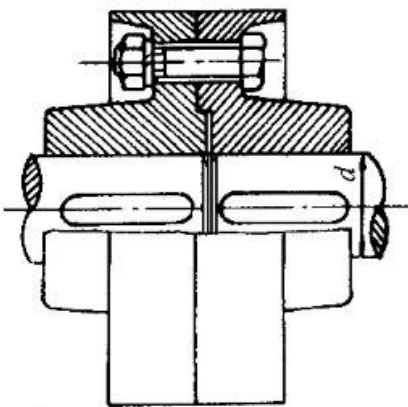
## § 17-2 联轴器

### 一、刚性凸缘联轴器

- 1) **组成**: 由两个带有凸缘的半联轴器、键和连接螺栓组成。
- 2) **原理**: 两个带有凸缘的半联轴器用键分别与两轴连接, 再用螺栓把两个半联轴器联成一体, 实现转矩和运动传递。

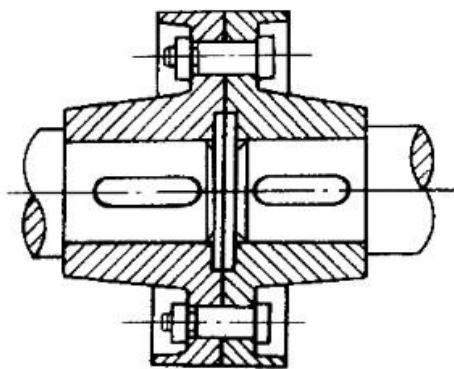
#### 半精制普通螺栓连接

- 靠对中榫和凹槽对中
- 靠凸缘端面间的摩擦力传递转矩



#### 铰制孔用螺栓连接

- 靠铰制孔螺栓对中
- 靠螺栓杆受挤压和剪切传递转矩



- 3) **特点及应用**: 属刚性联轴器, 缺乏位移补偿能力, 对两轴对中性的要求很高。结构简单、成本低、传递转矩大, 应用最广。

## § 17-2 联轴器

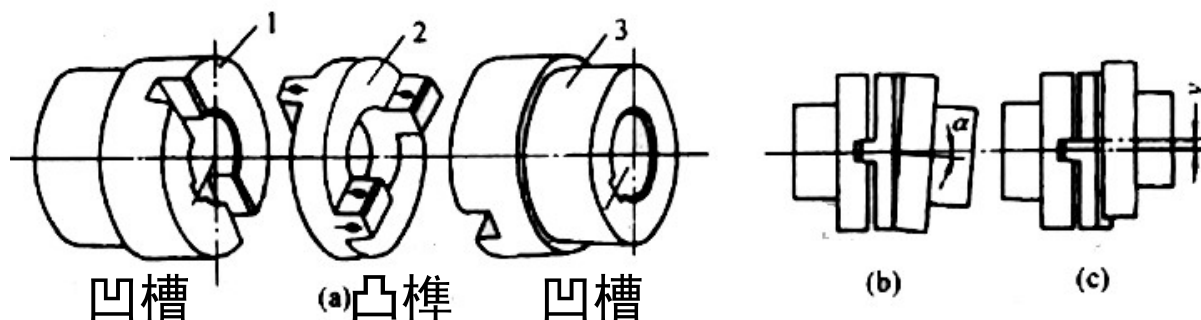
### 二、无弹性元件的挠性联轴器

#### 1. 十字滑块联轴器

**1) 组成：**由两个在端面开有凹槽的半联轴器和一个两面都有凸榫的十字滑块组成。

**2) 原理：**通过滑块的2凸榫在两个半联轴器的凹槽中滑动，可以补偿两轴的径向位移。

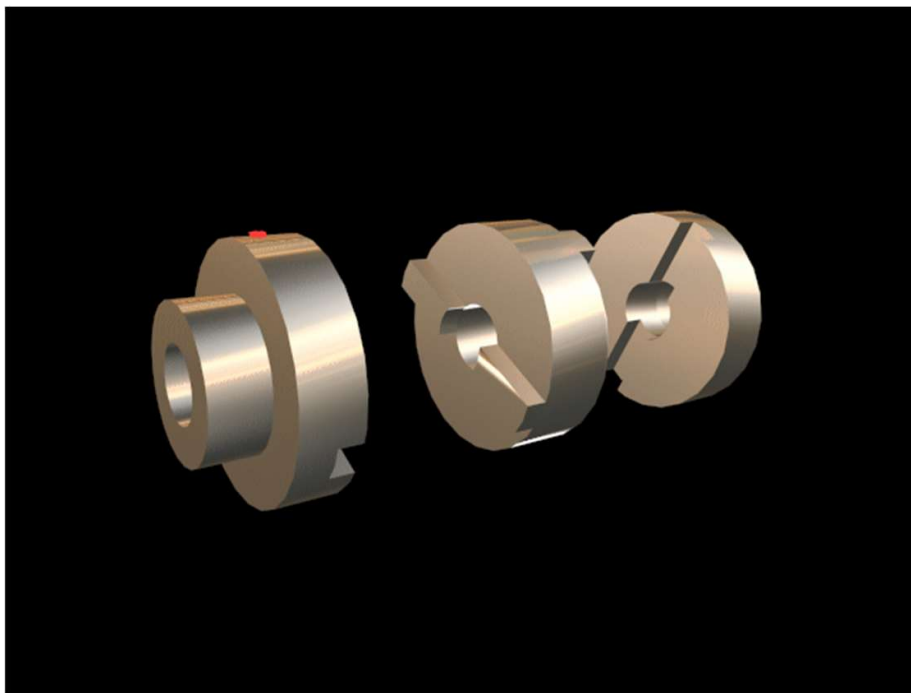
设计  
特点



## § 17-2 联轴器

3) 特点及应用: **特点:** 允许的径向位移 $[\nu] \leq 0.04d$ , 允许的角位移 $[\alpha] \leq 30'$ 。滑块和凹槽有相对滑动, 产生磨损, 需要润滑。

**应用:** 十字滑块联轴器径向尺寸小, 结构简单。但转速高时滑块离心力大, 多用于低速。

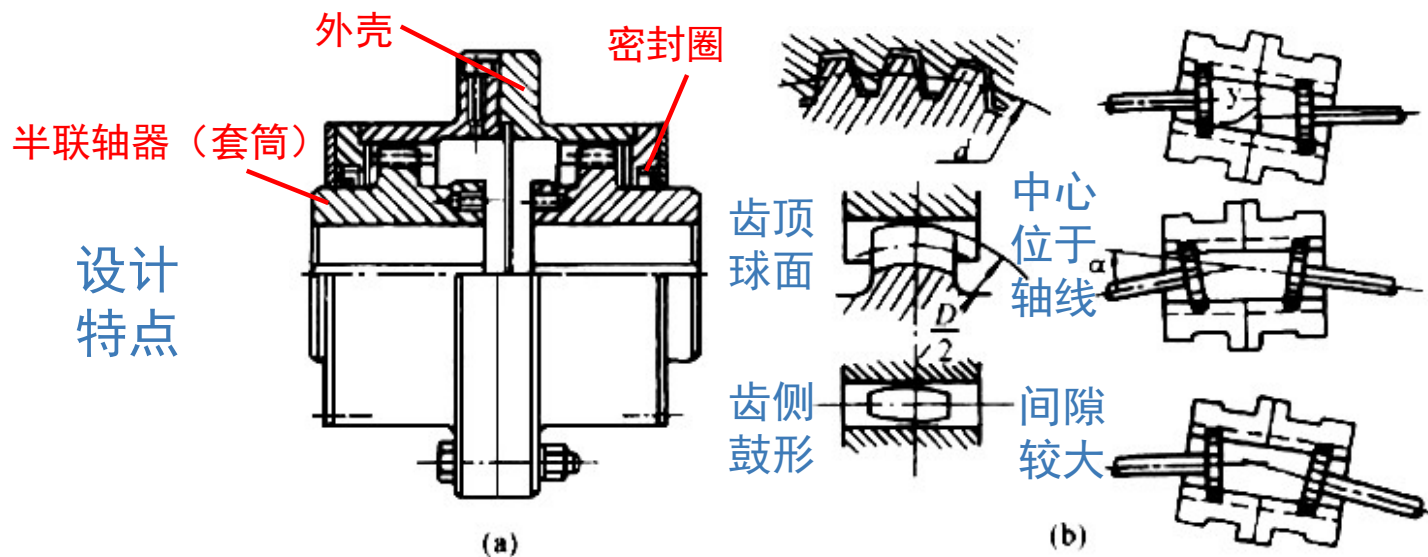


## § 17-2 联轴器

### 2. 齿轮联轴器

1) **组成**: 由两个具有外齿的半联轴器（套筒）和两个用螺栓连接起来的具有内齿的外壳组成。套筒与轴用键相连，外壳与套筒之间设有密封圈。

2) **原理**: 通过具有球面的外齿与内齿啮合传递转矩，并可以补偿两轴的径向、轴向和角度位移，是补偿综合位移的典型。



## § 17-2 联轴器

### 3) 特点及应用：

允许的径向位移 $[\nu]=0.3\sim0.4\text{mm}$ ，轴向位移 $[x]=4\sim20\text{mm}$ ，允许角位移 $[\alpha]\leq 1^\circ 15'$ ；齿面间有相对滑动，有磨损，要润滑和密封。

同时工作齿数多，传递转矩大，补偿适量的综合位移。外形尺寸紧凑，工作可靠。但结构复杂，成本高。当传递巨大转矩时，齿间的压力也随着增大，是联轴器的灵活性降低。**常用于低速的重型机械中。**



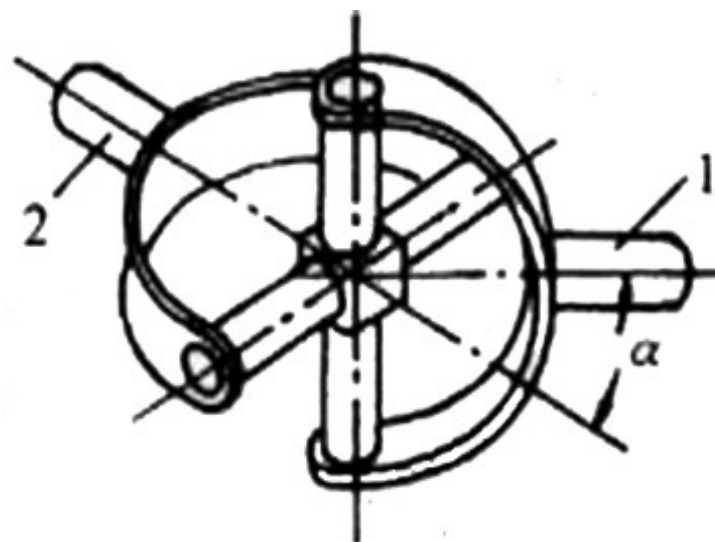
## § 17-2 联轴器

### 3. 万向联轴器

1) **组成**：两个叉形零件，1个十字零件，其四端与叉形件铰接。

2) **工作特点**：

当一轴固定时，另一轴可以在**任意方向偏斜**  $\alpha$  角，角位移最大可达  $35^\circ \sim 45^\circ$ 。



**有动载荷**：当主动轴以等角速度  $\omega_1$  回转时，从动轴的角速度  $\omega_2$  将在一定范围内作周期性的变化。 $(\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \alpha)$

$\omega_2$  变化幅度与两轴的夹角  $\alpha$  有关， $\alpha$  越大，则  $\omega_2$  变化幅度越大。

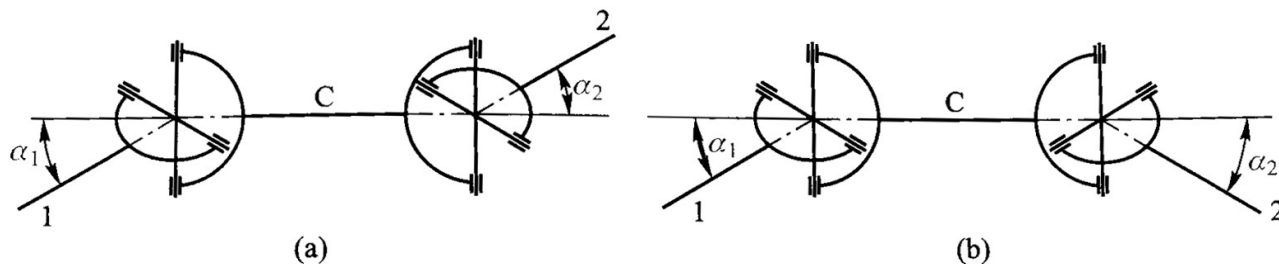


## § 17-2 联轴器

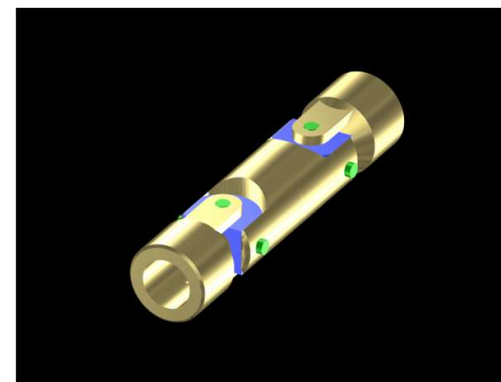
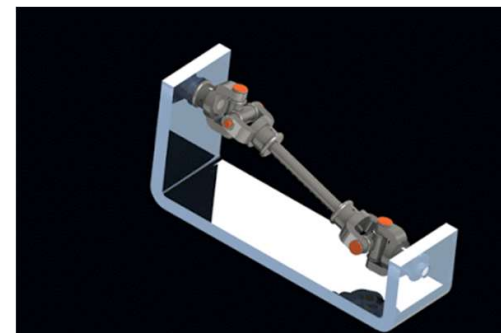
通常将万向联轴器成对使用（双万向联轴器），平衡动载荷。

主、从动轴的角速度相等，应满足：

- (1) 主、从动轴与中间件的夹角相等， $\alpha_1 = \alpha_2$ ；
- (2) 中间件两端的叉面必须位于同一平面



**3) 应用：**常用于**交叉轴**，或工作中两轴有**较大角位移**场合，在汽车和机床等机械中广泛应用。



十字轴式万向联轴器结构示意图

## § 17-2 联轴器

### 三、有弹性元件的挠性联轴器

#### 1. 弹性套柱销联轴器 (GB4323-1984)

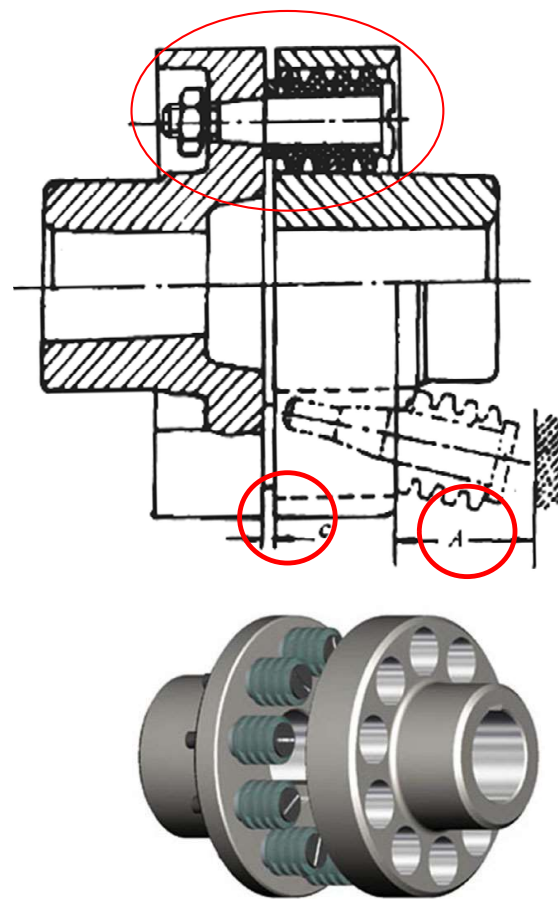
1) **组成**: 结构与刚性凸缘联轴器类似, 区别在于连接不是用螺栓, 而是用带**弹性的外套包裹钢销钉**代替。

2) **原理**: 靠胶套传力, 并靠其变形来补偿2轴相对位移 (可以是: **轴向、径向、角度及综合位移**)

**设计时注意:**

- 1) 靠胶套变形补偿径向和角度位移, **要预留间隙C**。
- 2) 胶套是易损件, **要留出更换胶套间隙A**。

3) **特点和应用**: 结构简单, 制造容易, 装拆方便, 成本较低。适用于**转矩小、转速高、频繁正反转、需要缓和冲击**的地方。

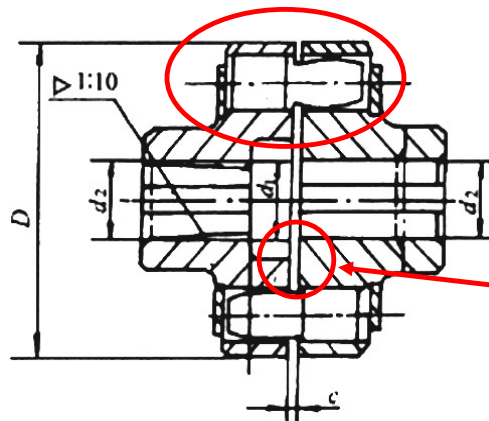


## § 17-2 联轴器

### 2. 弹性柱销联轴器 (GB5014-1995)

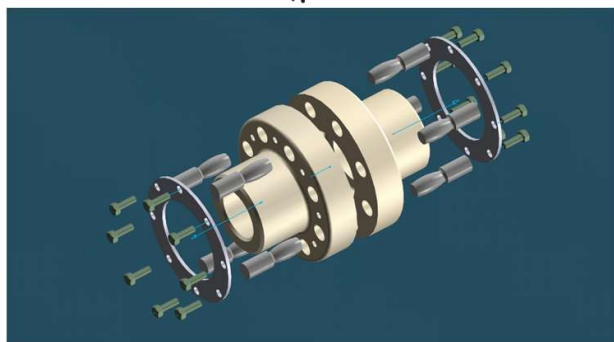
1) **结构组成**: 与刚性凸缘类似, 用**尼龙或木质材料**代替钢螺栓。

**注意**: 为防止尼龙销脱落, 在半联轴器两端要加挡板。



2) **工作原理**: 靠尼龙柱销传递力矩, 并靠其弹性变形来补偿径向位移和角位移。

安装时要**留出间隙**补偿轴向位移

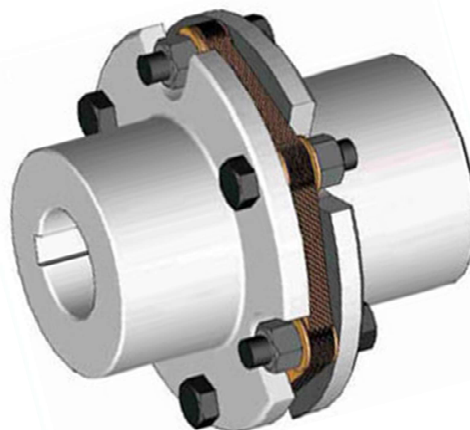


3) **应用特点**: 结构简单, 制造方便, 成本低。适用于**转矩小、转速高、正反向变化多、起动频繁**的高速转轴。

## § 17-2 联轴器



弹性（波纹）管联轴器  
（金属弹性元件）



膜片式弹性联轴器  
（金属弹性元件）

由于机器的工况各异，对联轴器提出不同要求，如：转矩、转速、结构尺寸、缓冲吸振、补偿位移等，为了适应机器的工作性能、特点及应用场合的需要，研究出了各种类型的联轴器。尽管如此，仍不能完全满足日益飞速发展的要求，新产品不断涌现，要多学习，善于应用新型结构联轴器。



## 第十七章 联轴器、离合器和制动器

---

17-1 联轴器、离合器的类型和应用

17-2 联轴器

17-3 离合器

17-4 制动器

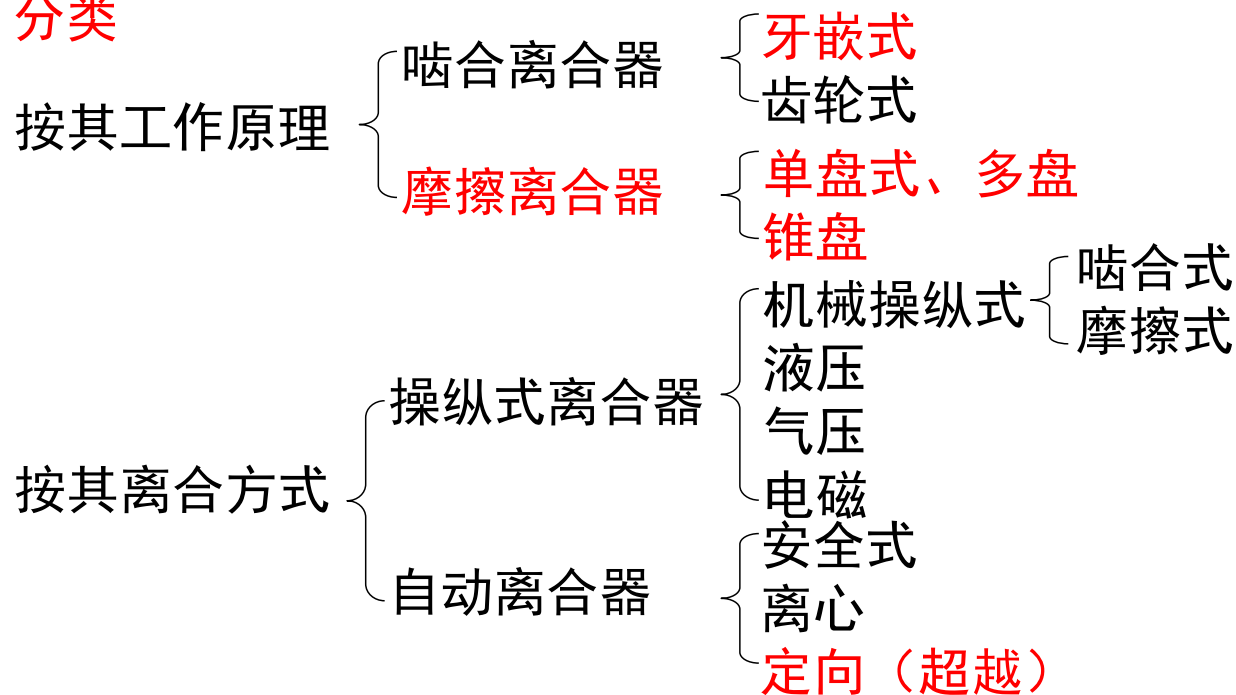


## § 17-3 离合器

1、**功用和特点**：连接两轴，工作中可以随时分离和结合。

2、**应满足的要求**：结合与分离迅速可靠；结合平稳；操作方便省力；调节维修方便；尺寸小、重量轻；耐磨性好、散热好。

### 3、分类



## § 17-3 离合器

### 一、操纵式离合器

#### 1. 牙嵌离合器

1) **组成**：由端面带齿的两个半离合器组成，通过齿面接触来传递转矩。

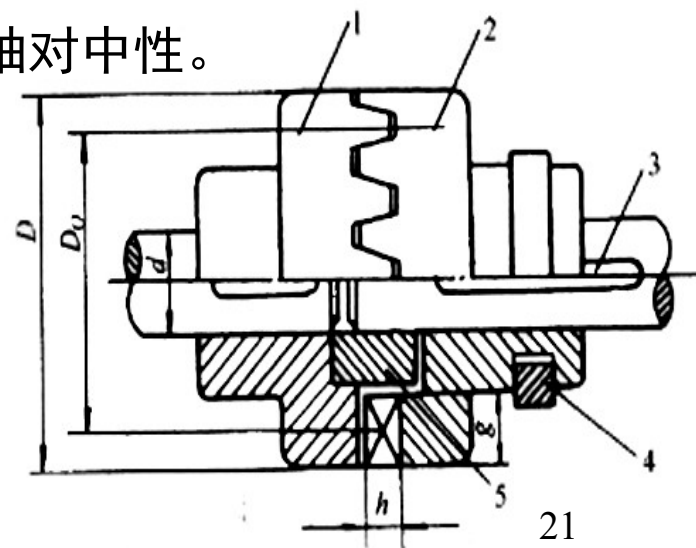
2) **原理**：可动的半离合器2装在从动轴上，操纵滑环4可使之沿导向平键3移动，实现离合。

**设计特点**：在半离合器1中固装对中环5，保持从动轴对中性。

3) **牙数**：3~60个。转矩大牙数少；结合快时，设计多牙数。

#### 4) 牙嵌式离合器的牙形

有3种：三角形、梯形、锯齿形



## § 17-3 离合器



(a)  $\lambda = 30^\circ \sim 45^\circ$

牙尖，强度低，低速小载荷



(b)  $\lambda = 2^\circ \sim 3^\circ$

强度高，自补偿，大载荷



(c)  $\lambda = 2^\circ \sim 3^\circ$

单向传动

**5) 承载能力：**主要取决于**齿根弯曲强度**  $\sigma_b$ 。对于频繁离合的牙嵌离合器，将产生**齿面磨损**，常通过限制齿面压强 $p$ 来控制磨损。

$$\sigma_b = \frac{KTh}{ZD_0W} \leq [\sigma_b] \quad \text{MPa}$$

$$p = \frac{2KT}{ZD_0A} \leq [p] \quad \text{MPa}$$

( $D_0$ 是平均直径， $A$ 是径向投影面积)

**6) 特点和应用：**牙嵌离合器结构简单，尺寸小，工作时无滑动，应用广泛。但只宜在**两轴不回转或转速差很小时**进行离合，否则，会因撞击而断齿。



## § 17-3 离合器

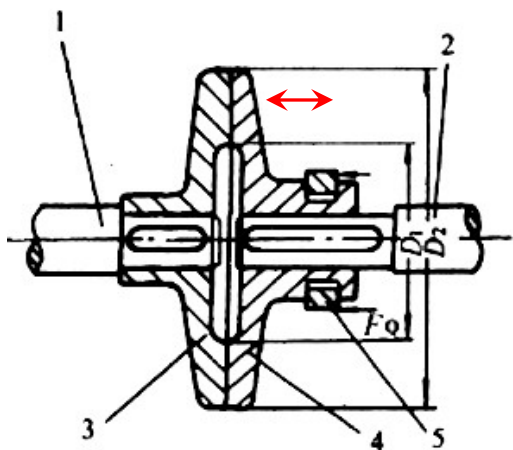
### 2. 摩擦离合器

**特点：**可在转速差较大情况下实现两轴的离、合。

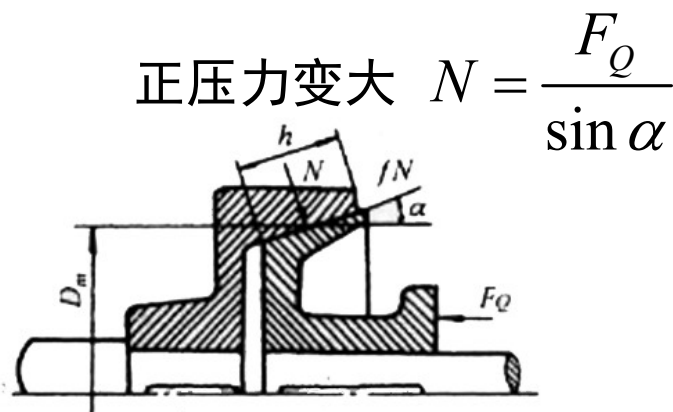
**分类：**单盘、多盘和圆锥式。

1) **组成：**2个盘形半离合器，一个固定在主动轴上，1个可在从动轴上滑动，通过操纵滑环5，实现接合与分离。

2) **原理：**靠结合压力产生足够的摩擦力传递转矩。



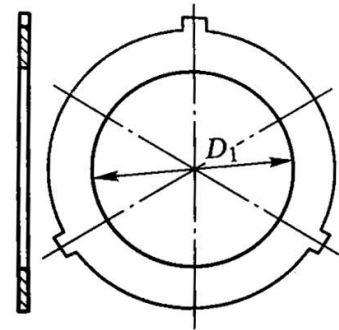
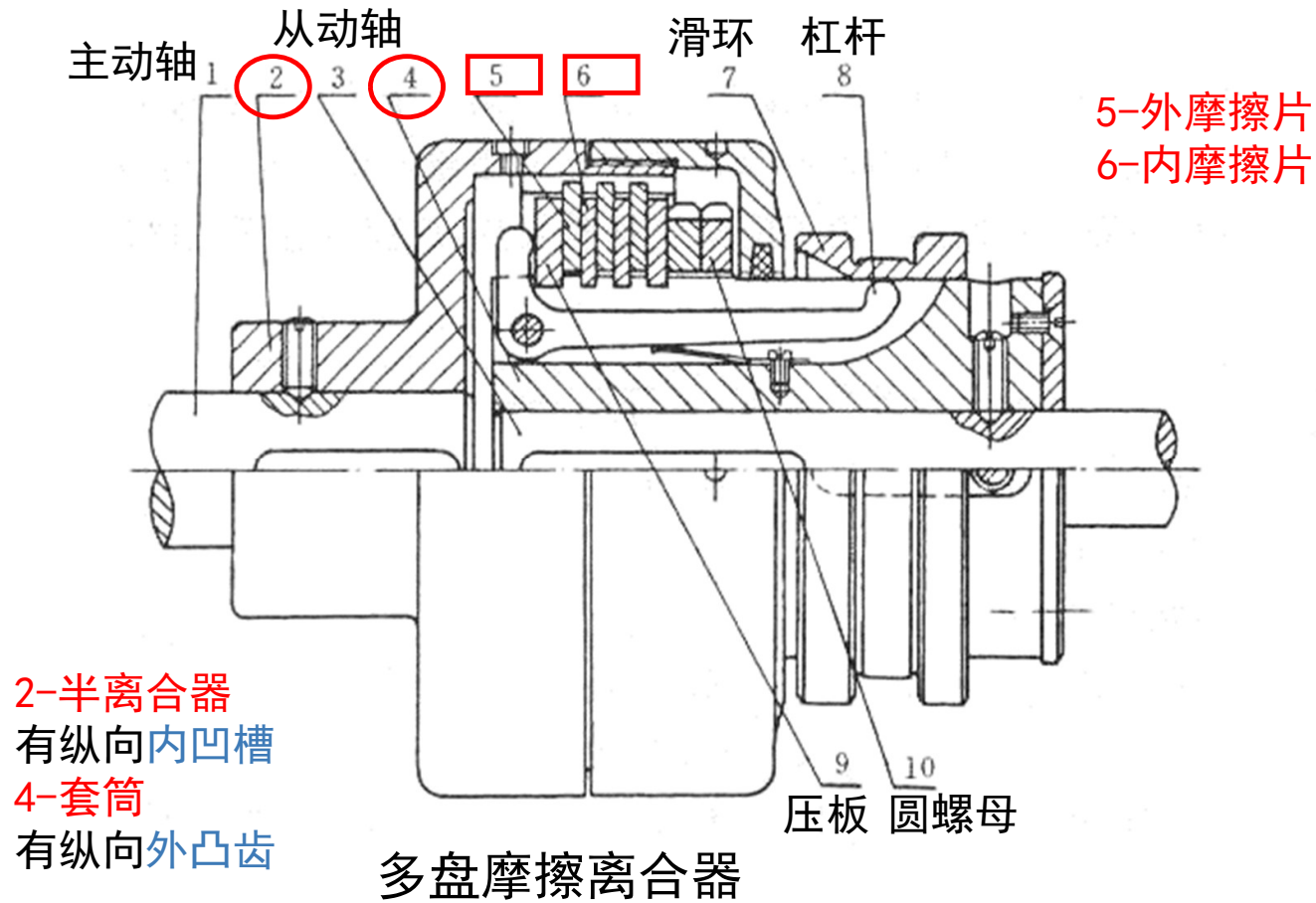
平面式单盘摩擦离合器



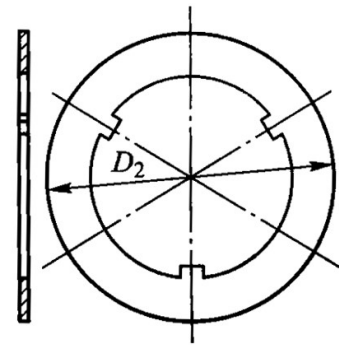
圆锥式摩擦离合器

正压力变大 
$$N = \frac{F_Q}{\sin \alpha}$$

## § 17-3 离合器



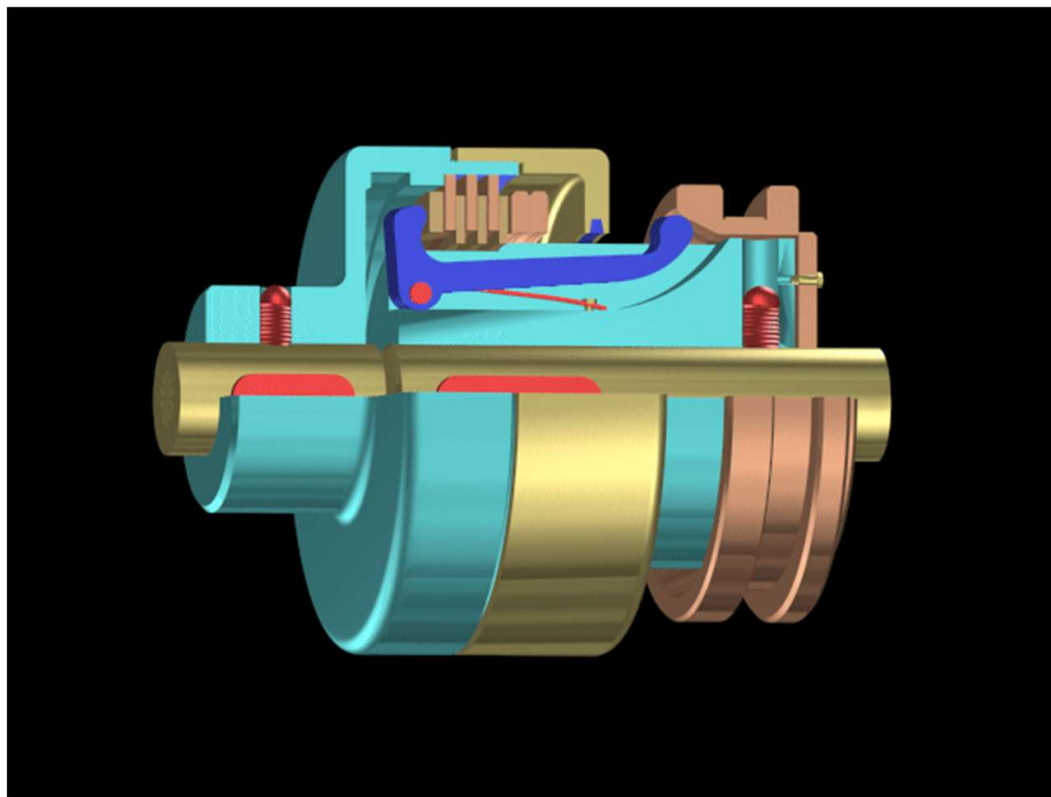
(a) 外摩擦片



(b) 内摩擦片

内外摩擦片

## § 17-3 离合器





## § 17-3 离合器

与牙嵌离合器比较，摩擦离合器具有下列优点：

- 1) 在任何不同转速条件下两轴都可以接合；
- 2) 过载时摩擦面将发生打滑，可以防止损坏其它零件；
- 3) 结合比较平稳，冲击振动比较小。

摩擦离合器在正常的结合过程中，从动轴转速从零逐渐到主轴的转速，因而两摩擦面不可避免的会发上相对滑动。这种相对滑动要消耗一部分能量，并引起摩擦片的磨损和发热。

## § 17-3 离合器

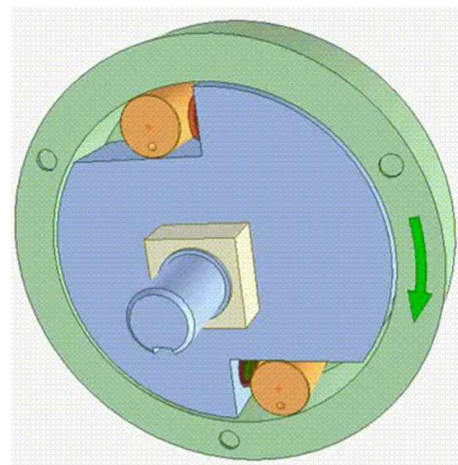
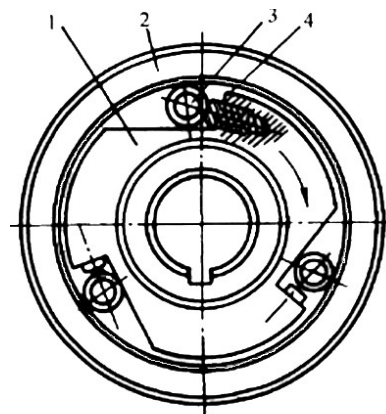
### 3. 定向离合器（超越离合器）

1) **组成**：1—星轮，2—外圈，3—滚柱，4—弹簧顶杆

2) **原理**：星轮主动，顺时针转，滚柱被楔紧在星轮与外圈之间，外圈随星轮一起转动。反转时，滚柱被推向宽敞部分，不楔紧外圈，外圈不转。当外圈单独获得动力，转速超过星轮时，两者可分离，独立旋转。实现“从动”超越“主动”的效果。

3) **特点**：只能按一个转向传递转矩，反向时自动分离。

4) **应用**：这种离合器工作时没有噪声，宜于高速转动，但制造精度要求高。



滚柱式定向离合器

## § 17-3 离合器

超越离合器常用于汽车、机床等的传动装置中。



摩托车轮的超越离合器



## 第十七章 联轴器、离合器和制动器

---

17-1 联轴器、离合器的类型和应用

17-2 联轴器

17-3 离合器

17-4 制动器



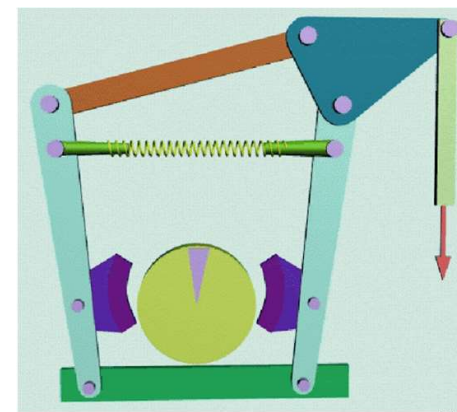
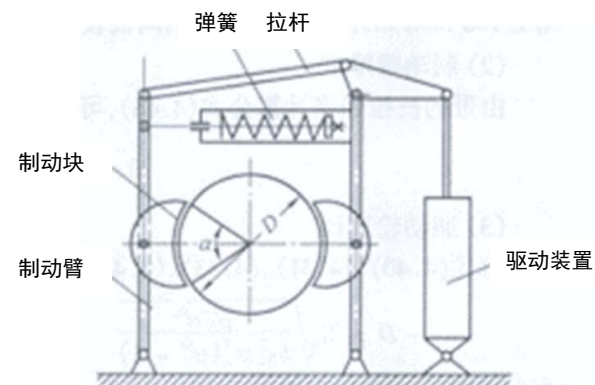
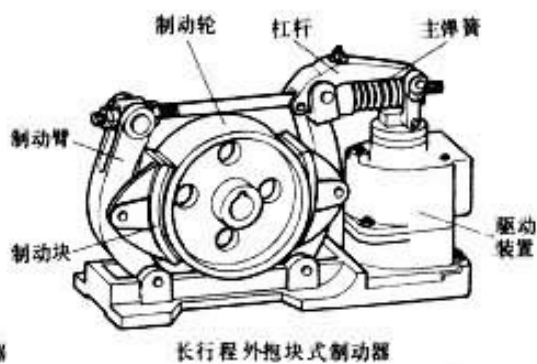
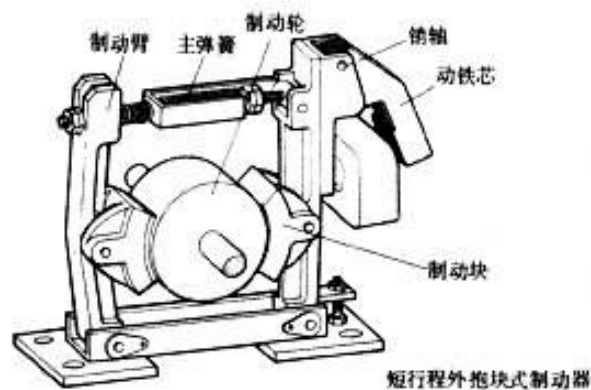
## § 17-4 制动器

**制动器** 是用来迫使机器迅速停止运转或减低机器运转速度的机械装置。

### 1. 块式制动器

**原理：**借助瓦块与制动轮间的摩擦力来制动。

安全起见，一般安排断电时起制动作用。



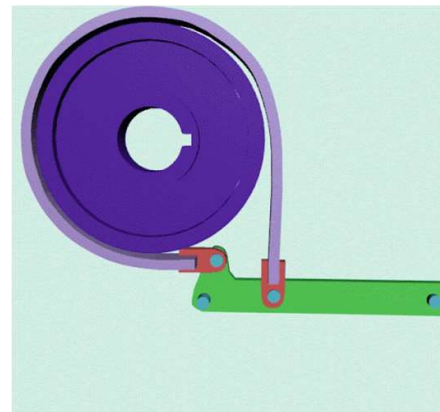
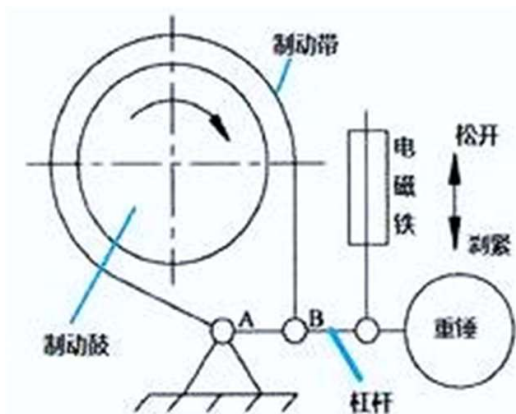


## § 17-4 制动器

### 2. 带式制动器

**原理：**借助杠杆上的作用外力，使闸带收紧且抱住制动轮，靠带与轮间的摩擦力达到制动目的。这种制动器结构简单、紧凑。

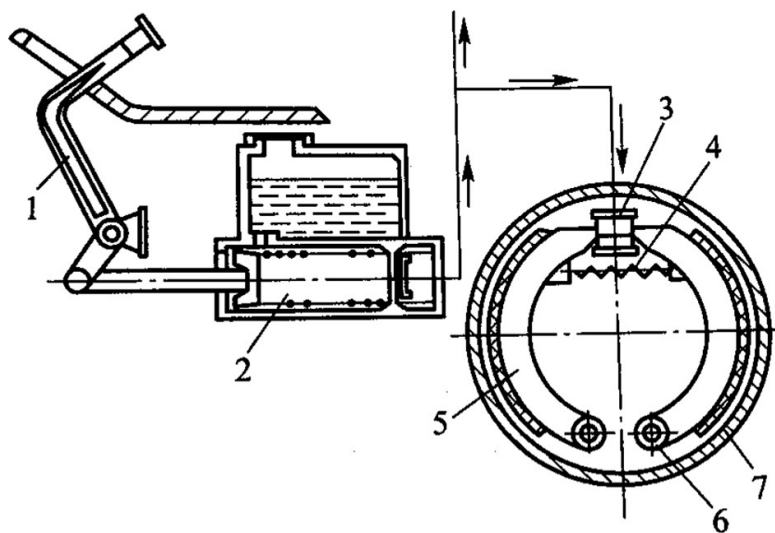
为了增加摩擦，闸带材料一般为钢带上复以金属陶瓷。



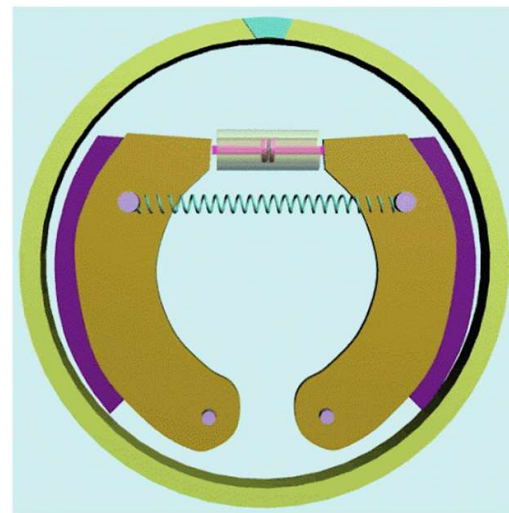
## § 17-4 制动器

### 3. 鼓式制动器（蹄式制动器）

**原理：**通过油缸两端的活塞使制动蹄左右张开，靠摩擦片制动制动鼓；制动泵停止工作时，由拉簧向内拉紧，不再制动。



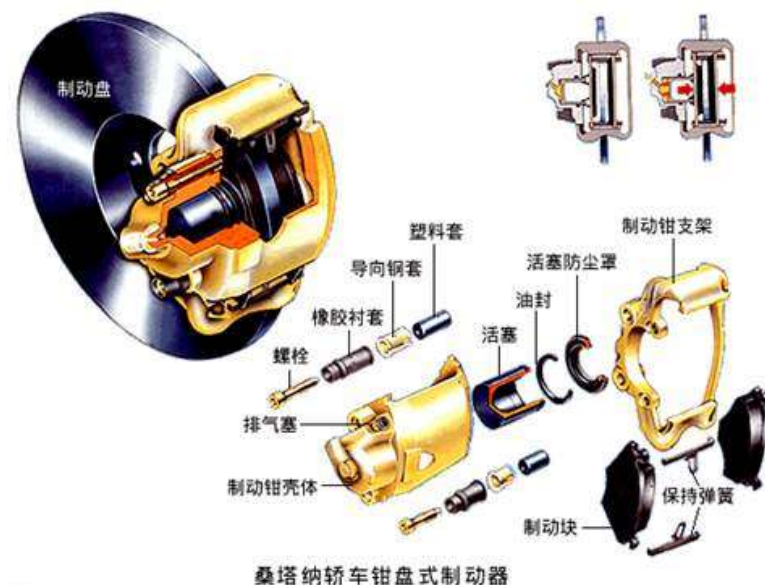
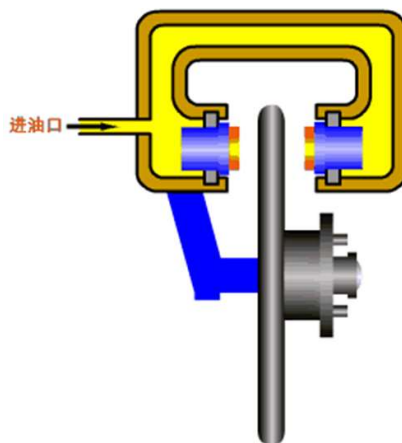
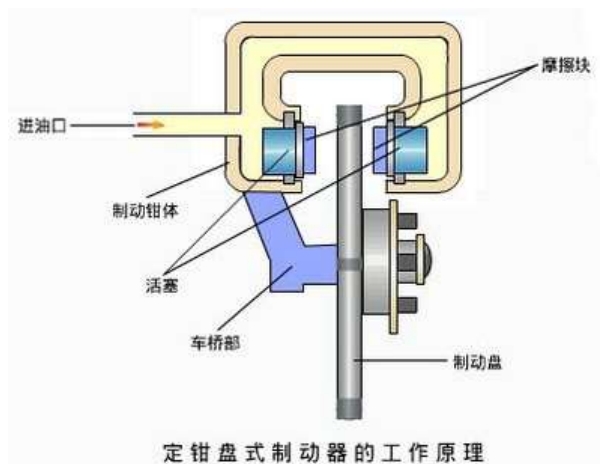
- 1—脚踏板
- 2—液压制动泵
- 3—卧式油缸
- 4—拉簧
- 5—制动蹄
- 6—支撑销
- 7—制动鼓



## § 17-4 制动器

### 4. 盘式制动器

**原理：**制动时，油液被压入内、外两轮缸中、其活塞在液压作用下将两制动块压紧制动盘，产生摩擦力矩而制动。此时，轮缸槽中的矩形橡胶密封圈的刃边在活塞摩擦力的作用下产生微小的弹性变形。放松制动时，活塞和制动块依靠密封圈的弹力和弹簧的弹力回位。



## § 17-4 制动器

盘式制动器已广泛应用于轿车，现在大部分轿车用于全部车轮，少数轿车只用作前轮制动器，与后轮的鼓式制动器配合。

为什么越来越多的轿车选用盘式制动器（与鼓式制动器比较）？

- 1、盘式制动器工作表面为平面且两面传热，圆盘旋转容易冷却，不易发生较大变形，制动效能较为稳定，长时间使用，制动盘因高温膨胀使制动作用增强；而鼓式制动器单面传热，内外两面温差较大，导致制动鼓容易变形，制动效能减弱。
- 2、盘式制动器结构简单，质量和尺寸比鼓式要小，维修保养方便，易实现制动间隙自动调整。

