

# 机械设计基础

课程主讲人

机械工程学院：孙涌



## 课程介绍：

未来的工科发展必然是机、电、通信、信息以及相关技术的结合，而科技的发展也必然离不开机械、电子、信息等技术，因此掌握基本的机械知识和设计方法，是未来科技人才的必备能力之一。

通过课程学习，使同学们掌握常用机构、通用机械零部件和一般机械的组成、工作原理及机械设计的基本理论和方法。熟练掌握查图表、标准、规范和手册等技术资料；培养同学们树立正确的设计思想，掌握机械设计的一般规律，提高分析问题和解决实际问题的能力和创新设计的能力。



## 参考资料

- [1] 《机械设计基础（第七版）》 杨可桢等主编 高等教育出版社
- [2] 《机械设计（第十版）》 濮良贵等主编 高等教育出版社
- [3] 《机械设计课程设计手册（第五版）》 吴宗泽等主编 高等教育出版社



## 绪论

## 第一章 平面机构的自由度

## 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

## ★ 第七章 机械运动速度波动的调节

## ★ 第八章 回转件的平衡



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

## ★ 第九章 机械零件设计概论

## 第十章 连接

## 第十一章 齿轮传动

## 第十二章 蜗杆传动

## 第十三章 带传动和链传动

## 第十四章 轴

## ★ 第十五章 滑动轴承

## 第十六章 滚动轴承

## ★ 第十七章 联轴器、离合器和制动器

## ★ 第十八章 弹簧



课程成绩：过程化考核

期末（50%）+作业（25%）+平时（15%）+实验  
(10%)

期末：期末考试，笔试闭卷

作业：章节重点作业（雨课堂发布，规定时间提交）

平时：出勤+课堂练习（雨课堂发布，现场提交）

实验：实验过程与实验报告

- 1. 机械机构认知实验；
- 2. 齿轮范成法及基本参数测定；
- 3. 带传动实验；



§1 本课程研究的对象和内容

§2 本课程在教学中的地位

§3 机械设计的基本要求和一般过程

## § 1 本课程研究的对象和内容



顾名思义，本课程研究对象为：**机械（机器和机构）**

**机械—人造的用来减轻或替代人类劳动的多件实物的组合体。**

任何机械都经历了：简单→复杂的发展过程。

广义的说，任何简单的工具都是机械

170 万年前，云南元谋人使用石器





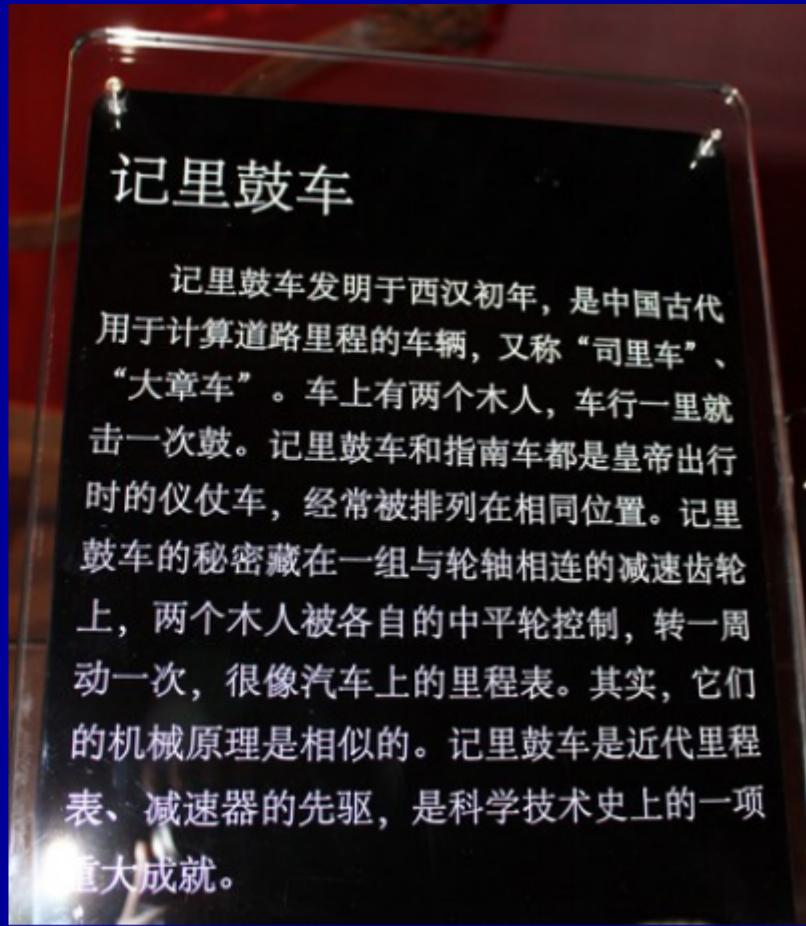
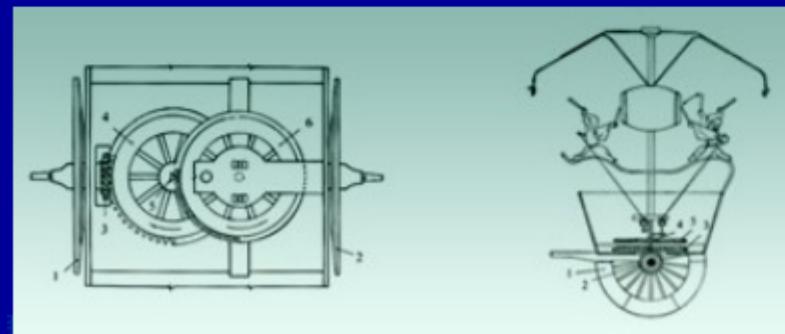
人类在长期的生产实践中，逐渐创造了各种多件实物的组合体，使其能完成预定的动作，达到减轻人类体力消耗和提高工效的目的。

我国古代四千多年前的畜力战车、简单的纺织工具



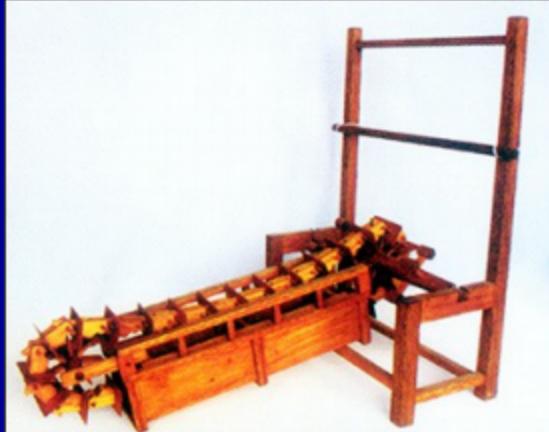


# 古代西汉时期发明的记里鼓车





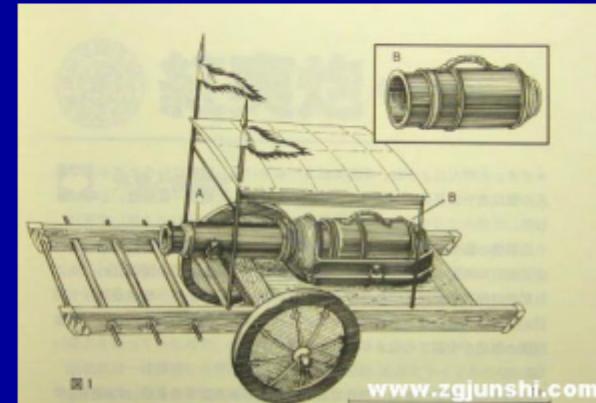
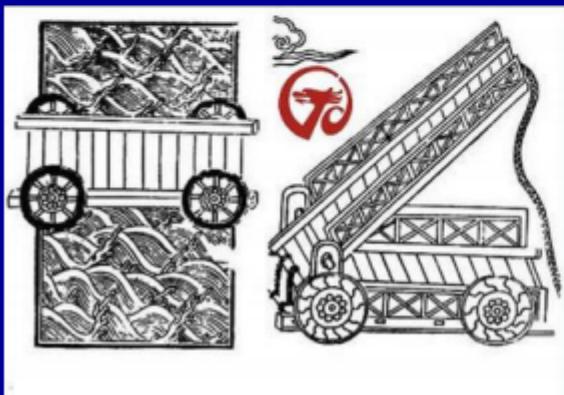
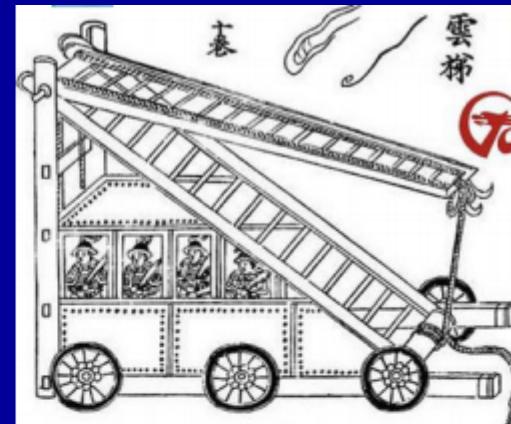
宋朝的水转连磨、龙骨水车、水转大纺车。  
其动力由人畜等向水、风等演变。





## 古代军事机械：

汉弩、抛石机、云梯、折叠桥、箭车、明代火炮

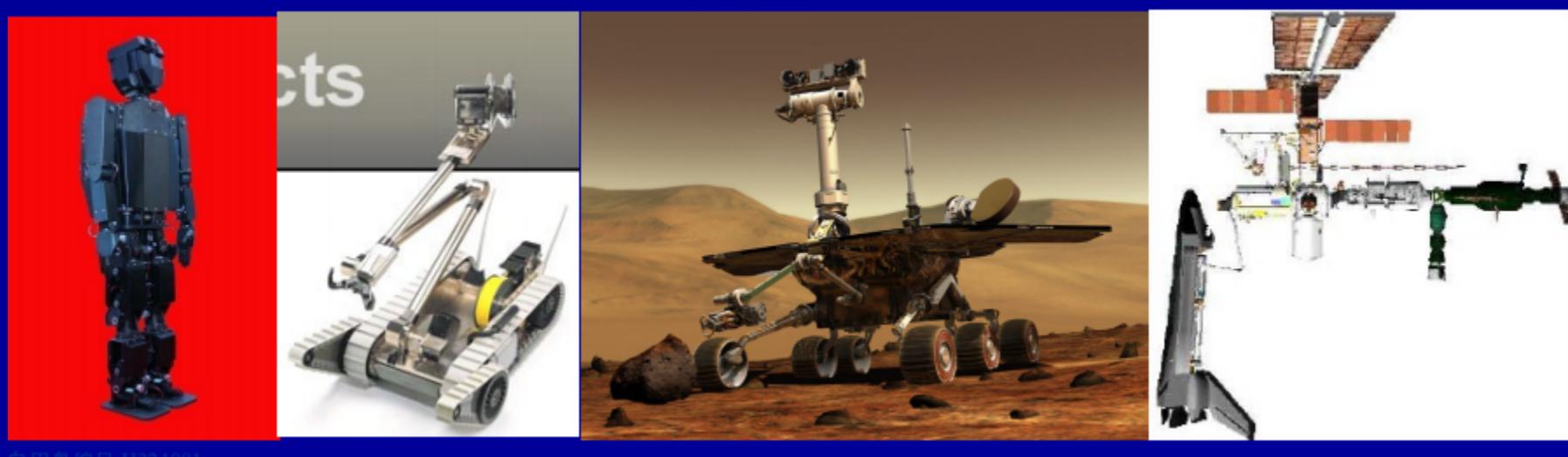




随着现代科技的发展。机械装备不断得到完善，  
新机械不断出现。

自动生产线、新型飞机、机器人、火星车、空间  
站、航天飞机等





白田舟德易 1132 1001

机械在如今的各行各业，社会的各个方面都发挥着重要作用，是人们生活、工作、生产不可或缺的部分。

# 机械在生活中的应用



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology





天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology





# 机械在汽车中的应用





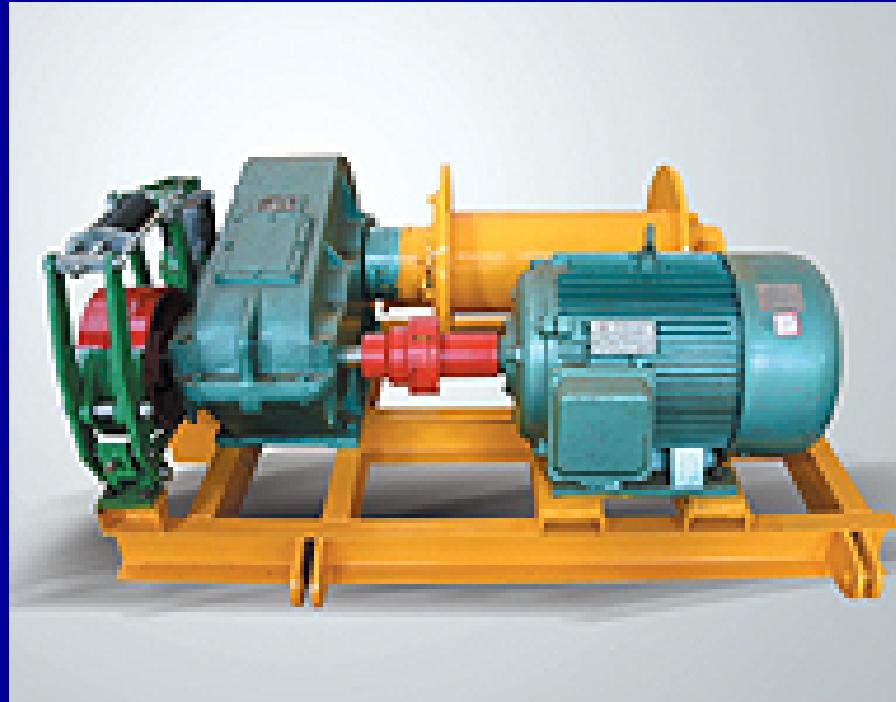
# 机械在工程机械中的应用



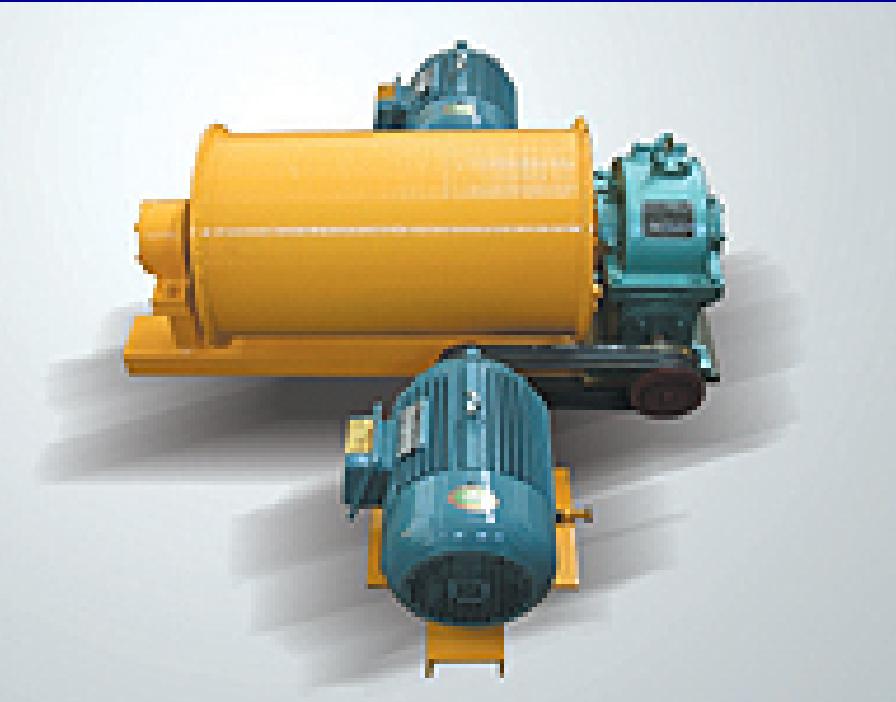


变幅机构（液压驱动）

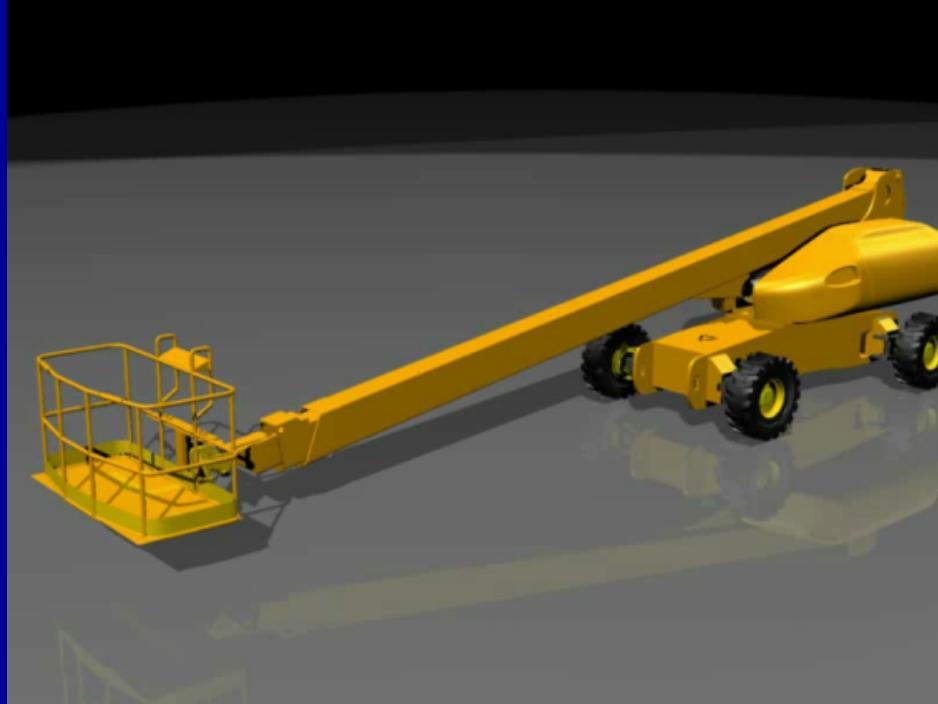




起升驱动（卷扬）机构



变幅驱动机构

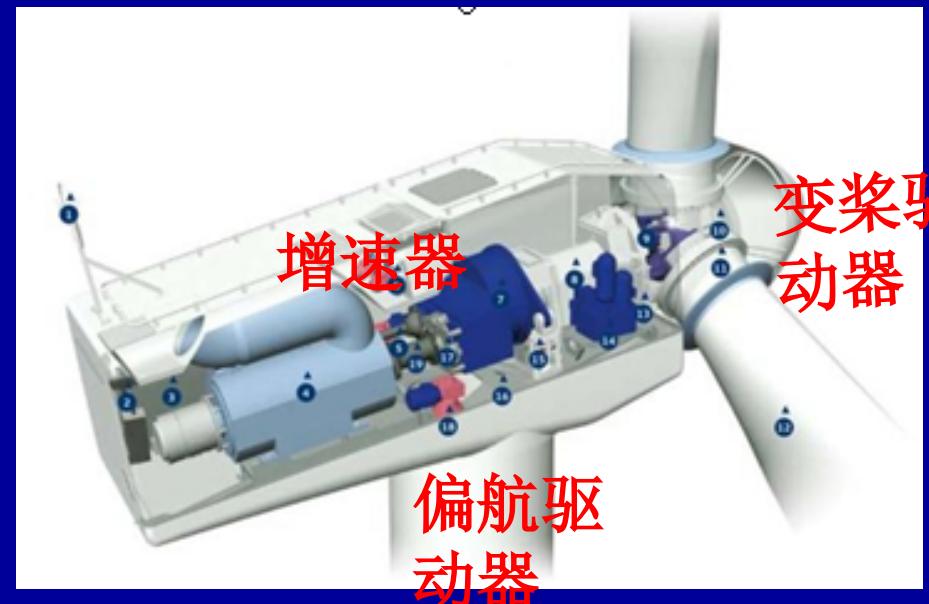


高空作业车的升降机构



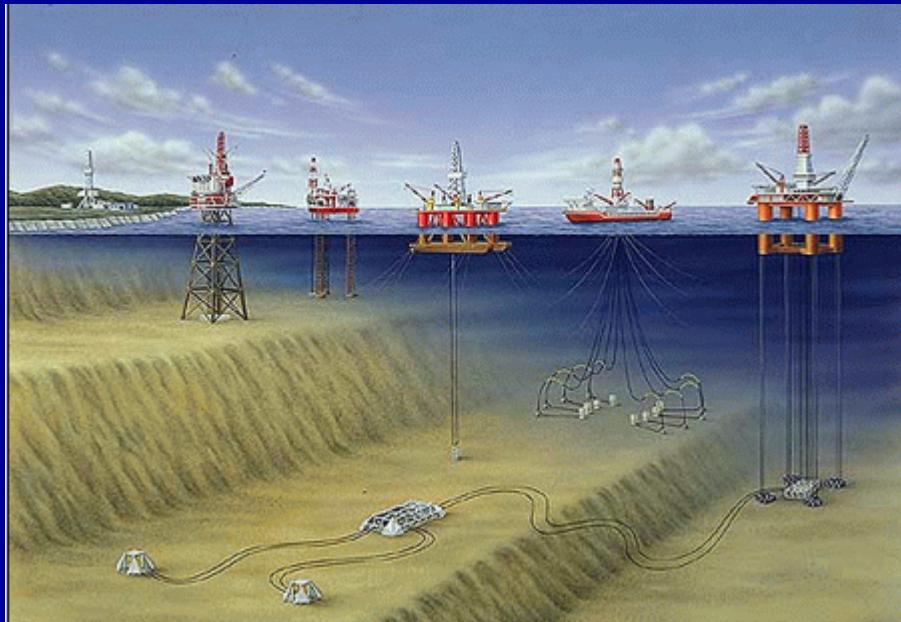
# 机械在风电设备中的应用







# 机械在海洋石油开采中的应用

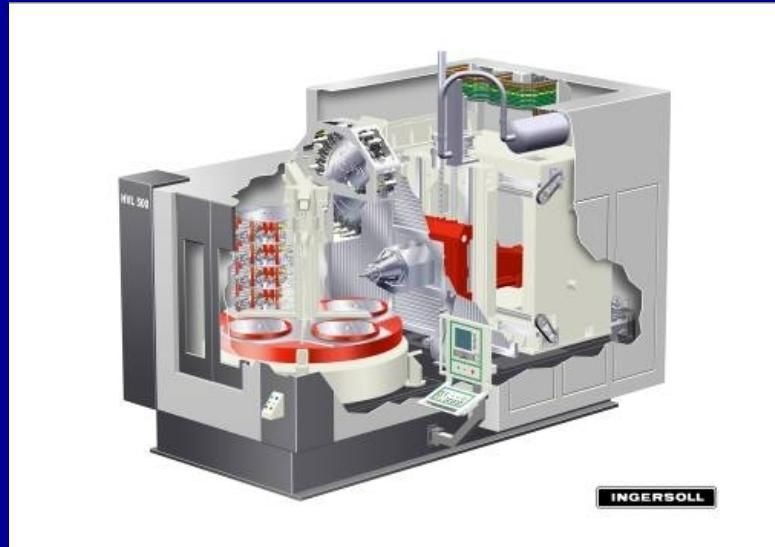
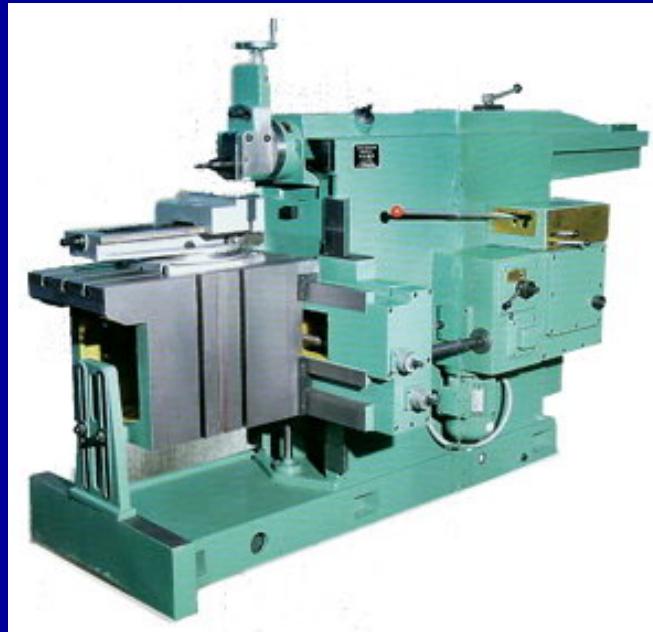


海洋石油钻井平台





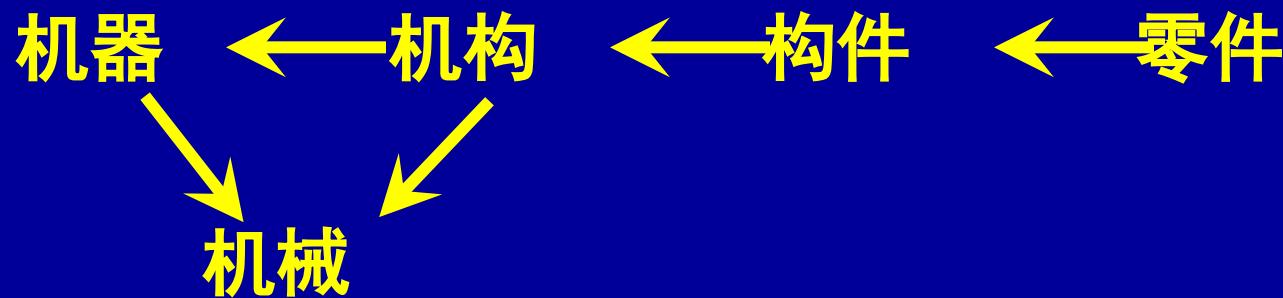
# 装备制造设备 ——机床、 加工中心



机械的作用：改善劳动条件、提高生产效率、提高产品质量。



从几个名词概念开始认识、学习机械：





## 1. 机器

是一种可用来传递或变换能量、物料与信息的机构或机构的组合。

在日常生活和工程实践中随处都可见到各种各样的机器。

例如：车辆 飞机 舰艇 火炮 家用设备等。

机器具有三个特征。





机器的特征

- 1) 它是人为的实体组合；
- 2) 各实体之间具有确定的相对运动；
- 3) 它用来完成有用功、转换能量或处理信息。

下面以内燃机为例，进行说明：

# 典型机器的分析：

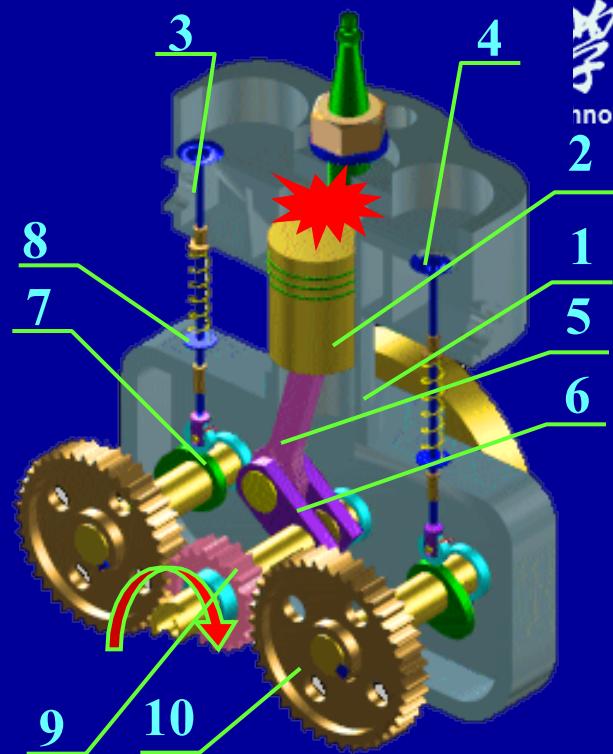
举例：内燃机

组成：

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

工作原理：

- 1.活塞下行，进气阀开启，混合气体进入汽缸；
- 2.活塞上行，气阀关闭，混合气体被压缩，在顶部点火燃烧；
- 3.高压燃烧气体推动活塞下行，两气阀关闭；
- 4.活塞上行，排气阀开启，废气被排出汽缸。



内燃机

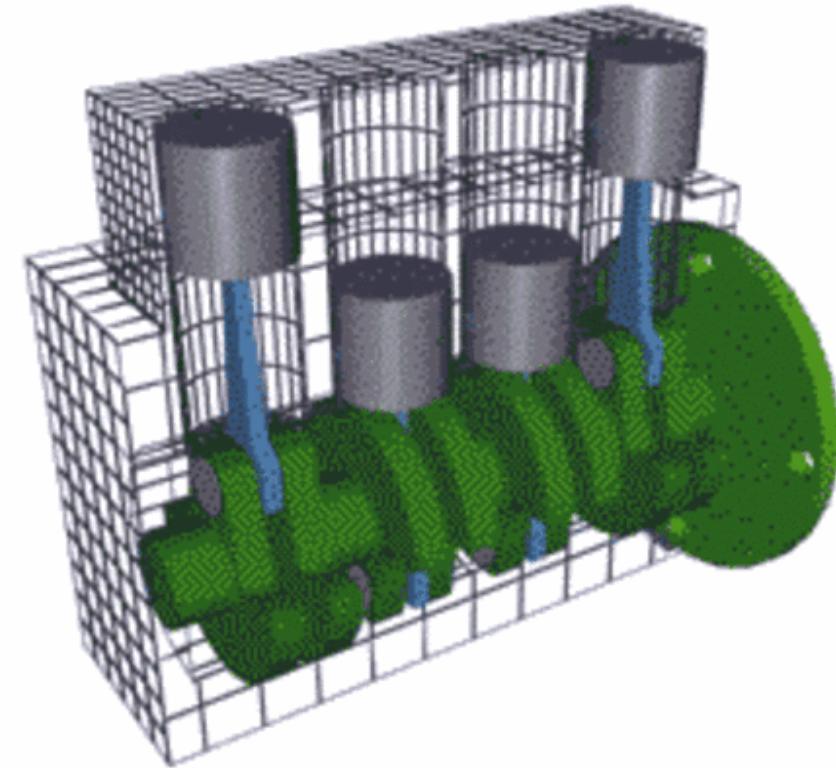
内燃机演示

循环运动的结果，使曲轴输出连续的旋转运动

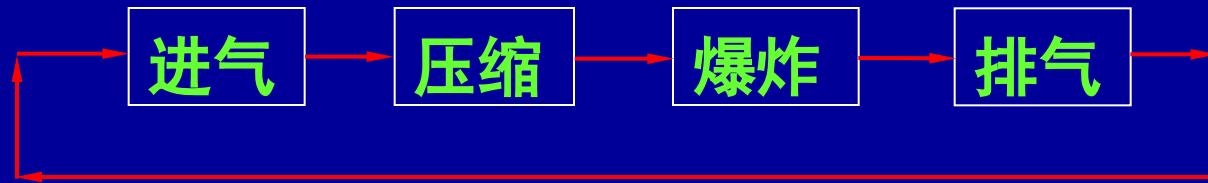




天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology



通过分析，内燃机的工作过程可总结为：



内燃机各部分的作用：

活塞的往复运动通过连杆转变为曲轴的连续转动，该组合体称为：

**曲柄滑块机构**

凸轮和顶杆用来启闭进气阀和排气阀；称为：

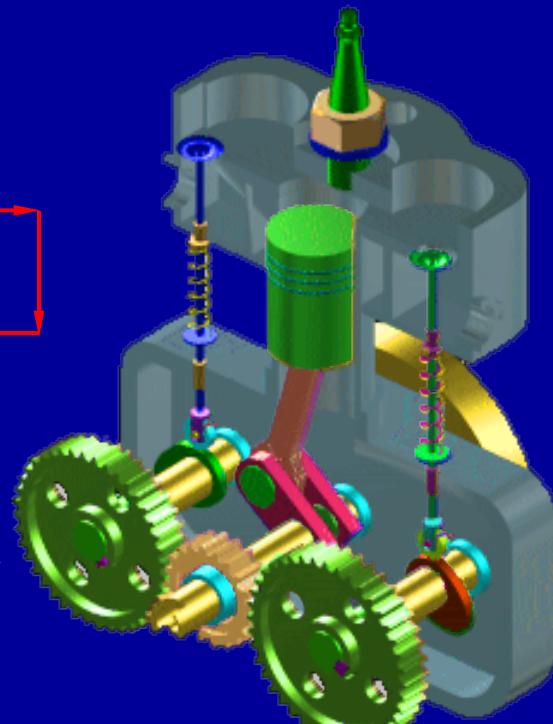
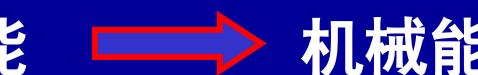
**凸轮机构**

两个齿轮用来保证进、排气阀与活塞之间形成协调动作，称为：

**齿轮机构**

本例中三个机构组成机器，各部分协调动作的结果：

化学能 → 机械能





# 机床



<http://china-machine365.com>

由电动机、经床头箱的齿轮传动使主轴和刀架运动；  
各实物体之间具有确定的相对运动 ；  
切削金属，做有用的机械功



再看一下机器的共有特征：

- ①人造的实物组合体；
- ②各部分有确定的相对运动；
- ③代替或减轻人类劳动完成有用功或实现能量的转换

机器的分类：

原动机—实现能量转换（如内燃机、蒸汽机、电动机）

工作机—完成有用功（如机床等）



## 机器的组成

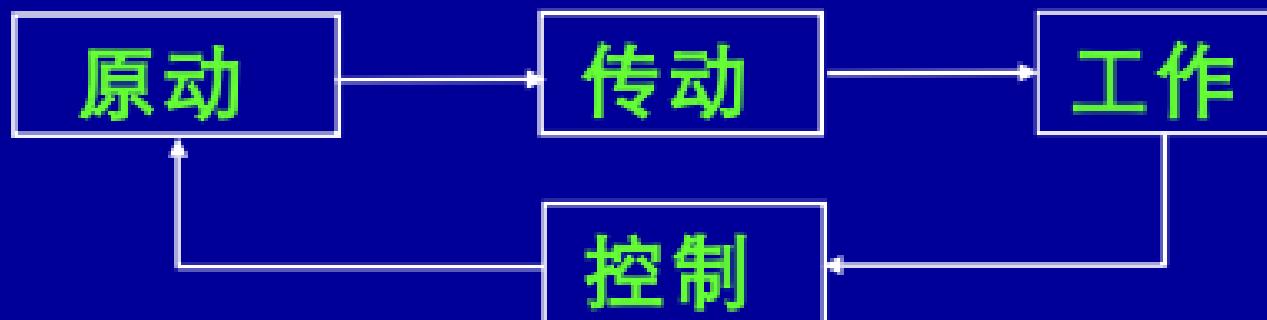
**原动部分**—是工作机动力的来源，最常见的是电动机和内燃机。

**工作部分**—完成预定的动作，位于传动路线的终点。

**传动部分**—连接原动机和工作部分的中间部分。

**控制部分**—保证机器的启动、停止和正常协调动作。

其关系如下





## 2、机构

如前所述，内燃机中的曲柄滑块、齿轮系统、凸轮系统等都称为**机构**

机构只具有机器的前两个特征而不具备机器的第三个特征的装置称为“**机构**”。

1) 它是人为的实体组合；

2) 各实体之间具有确定的相对运动；

~~3) 它用来完成有用功、转换能量或处理信息。~~



机构的分类：

通用机构和专用机构。

通用机构 —— 用途广泛，如齿轮机构、连杆机构等。

专用机构 —— 只能用于特定场合，如钟表的擒纵机构

机器是由一个或若干个机构组成。



### 3. 机械

- 机构是构件系统，在机器中起着传递、变换运动和力的作用；
- 机器由机构组成，但区别是除机构外，还包含电气、液压等其他装置；

机构                  机器

从结构、受力和运动的角度分析，二者无异，因此习惯将它们统称为**机械**。

## 4. 构件

所谓构件是指机器或机构中独立的运动单元。例如：

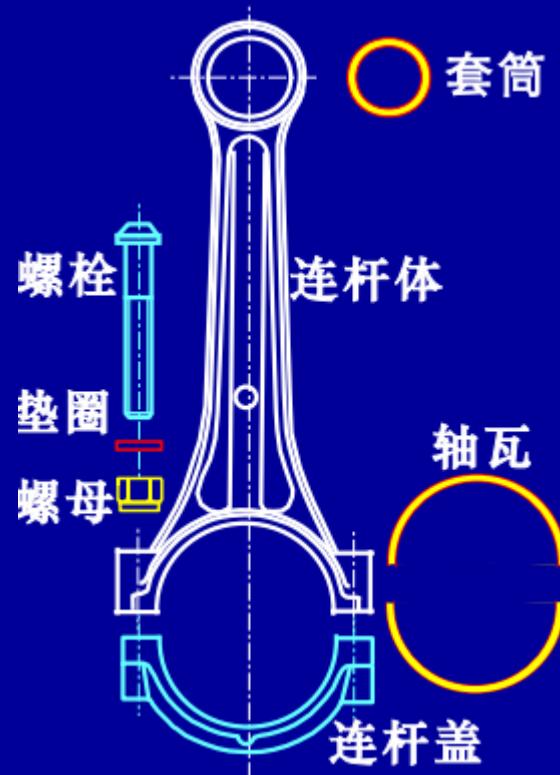


构件可以是单一整体，也可以有多个零件组成，但各零件之间无相对运动，构成一个运动单元。（**制造和工艺原因**）



## 5. 零件

所谓零件是指机器或机构中不可拆分的制造单元。例如：





## 构件的分类：活动构件和固定构件。

构件 { 活动 { 原动件：驱动力作用的构件  
            从动件：由其它构件所驱动  
        固定：相对固定坐标系静止的构件



## 机械中的零件可以分为：

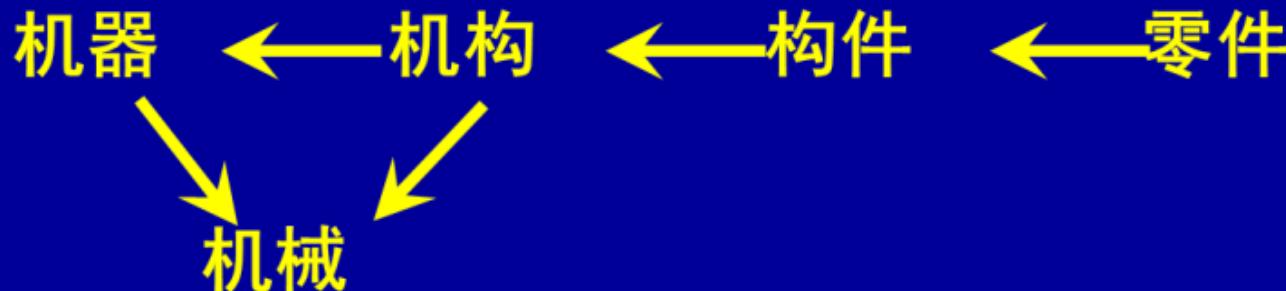
- **通用零件**——使用广泛，如齿轮、轴、弹簧、螺钉等；
- **专用零件**——只出现在特定机械中，内燃机活塞，汽轮机叶片。
- **部件**——机器中为实现独立的专门功能并协同工作的零件组合体，如减速器、联轴器、离合器、制动器、轴承等。部件常常单独装配，是装配的单元。通常情况，对零件和部件不作严格区分。

本课程的研究对象和内容：常用机构和通用零部件的工作原理、结构特点、基本的设计理论和计算方法。



定义了构件之后，可以重新定义机构和机器：

- 机构是具有确定相对运动的构件组合体。
- 机器是一种人为的构件组合体，其各构件之间具有完全确定的相对运动，而且可以用来代替人类的劳动以完成有益的机械功或转换机械能。





## § 2 本课程在教学中的地位

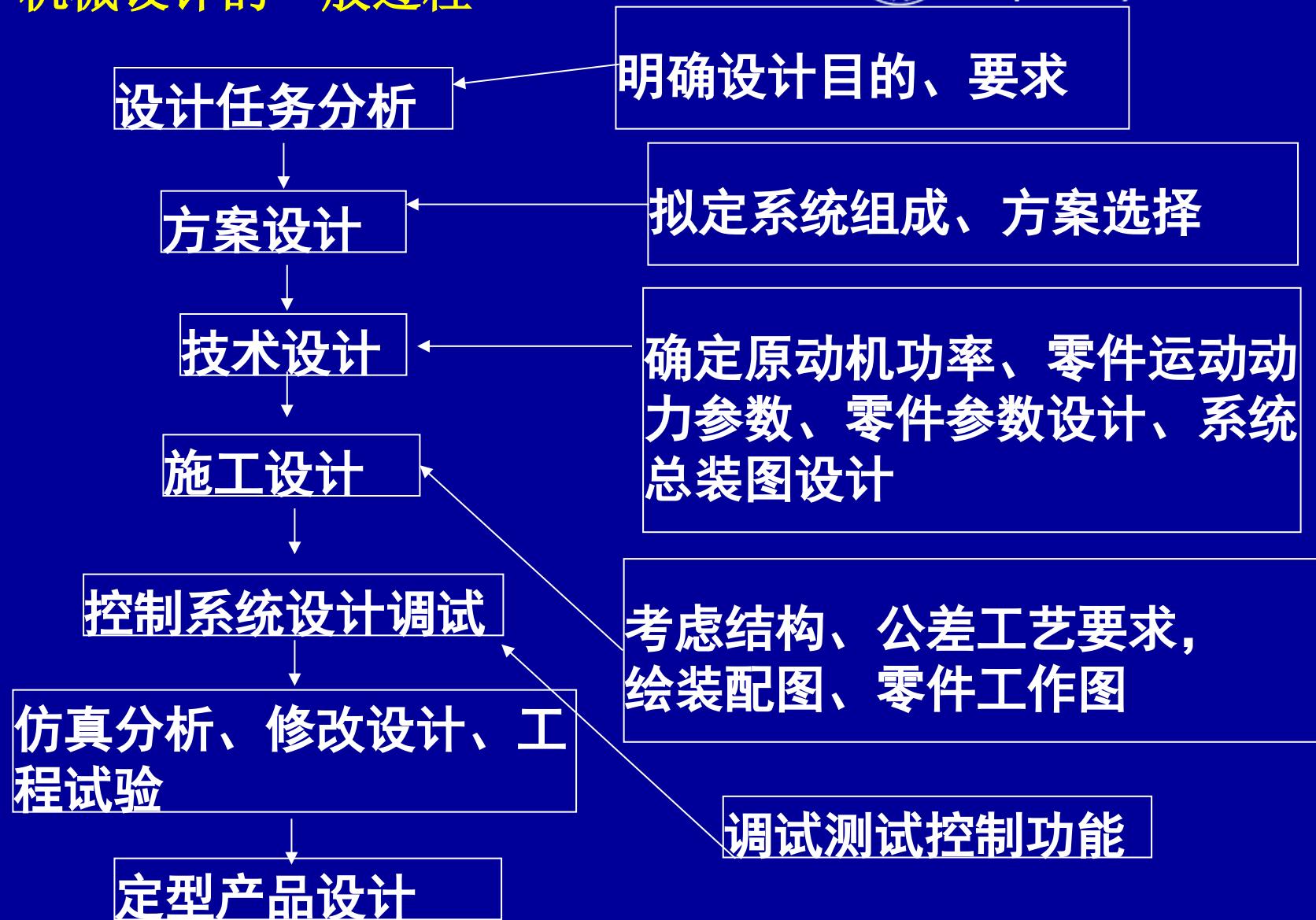
- **课程性质**——重要的技术基础课
- **课程地位**——是学习涉及机械设备和应用等课程的理论基础，是未来从事制造、生产、设计、工艺、检测、运行、管理等工作的必备工科基础。
- **课程任务**——通过课程课堂与实验、实践环节培养学生具有：设计简单机械系统、零部件的能力；对于涉及机械工程问题建立模型、分析求解和论证的能力；在机械工程实践中初步掌握并使用各种技术、技能和现代工程工具的能力。



- 机械设计——规划和设计实现预期功能的新机械，或改进原有机械的性能。
- 基本要求——满足预期功能的前提下，性能好，效率高，成本低，造型美，安全可靠，使用方便，维护简单，绿色环保等。
- 机械设计的主要内容——
  - ① 确定机械的工作原理，选择合宜的机构；
  - ② 拟定设计方案；
  - ③ 进行运动分析和运动参数设计，动力分析和构件载荷计算；
  - ④ 进行零部件工作能力计算、总体设计和结构设计。



## ■ 机械设计的一般过程——





# 第1章 平面机构的自由度

§1-1 运动副及其分类

§1-2 平面机构的运动简图

§1-3 平面机构的自由度

§1-4 速度瞬心及其在机构速度分析中  
的应用



## 引言

机构是一个构件系统，为了传递运动和力，机构中各构件之间应具有确定的相对运动，但是任意拼凑的构件系统不一定能发生相对运动，即使可以，也未必能够实现需要的确定相对运动。因此讨论构件间具有确定相对运动的条件，对于分析现有机构或设计新机械意义重大。

机构的运动有平面的，也有空间的，本章只介绍平面机构，同时机构各构件间想实现相对运动，应该有相应的联接，而这种联接方式也有很多形式，本章也将予以介绍。

## § 1—1 运动副及其分类



### 1.运动副

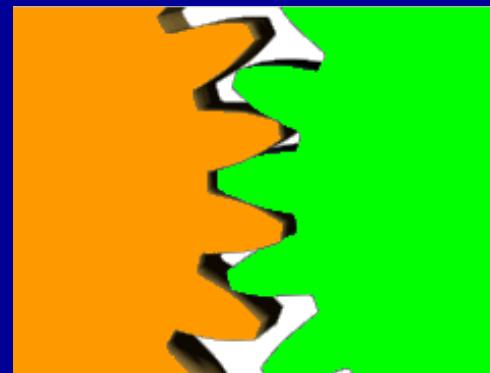
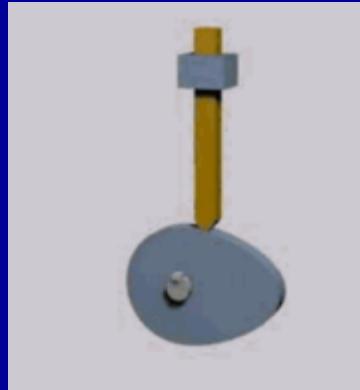
**定义：**运动副——两个构件直接接触组成的仍能产生某些相对运动的联接。

a)两个构件、b)直接接触、c)有相对运动

三个条件，缺一不可

运动副直接接触的部分不外乎点、线、面

例如：凸轮、齿轮齿廓、活塞与缸套等。





运动副的产生，使构件的独立运动受到了约束，  
**自由度就随之减少。**

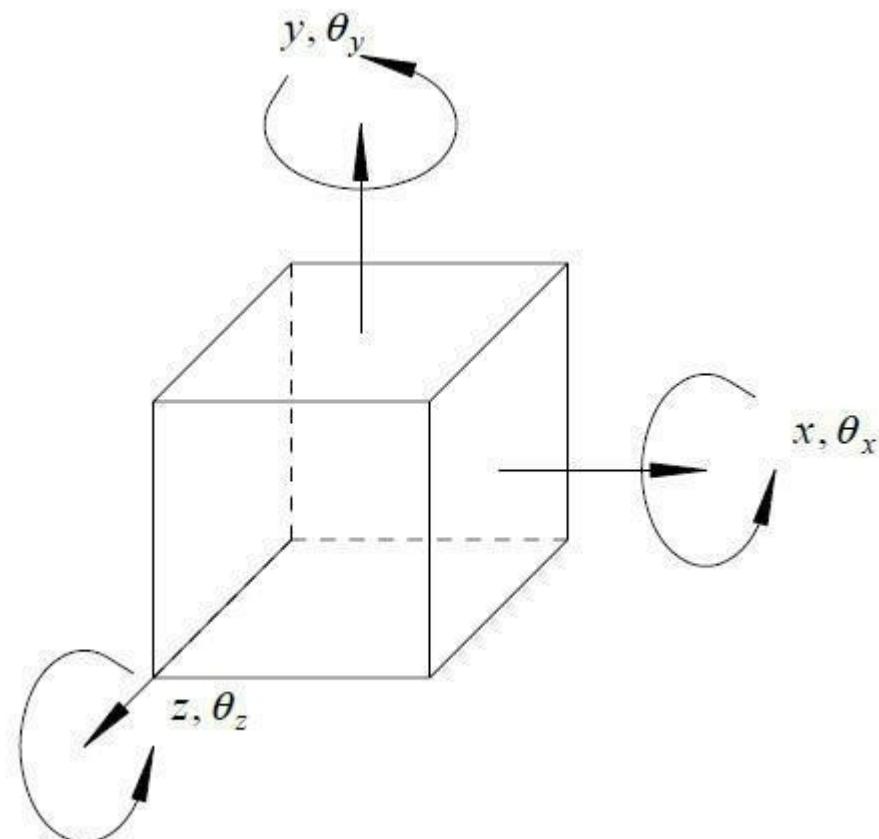
- 平面运动副——组成运动副两构件之间的相对运动为平面运动。
- 空间运动副——组成运动副两构件之间的相对运动为空间运动。

同时，按照运动副的接触特性不同，又分为低副和高副。



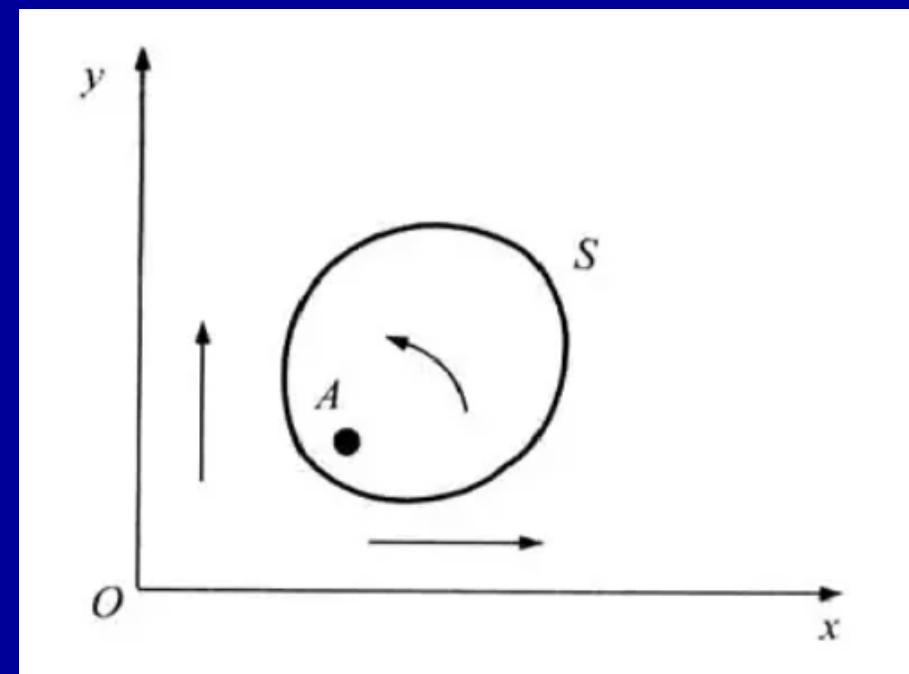


# 自由度的概念



6个自由度

3个自由度

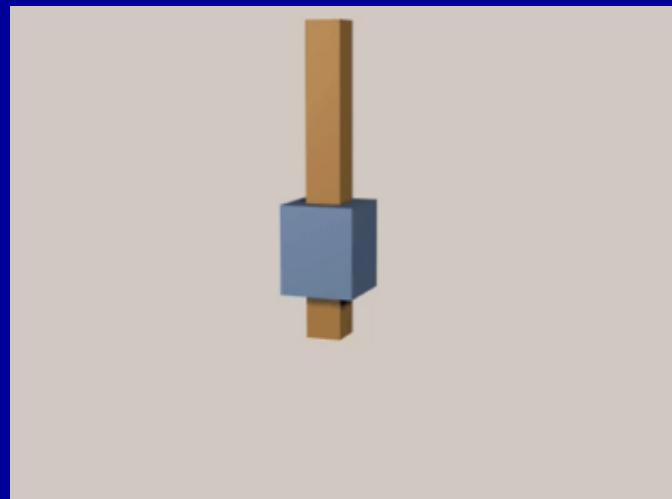
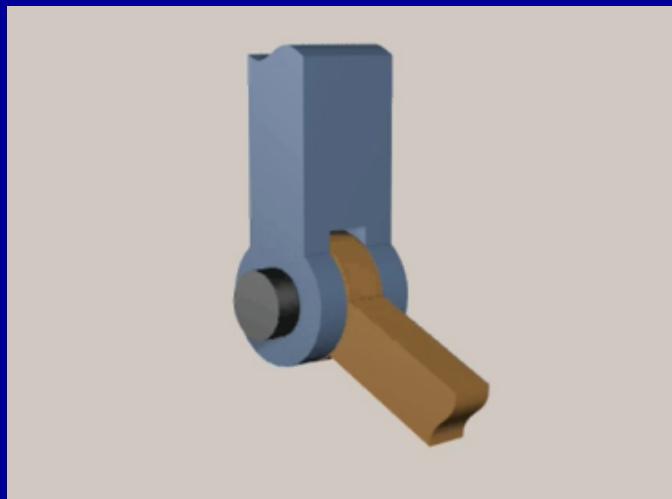


## 2. 平面运动副的类型

低副——两构件通过面接触的运动副。有转动副和移动副两种；面接触，耐磨损，承载能力高

(1) 转动副：两构件之间的相对运动为转动，又称回转副或铰链

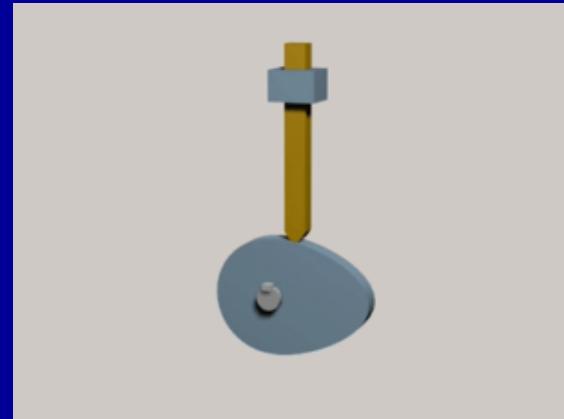
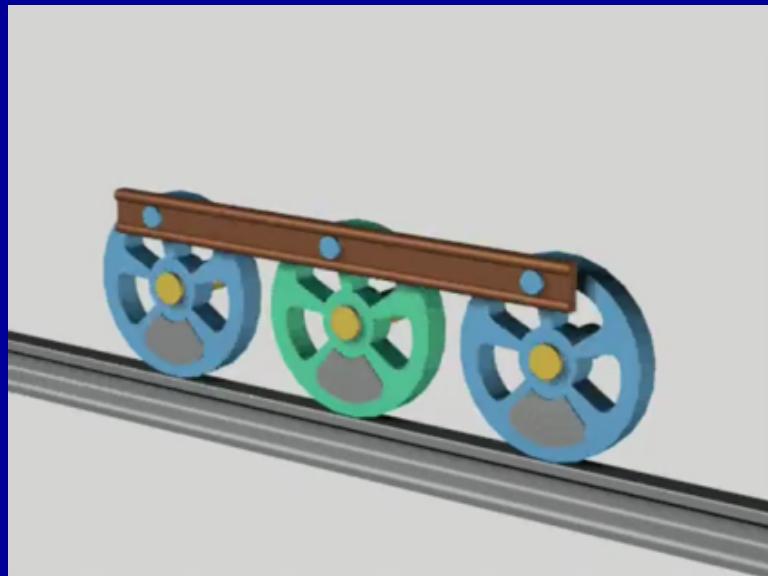
(2) 移动副：两构件之间的相对运动为沿某方向的直线移动





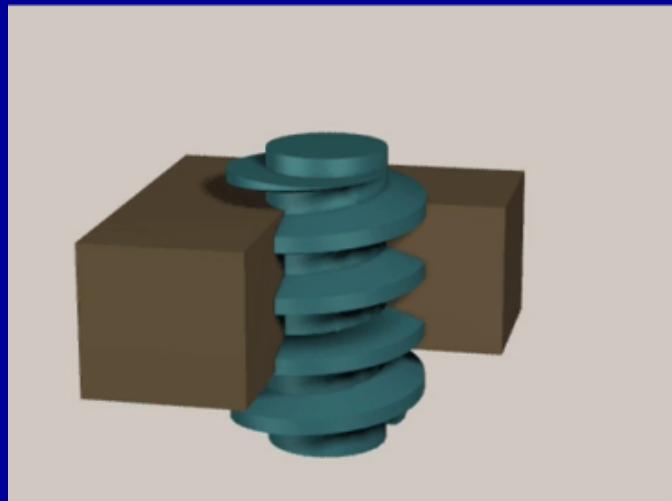
高副——两构件之间通过点或者线接触的运动副，特点是易磨损，承载能力低

例如：滚动副、凸轮副、齿轮副等。

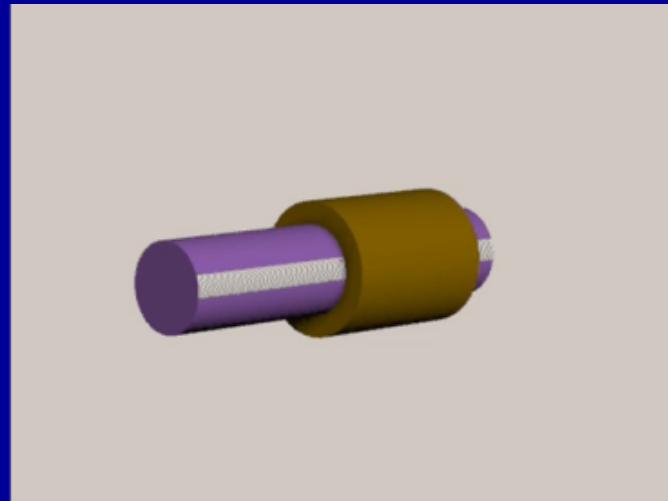




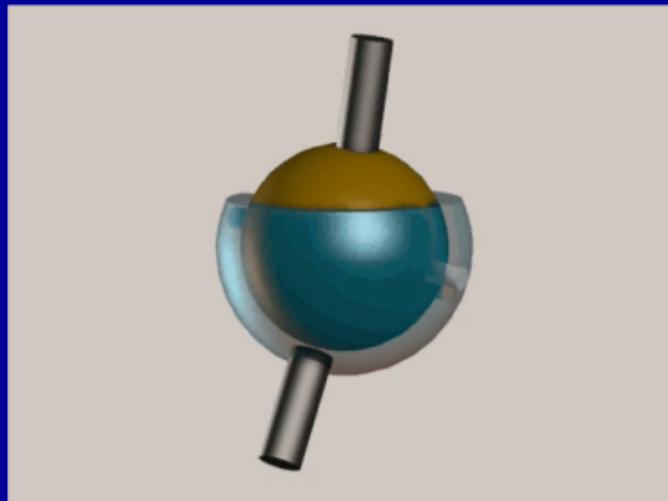
## 空间运动副示例：



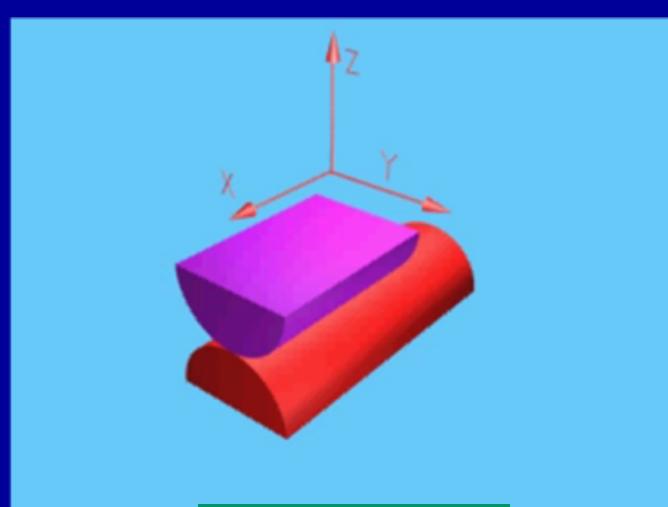
螺旋副



圆柱副



球销副



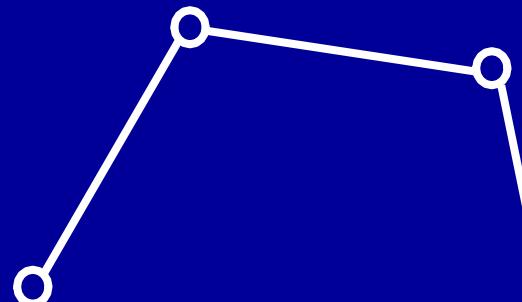
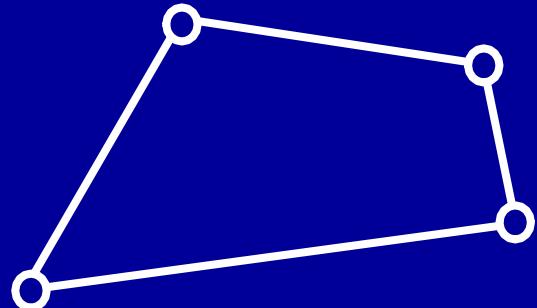
柱面高副



### 3. 运动链

运动链—两个以上的构件通过运动副的联接而构成的系统。

**闭式链、开式链**





## 4. 机构

定义：如果一个运动链，以某一个构件作为参考坐标系，当其中另一个（或少数几个）构件相对于该坐标系按给定的运动规律运动时，其余所有的构件都能得到确定的运动，那么，该运动链便称为机构。因此，具有确定运动的运动链称为机构。

机架—作为参考系的构件，如机床床身、车辆底盘、飞机机身。

原（主）动件—按给定运动规律运动的构件。

从动件—其余可动构件。

机构的组成：

机构=机架+原动件+从动件

1个

1个或几个

若干



# 第1章 平面机构的自由度

§1-1 运动副及其分类

§1-2 平面机构的运动简图

§1-3 平面机构的自由度

§1-4 速度瞬心及其在机构速度分析中  
的应用



机构——由运动副连接而成的可动且运动确定的构件系统。

若组成机构的各构件都在相互平行的平面内运动，即为平面机构，否则为空间机构。

机构中构件的运动仅取决于运动副的类型和机构的运动尺寸（各运动副相对位置尺寸），与构件的外形、断面尺寸、组成构件的零件数目与连接方式以及运动副的具体结构等无关。所以在研究机构的组成原理和运动学时，可以不考虑构件、运动副的外形和具体构造。



机构运动简图——用简单的线条和规定的符号表示构件和运动副，按一定比例表示各运动副的相对位置。机构运动简图与对应的实际机构具有完全相同的运动特性。

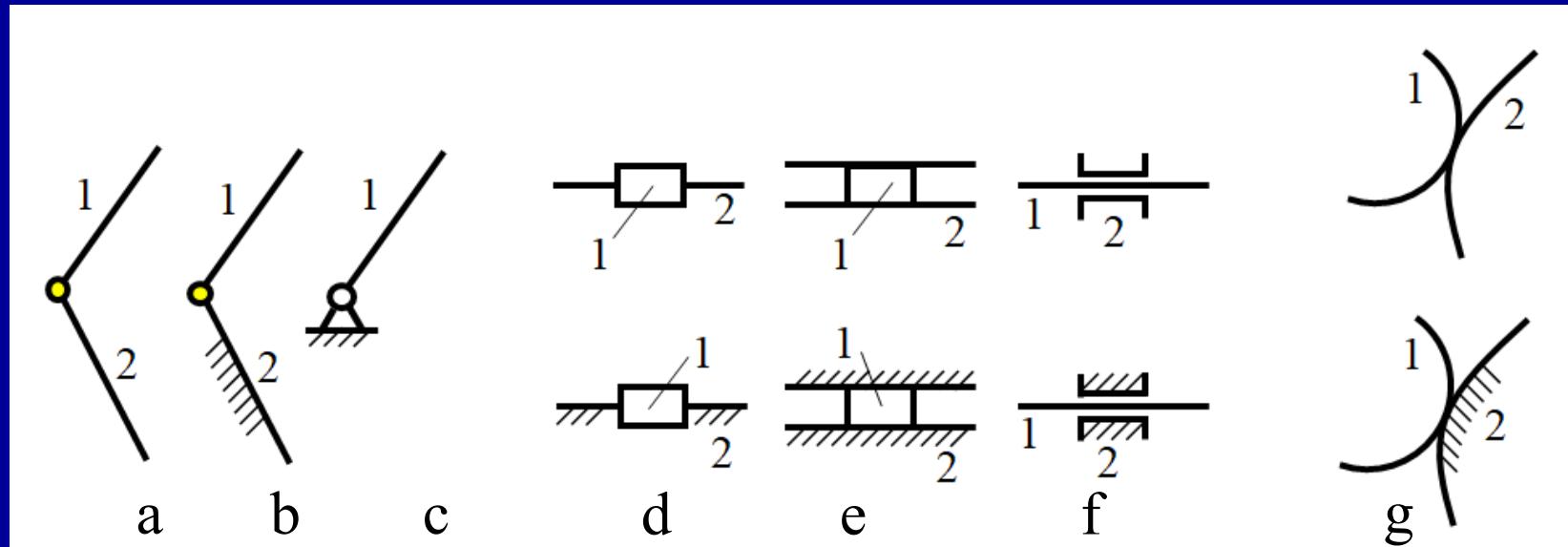
不按比例绘制时，称为机构示意图。

作用： 1. 表示机构的结构和运动情况。

2. 作为运动分析和动力分析的依据。



## 平面运动副的表示



### 转动副的表示:

用圆圈表示转动副，其圆心代表转动轴线，加阴影线表示固定构件（机架）

### 移动副的表示:

重点是反映出两构件之间的相对直线移动方向，即移动副的导路方向；两构件之一可以画成杆状、块状或槽状，加阴影线表示固定构件（机架）

### 高副的表示:

画出两构件接触处的曲线轮廓；加阴影线表示固定构件（机架）



## ■ 构件的表示

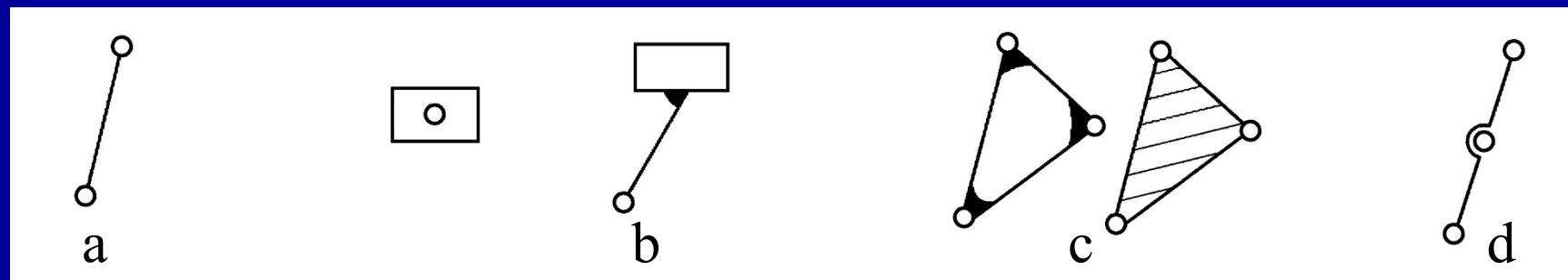
用直线等简单线条连接构件上的相关运动副。

根据构件含有运动副元素的数量，构件可分为：

**二副元素构件**（简称二副构件），即含二个运动副元素；

**三副元素构件**（简称三副构件），即含三个运动副元素；

以次类推。



二副构件

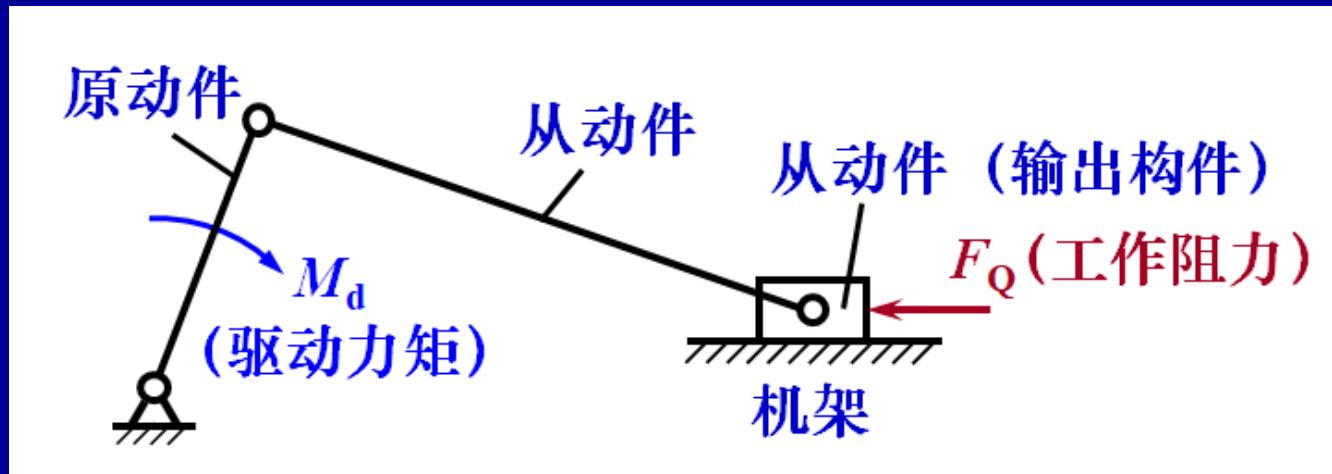
三副构件

常用构件及运动副的表示方法可参见：

GB/T 4460-2013 机械制图 机构运动简图用图形符号



## ■ 机构中构件的分类



- ① **固定构件（机架）** —— 机构中固定不动的构件，用来支承活动构件，机架构件加阴影线。机架相对地面可以是固定的，也可以是运动的（如在汽车、飞机等中的机构）。
- ② **原动件（主动件）** —— 机构中按给定规律运动的构件，其运动由外部输入，也称输入构件，加运动方向箭头。
- ③ **从动件** —— 机构中除原动件外其余随原动件运动的活动构件，其中输出预期运动的从动件称为输出构件，其他从动件起传递运动的作用。



机构运动简图应满足的条件：

1. 构件数目与实际相同
2. 运动副的性质、数目与实际相符
3. 运动副之间的相对位置以及构件尺寸与实际机构成比例。

绘制机构运动简图

**思路：**先定原动部分和工作部分（一般位于传动线路末端），弄清运动传递路线，确定构件数目及运动副的类型，并用符号表示出来。

**顺口溜：**先两头，后中间，  
数数构件是多少，  
从头至尾走一遍，  
再看它们怎相联。



## 步骤：

1. 运转机械，搞清楚运动副的性质、数目和构件数目；

板书

2. 测量各运动副之间的尺寸，选投影面（运动平面），  
绘制示意图。

3. 按比例绘制运动简图。

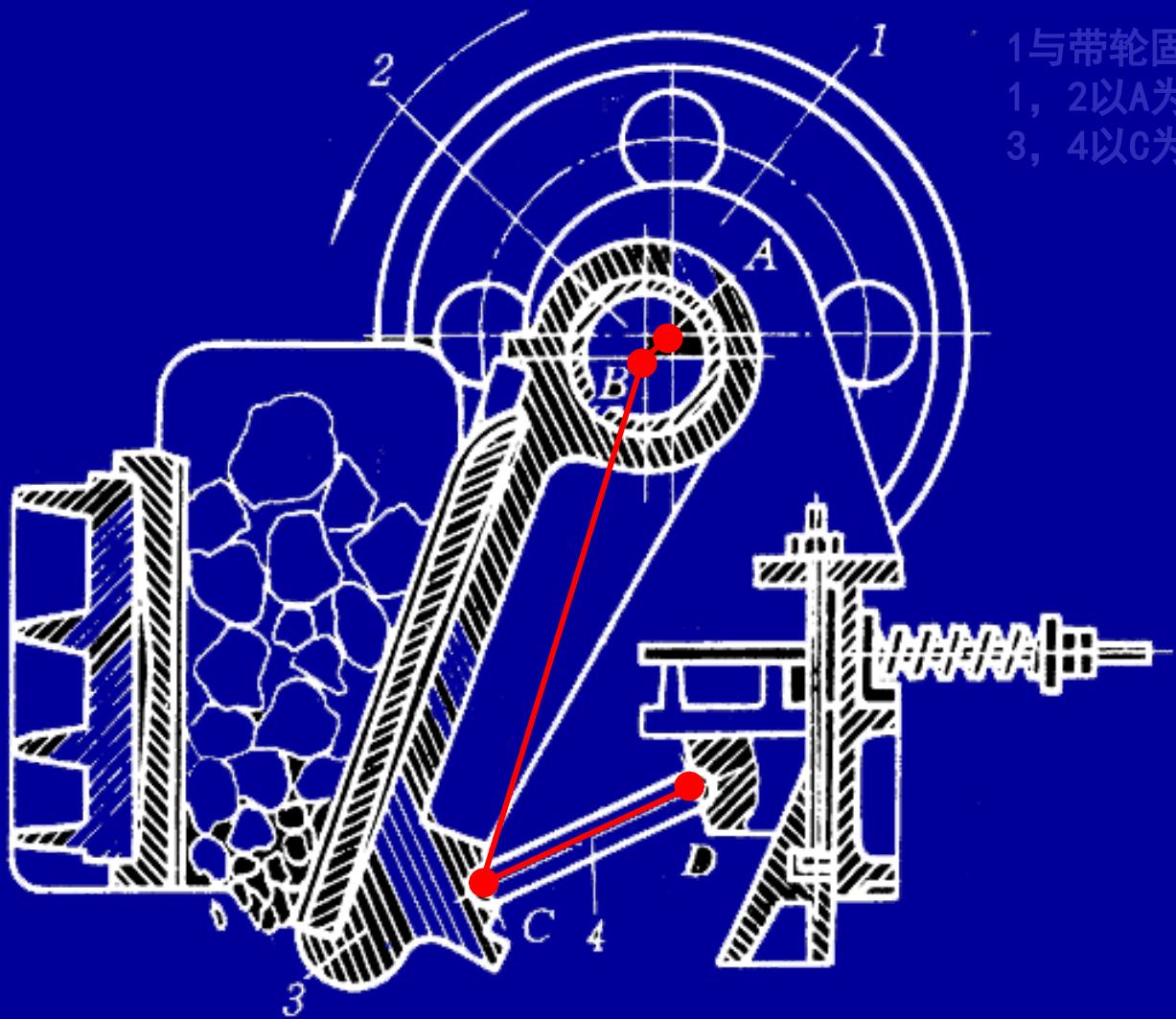
简图比例尺： $\mu_1 = \text{实际尺寸 m} / \text{图上长度 mm}$

4. 检验机构是否满足运动确定的条件。

举例：绘制破碎机和偏心泵的机构运动简图。

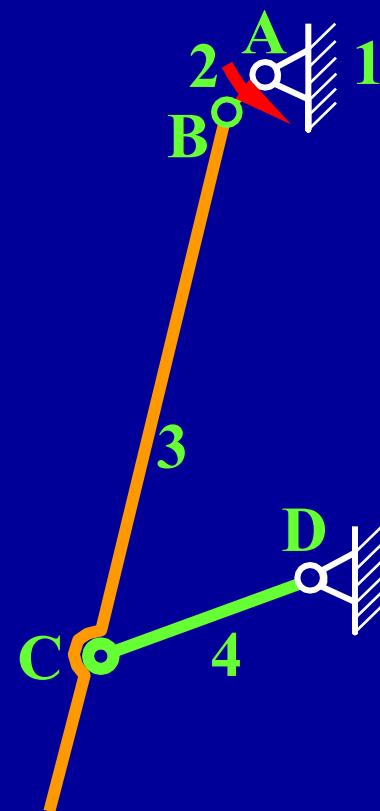


# 绘制图示**鄂式破碎机**的运动简图。



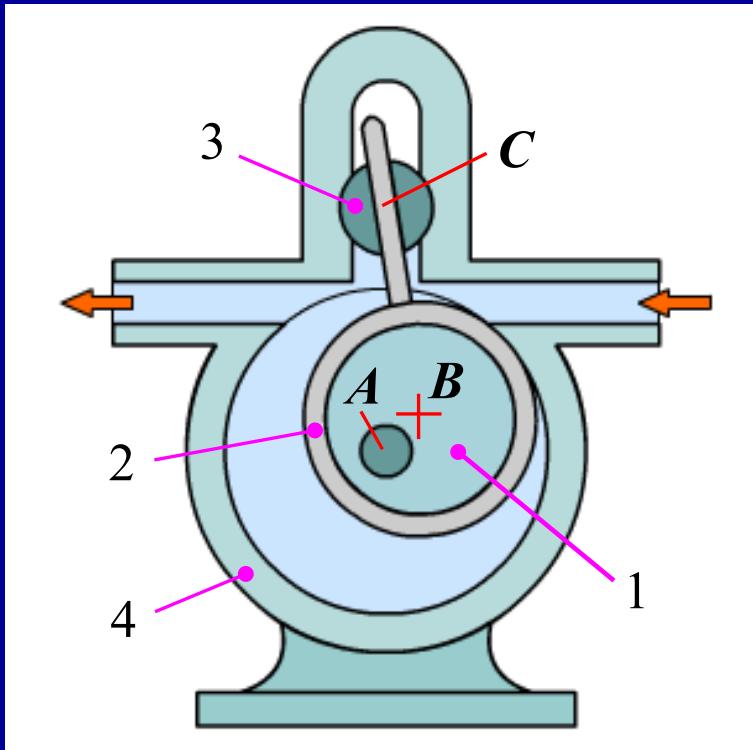
1与带轮固连，为机架

1, 2以A为转动副, 2, 3以B为转动副,  
3, 4以C为转动副





# 绘制图示偏心泵的运动简图



## 偏心泵

### 偏心回转油泵工作原理

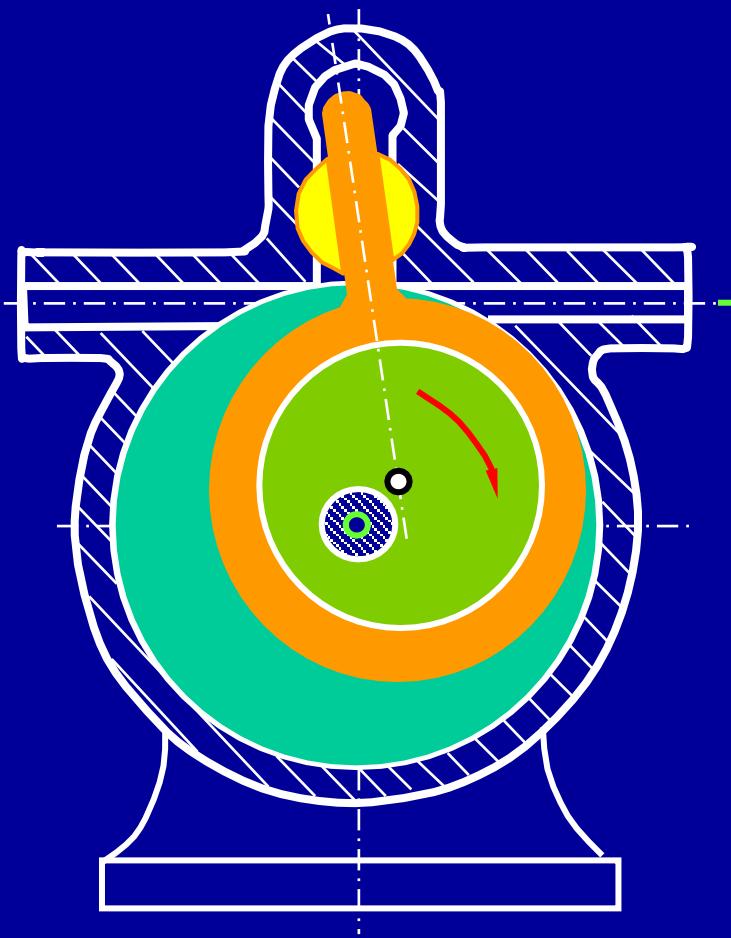
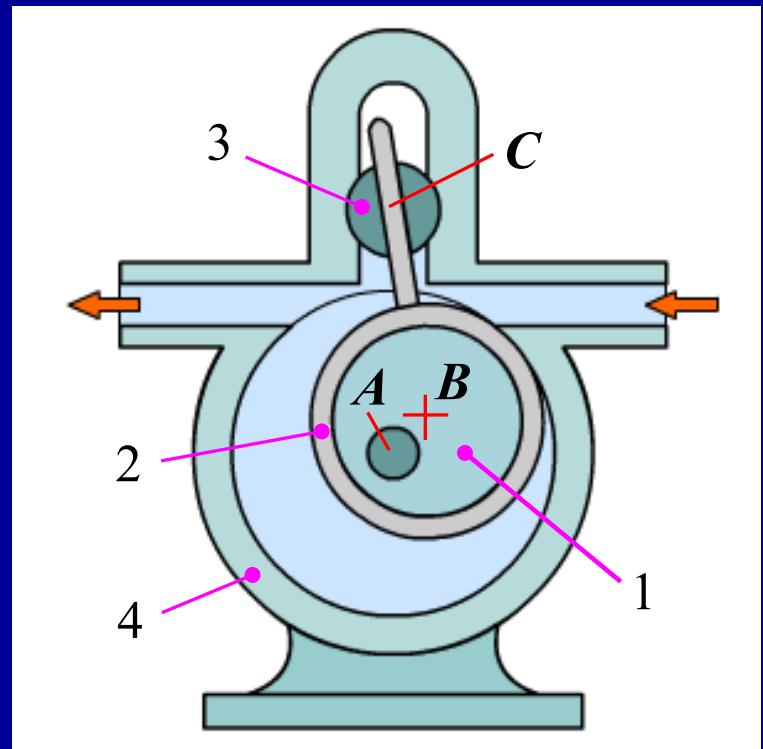
偏心轮1绕固定轴心A转动，外环2上的叶片在可绕轴心C转动的圆柱3中滑动。

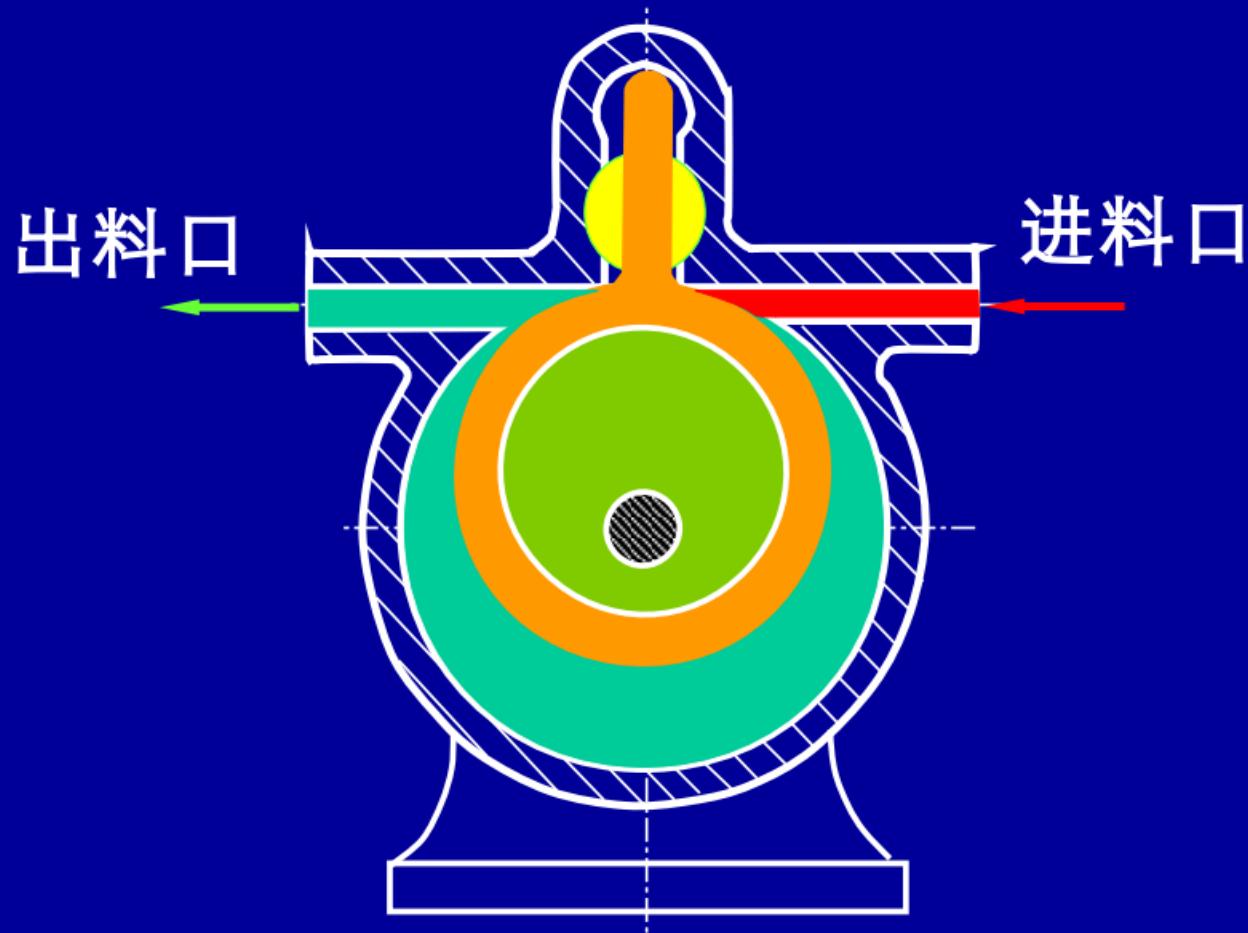
当偏心轮1连续转动时，将低压油由右端吸入，高压油从左端排出。

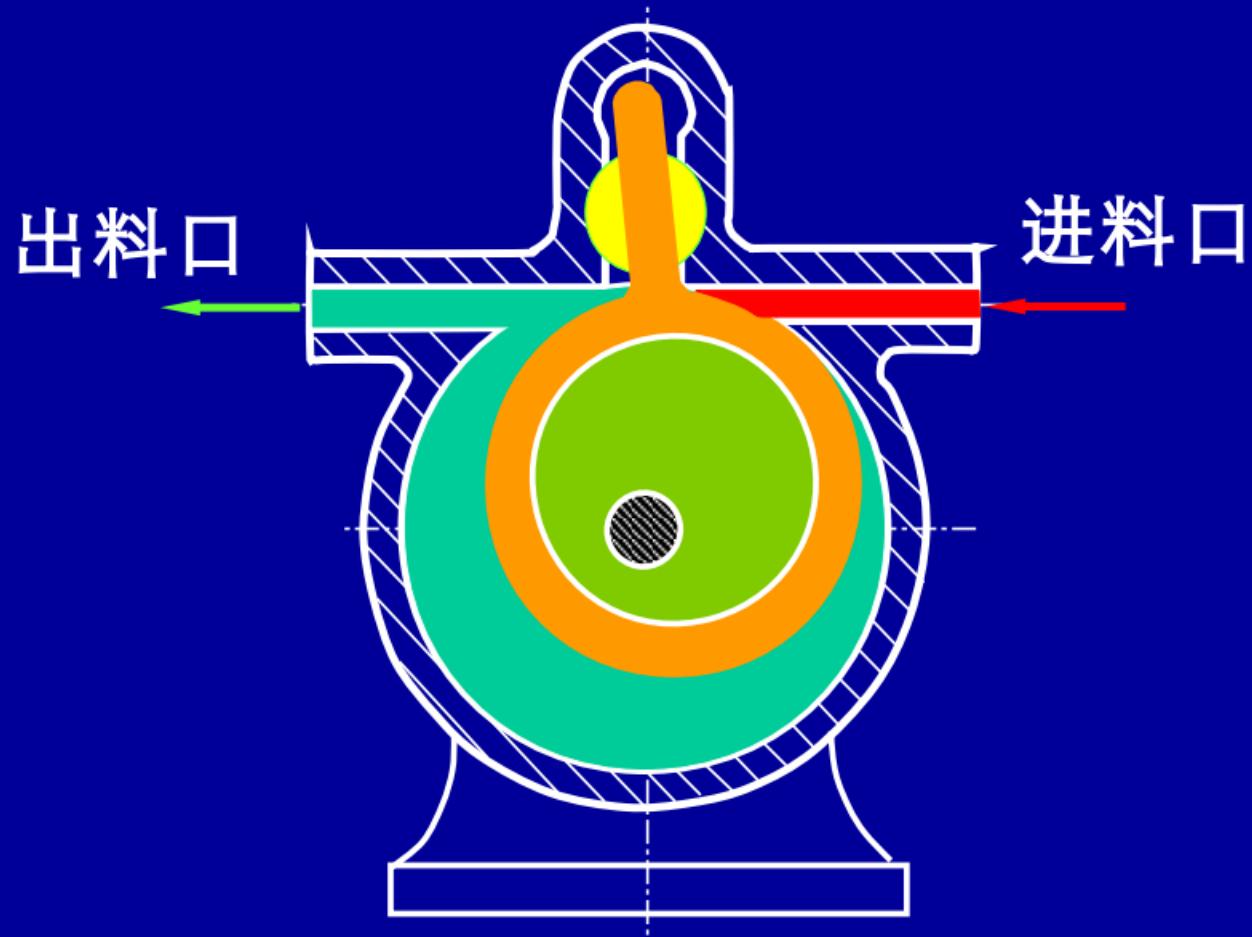
选择适当的长度比例尺，按尺寸表示出各运动副的相对位置，阴影线机架，字母表示运动副，构件编号，原动件加运动箭头。

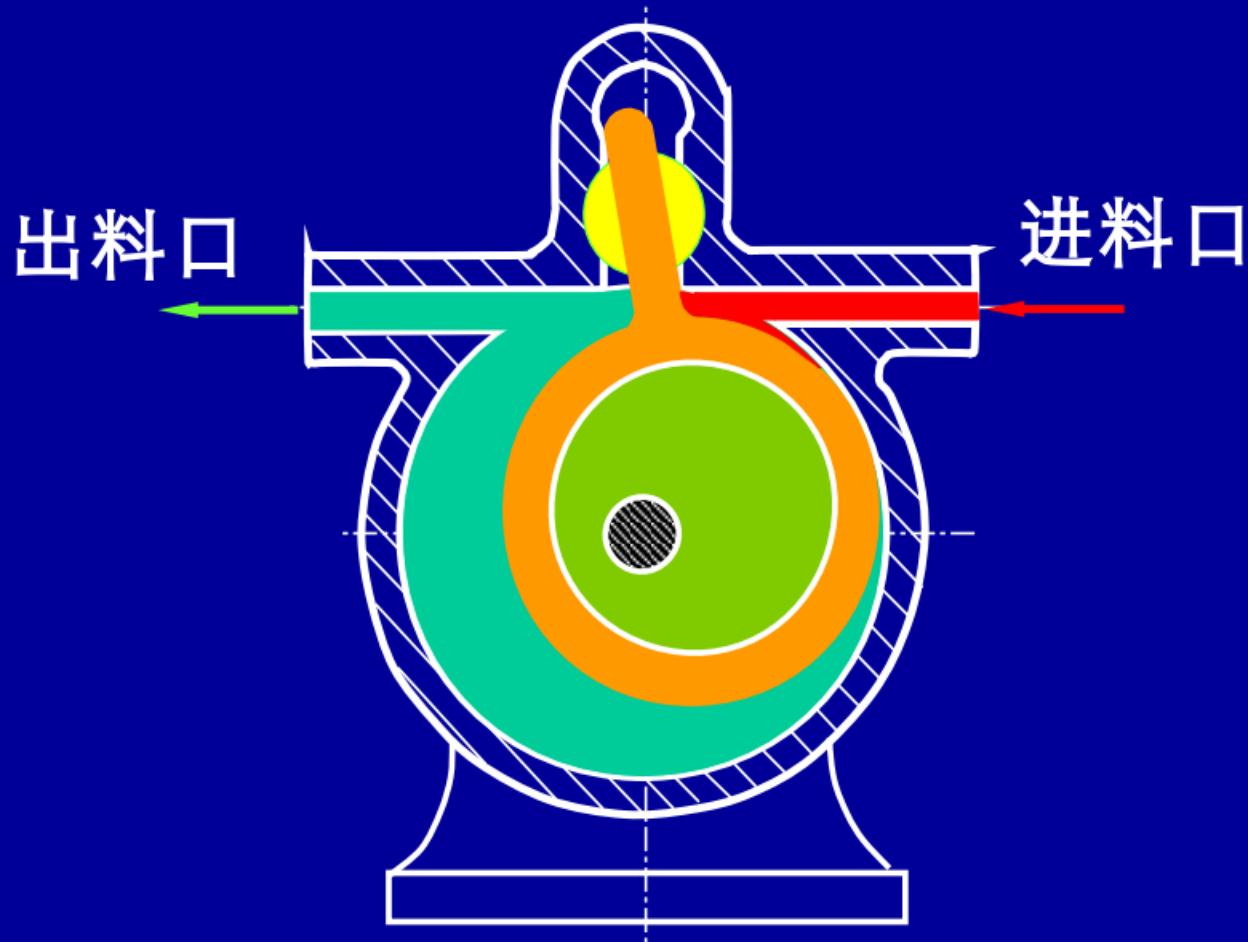


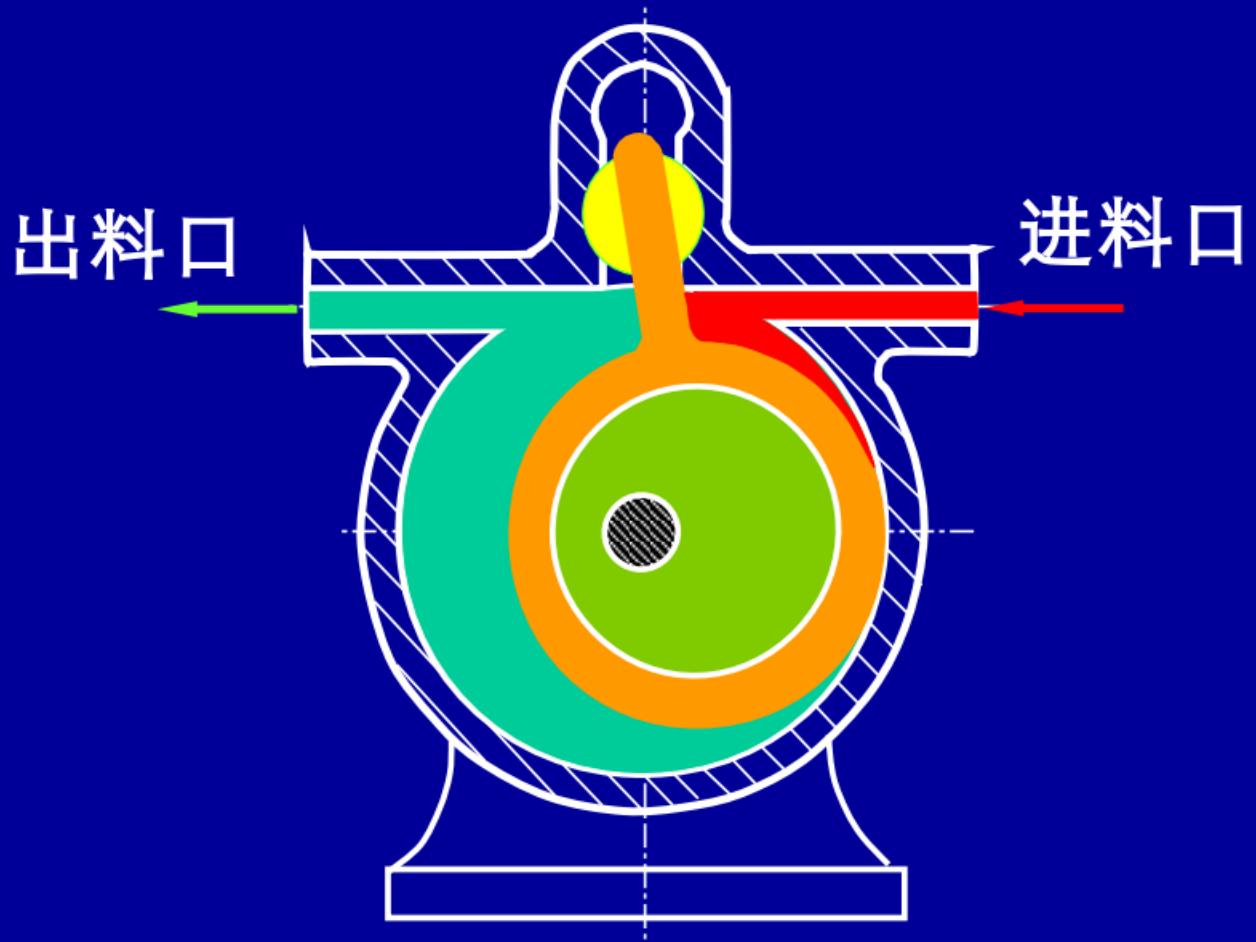
# 绘制图示偏心泵的运动简图

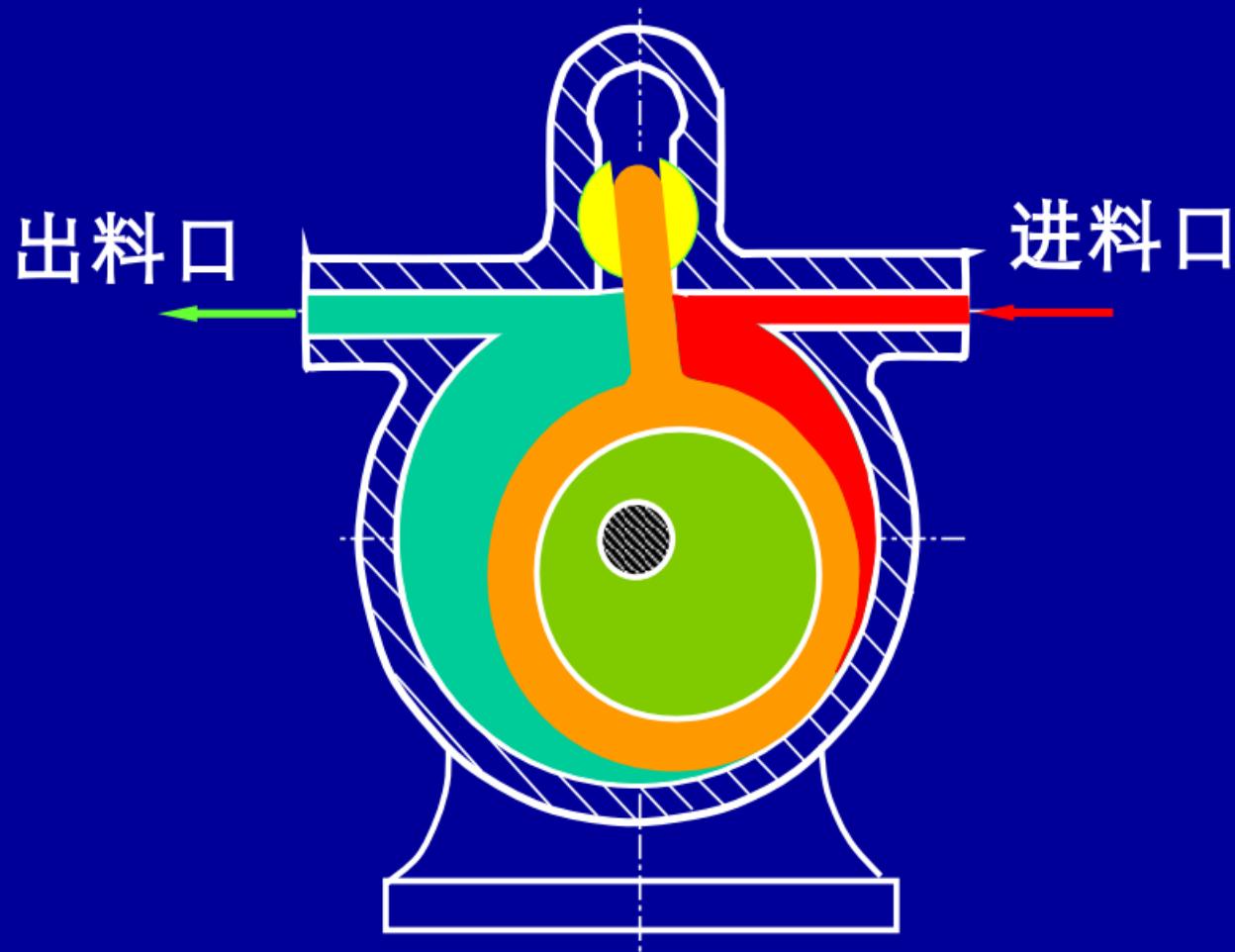


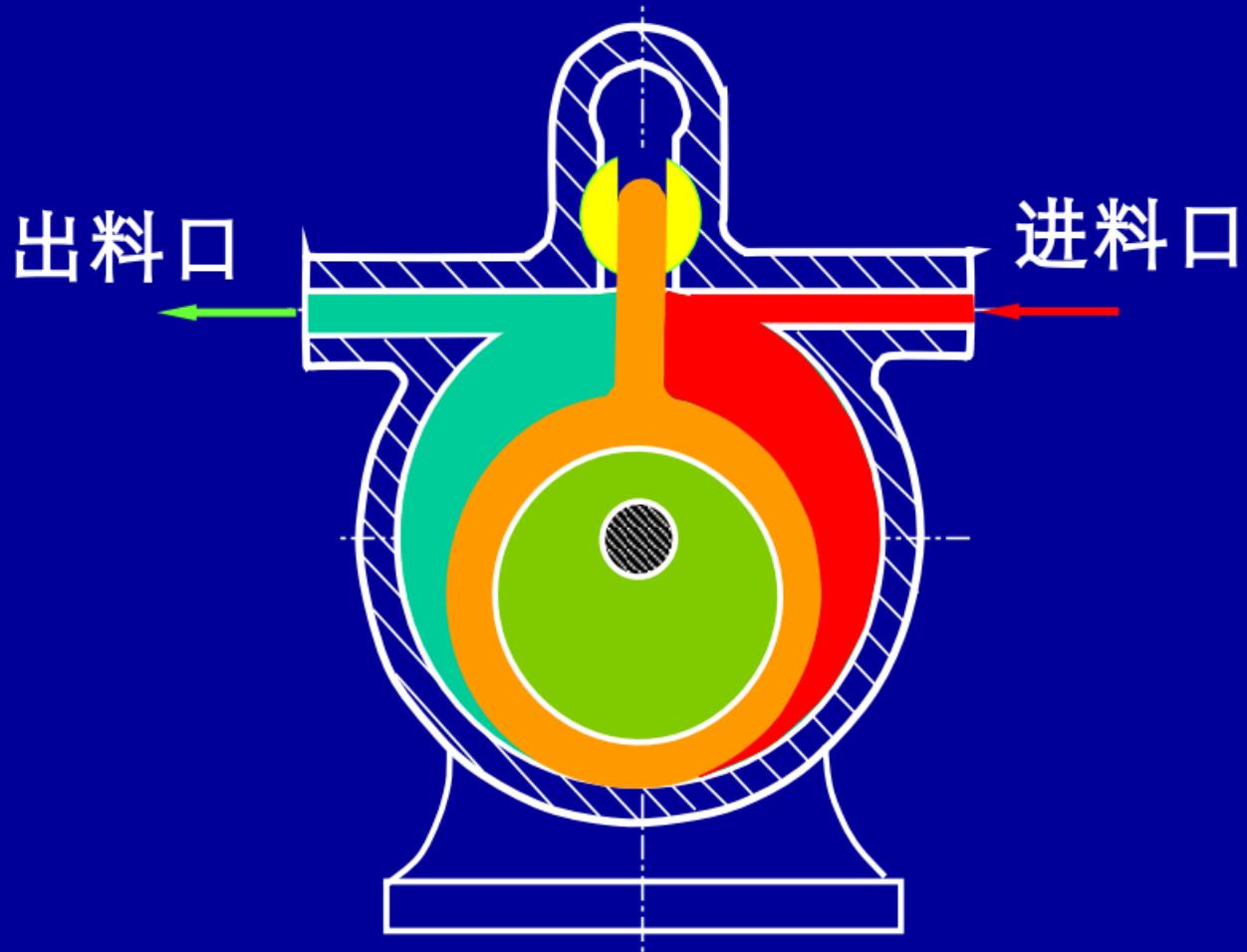


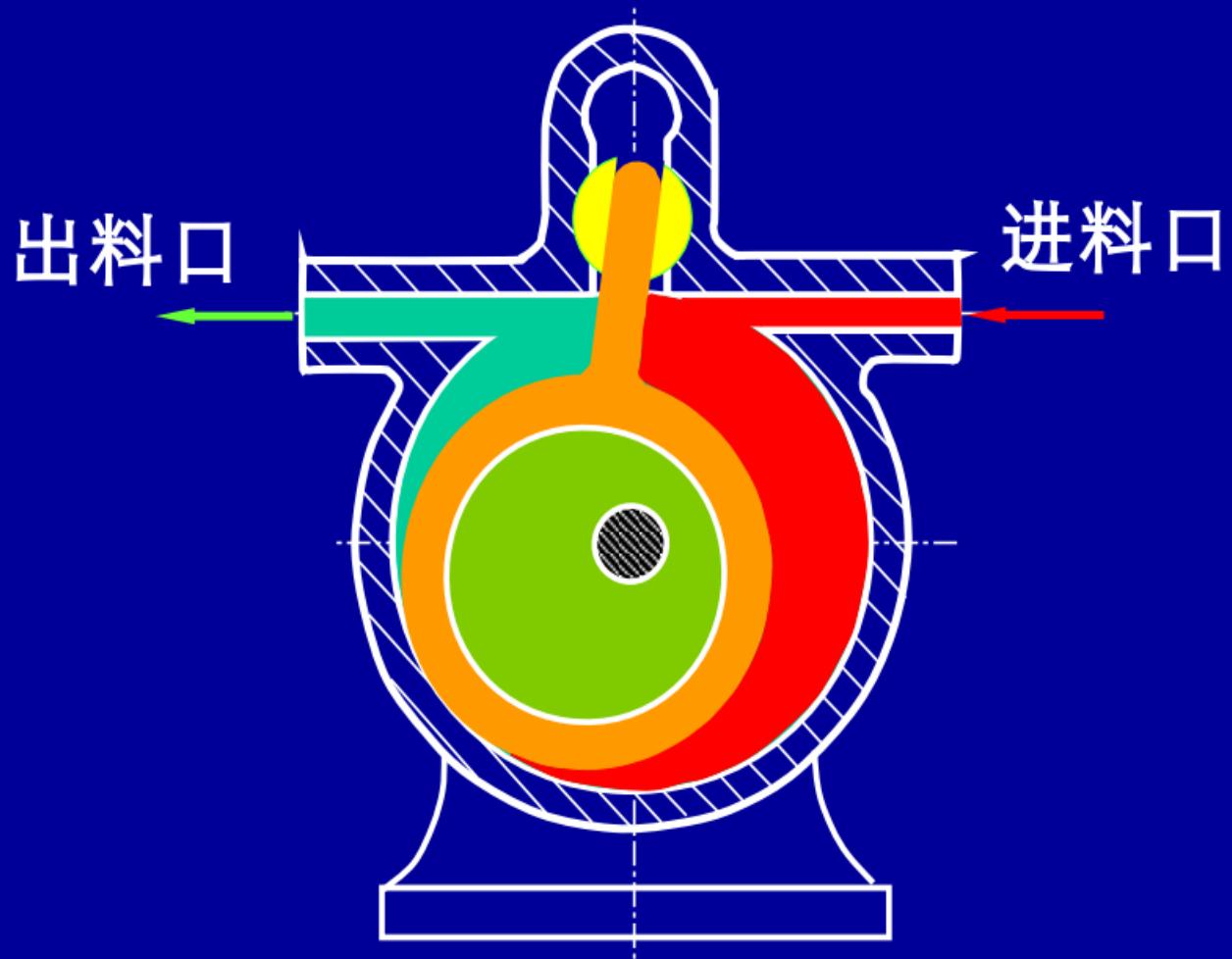


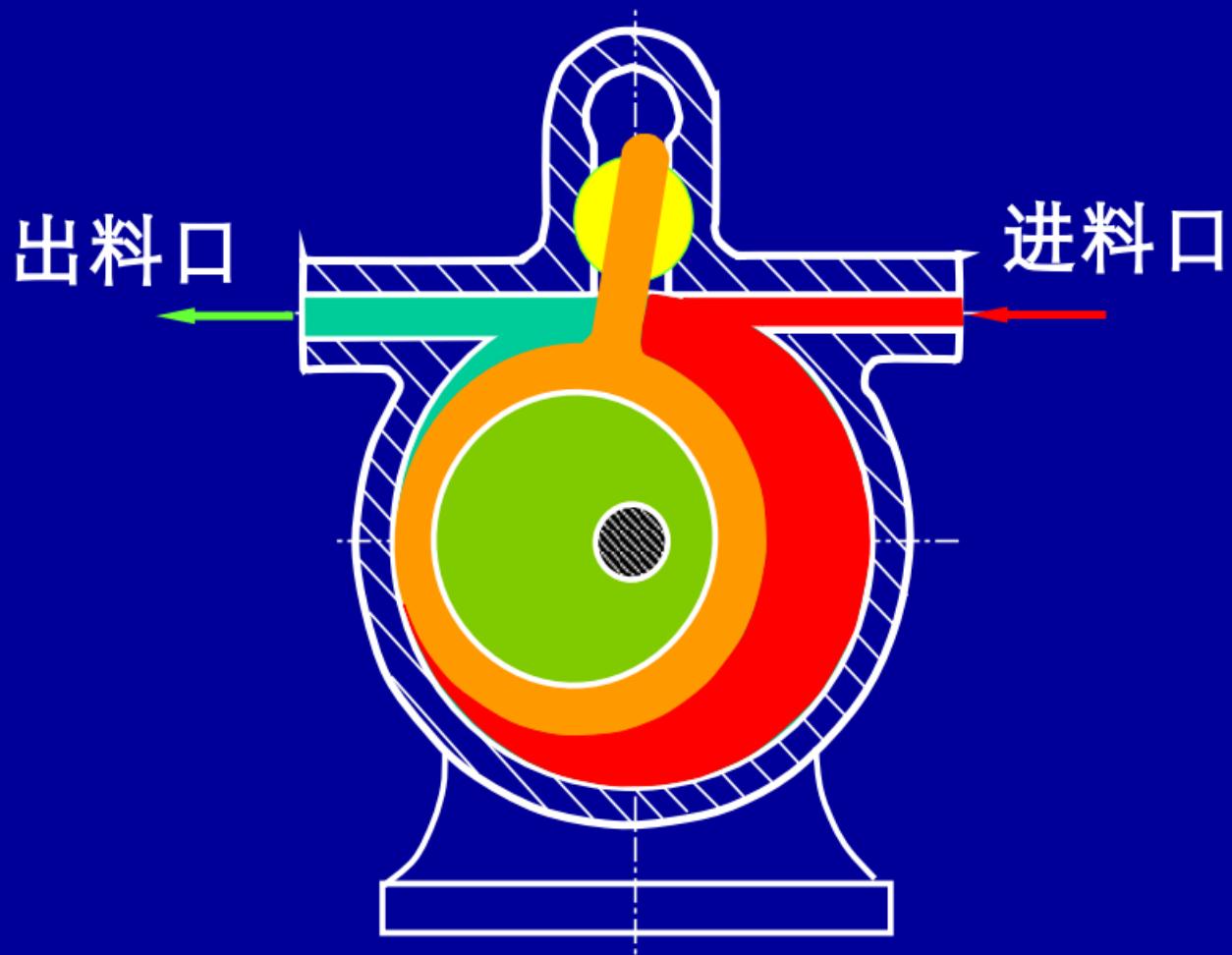


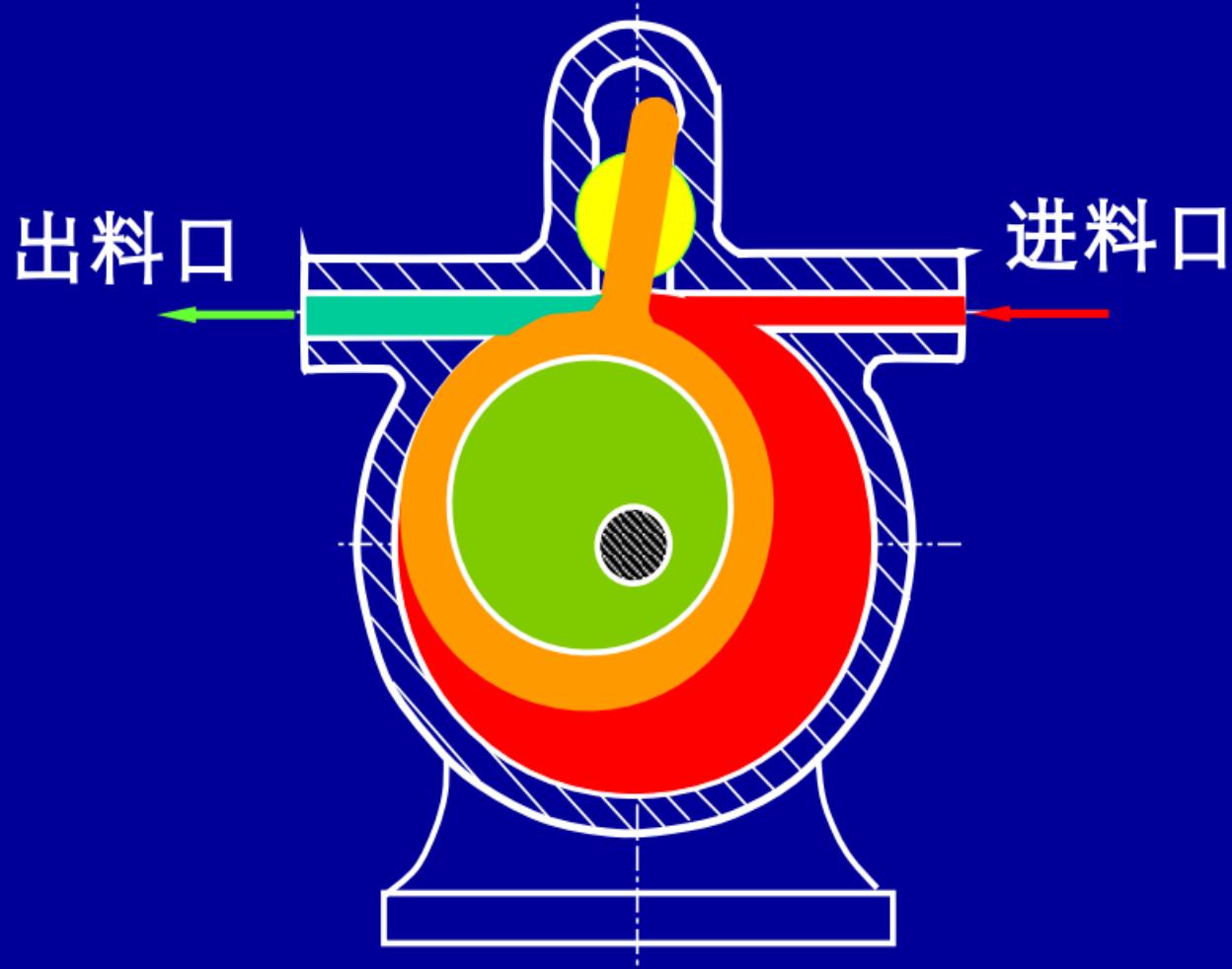


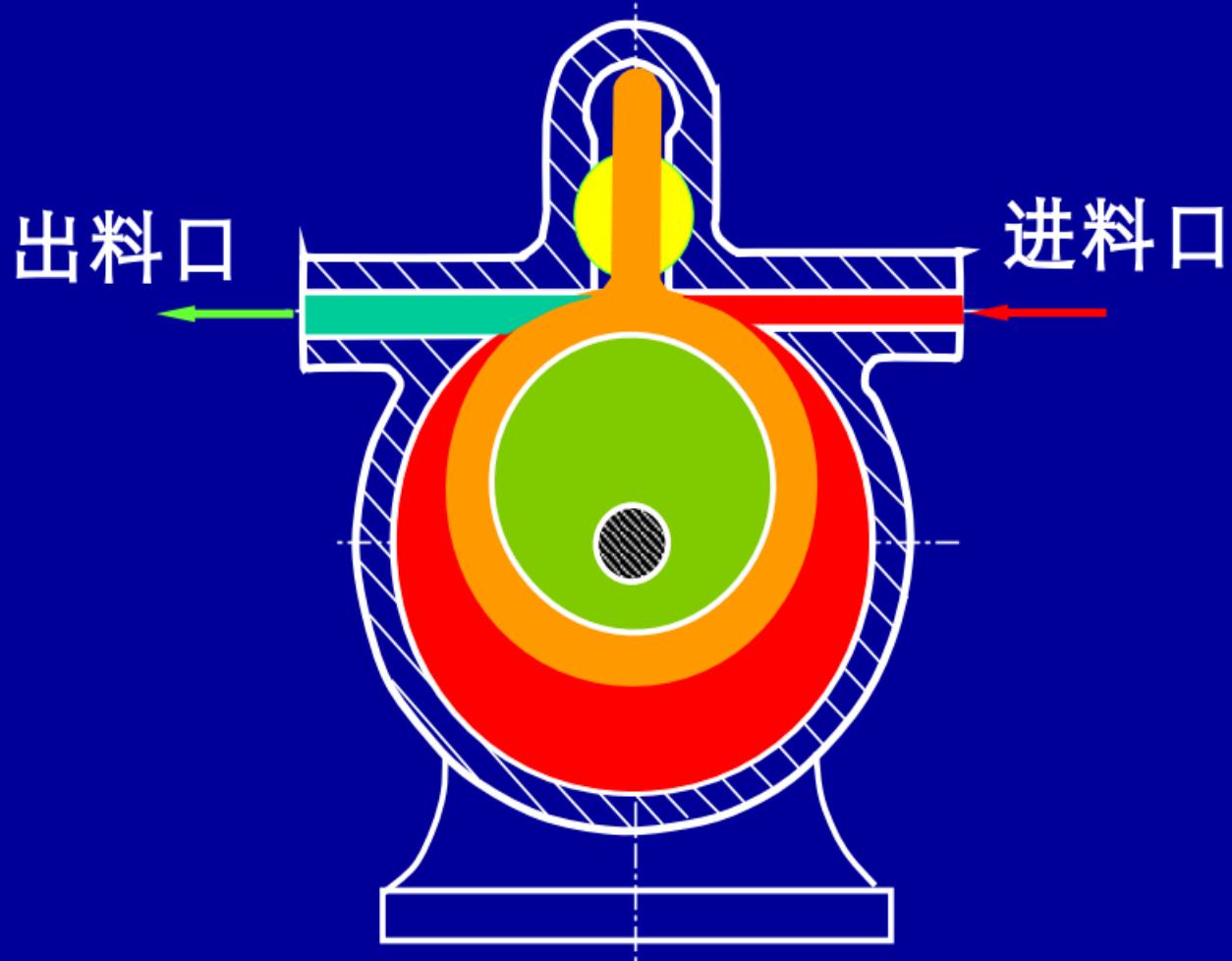






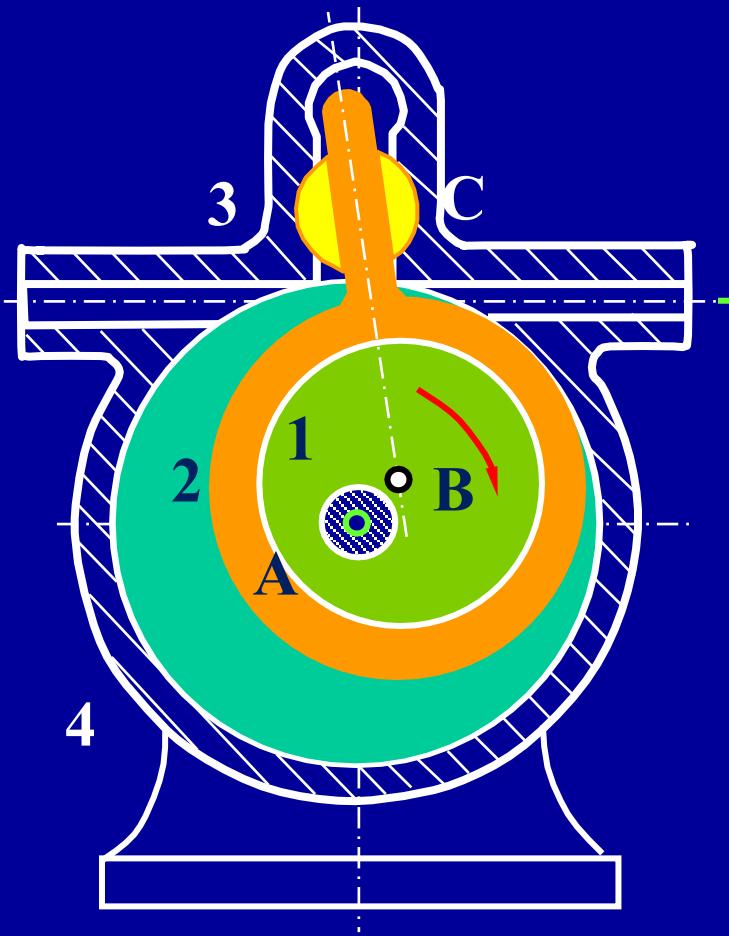
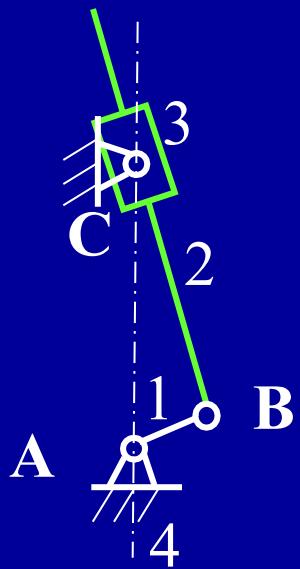




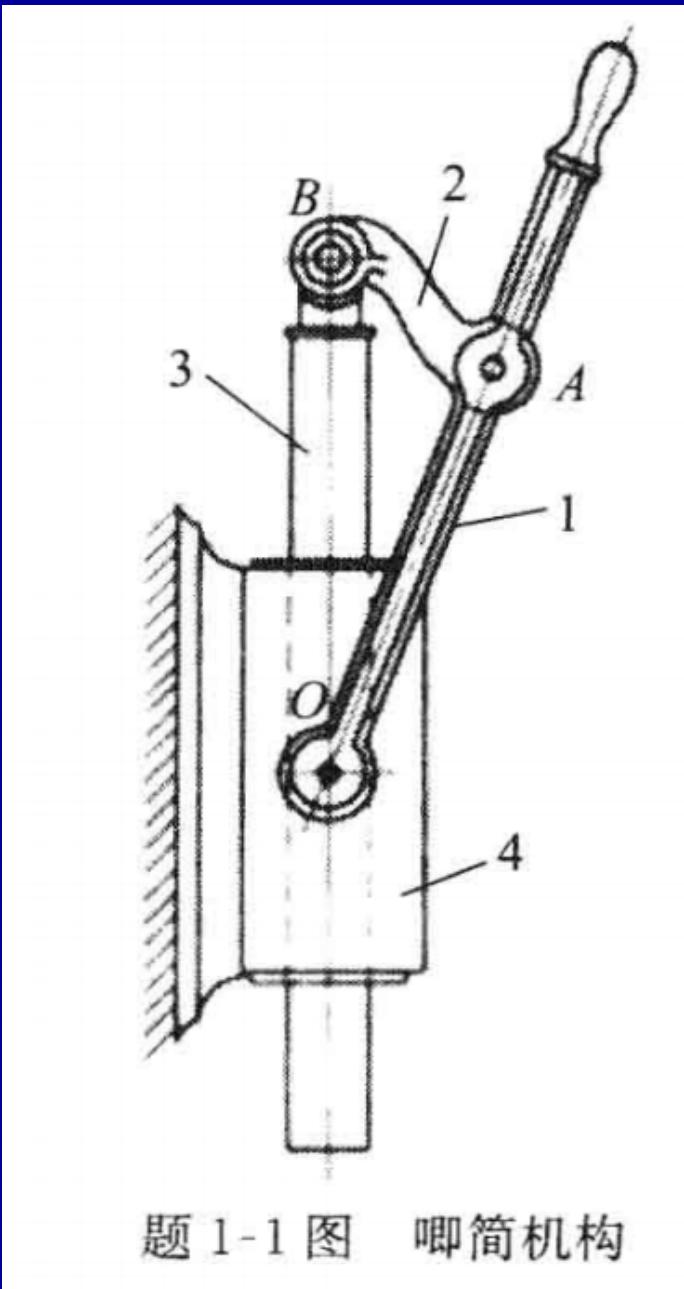




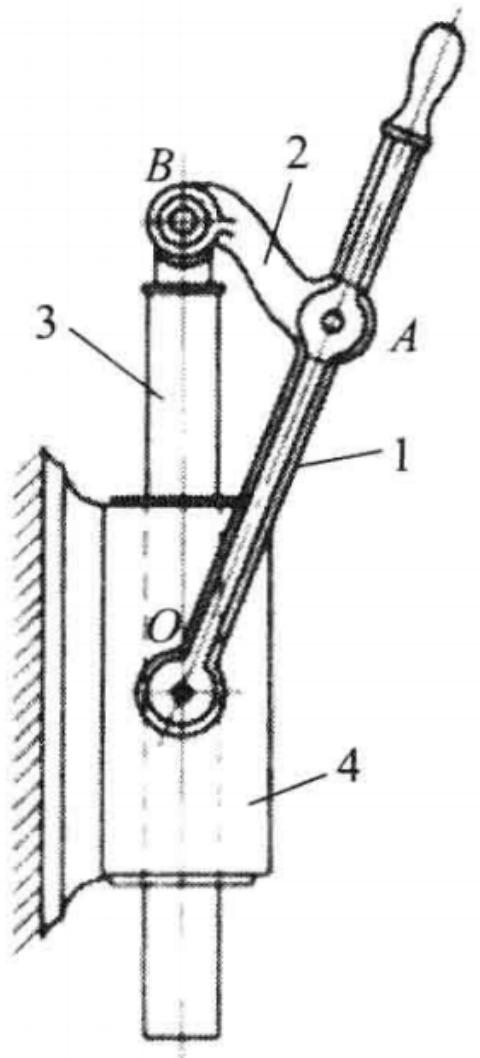
# 绘制图示偏心泵的运动简图



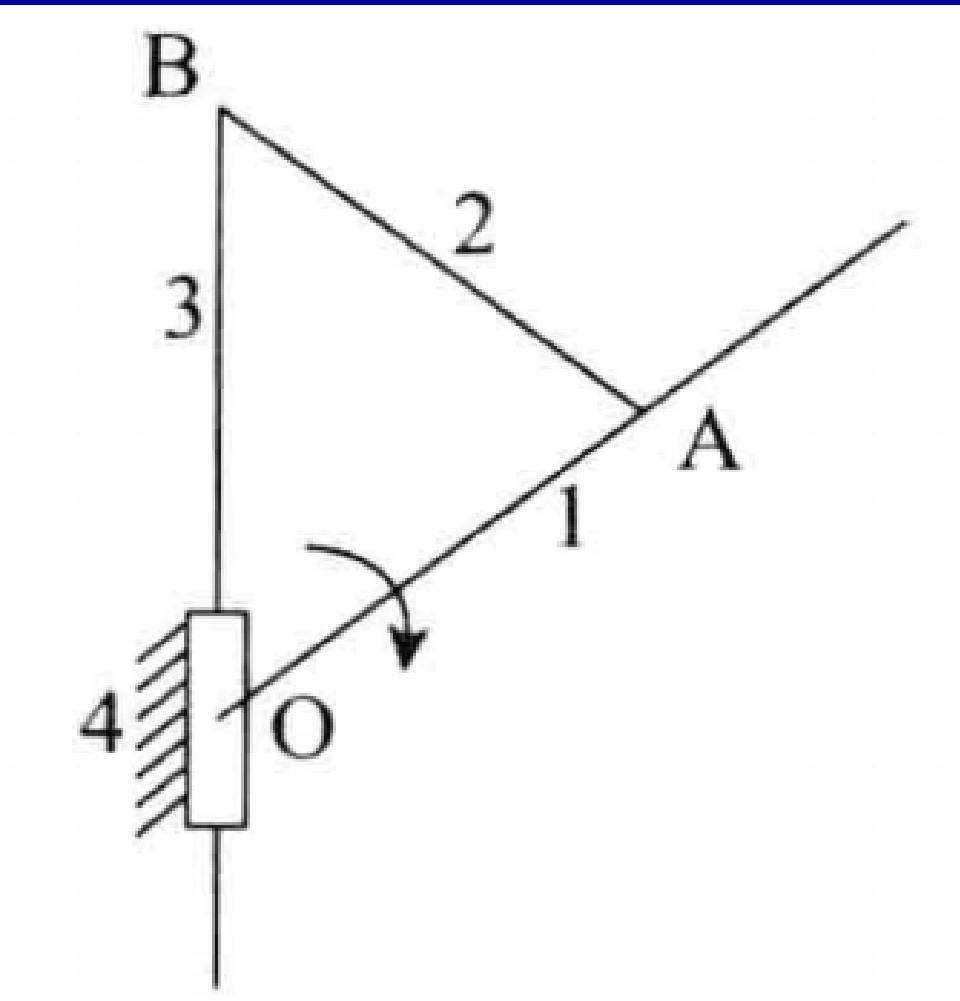
# 练习



题 1-1 图 唷筒机构



题 1-1 图 唧筒机构



题 1-1 解图



# 第1章 平面机构的自由度

§1-1 运动副及其分类

§1-2 平面机构的运动简图

§1-3 平面机构的自由度

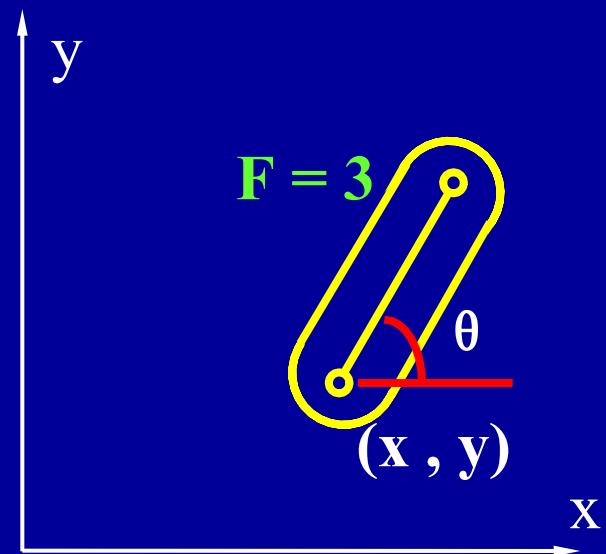
§1-4 速度瞬心及其在机构速度分析中  
的应用

## §1–3 平面机构的自由度



作平面运动的刚体在空间的位置需要三个独立的参数  $(x, y, \theta)$  才能唯一确定。

单个自由构件的自由度为 3

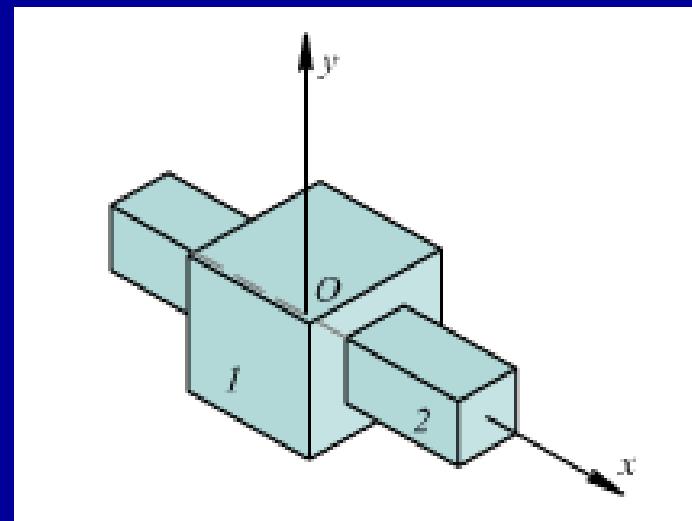
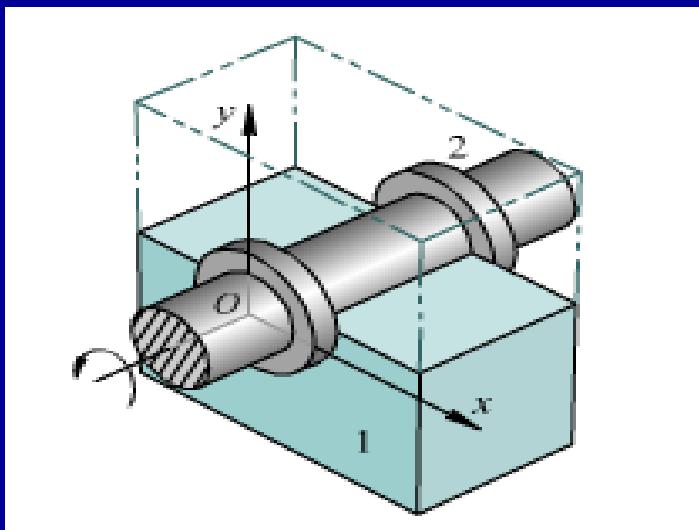


当两个构件组成运动副后，他们的相对运动就会受限，自由度也随着减少。



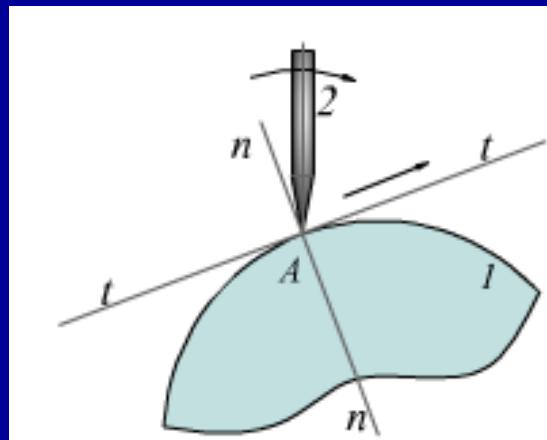
下面定义几个参数：

- 运动副的自由度——描述组成运动副两构件之间相对运动所需独立参数的个数， $F$
- 运动副的约束数——两构件因直接接触组成运动副而失去的自由度数， $S$

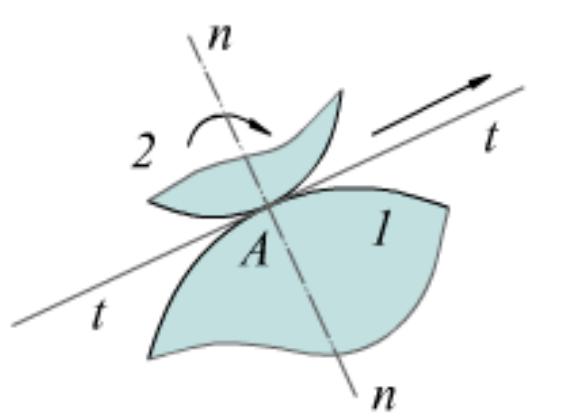


转动副:  $F=1, S=2$

移动副:  $F=1, S=2$



可转动，  
可滑动



高副:  $F=2, S=1$



由此可见，平面机构中，单个构件自由度为3，每个低副引入两个约束，使构件失去两个自由度，每个高副引入一个约束，使构件失去一个自由度；

即：平面运动副的约束数最多为2，最少为1。对于组成运动副的两构件作平面相对运动情况，

有 $F+S=3$ ，则 $F=3-S$ ，其中高副时 $S=1$ ，低副时 $S=2$



推广到一般：

同时设高副数—— $P_H$ , 低副数—— $P_L$

| 活动构件数 | 构件总自由度       | 低副约束数          | 高副约束数          |
|-------|--------------|----------------|----------------|
| $n$   | $3 \times n$ | $2 \times P_L$ | $1 \times P_h$ |

计算公式：  $F=3n-(2P_L+P_h)$

要求： 记住上述公式，并能熟练应用。

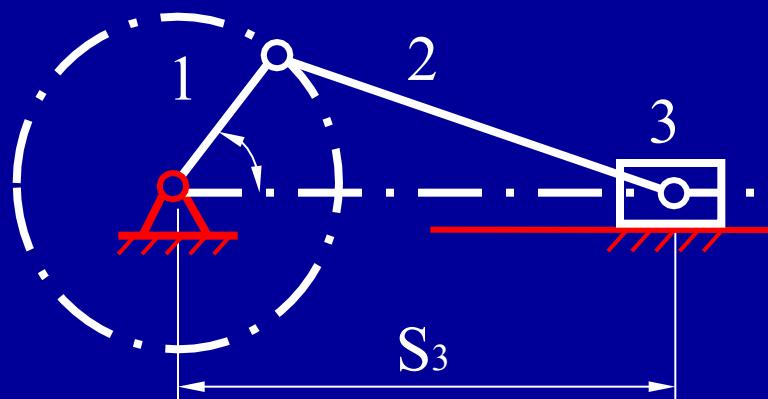


举例：计算曲柄滑块机构的自由度。

解：活动构件数  $n = 3$

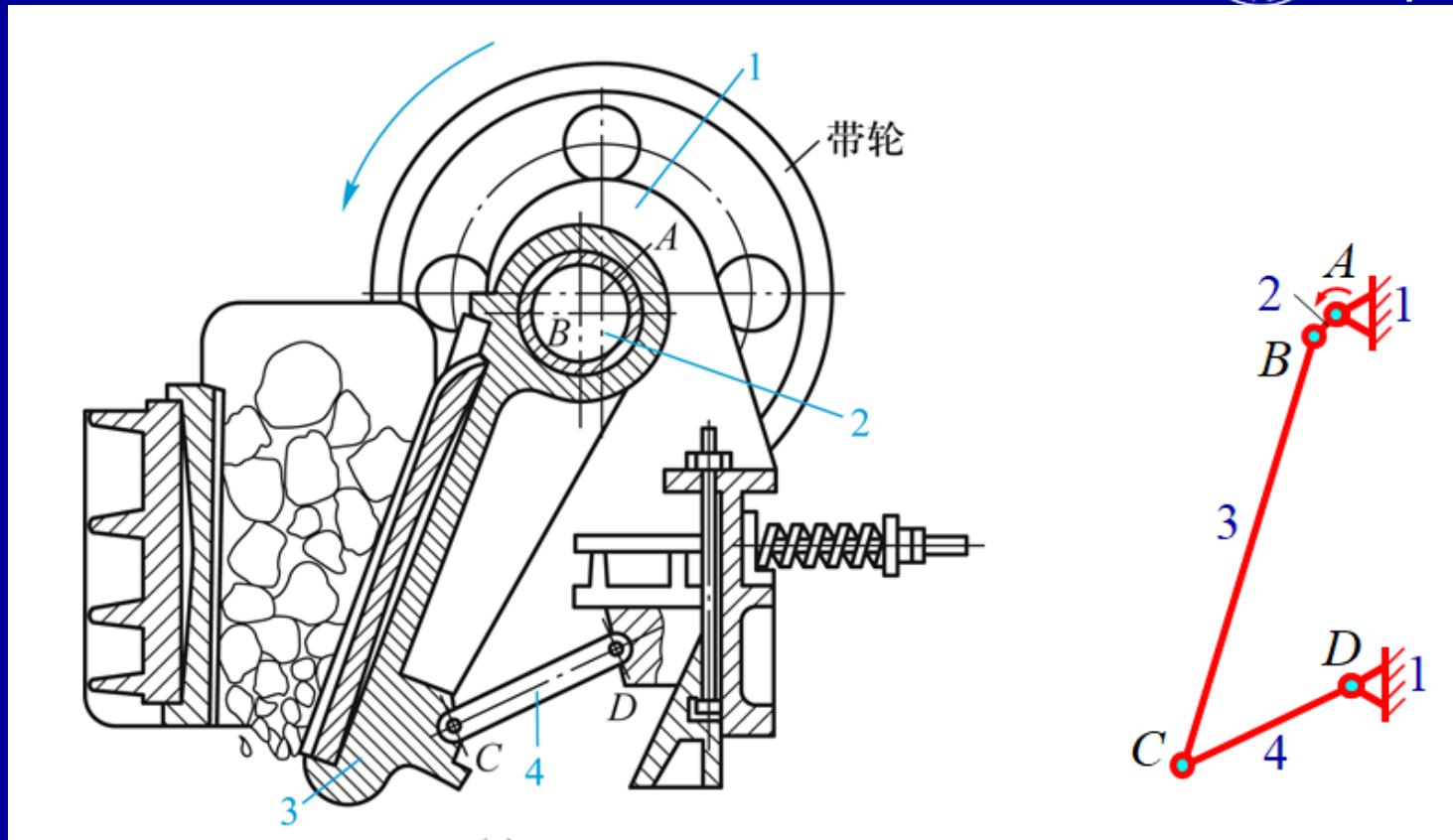
低副数  $P_L = 4$

高副数  $P_H = 0$



$$\begin{aligned} F &= 3n - 2P_L - P_H \\ &= 3 \times 3 - 2 \times 4 \\ &= 1 \end{aligned}$$

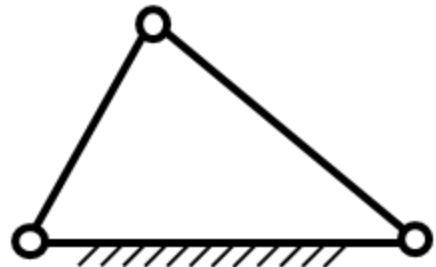
曲柄滑块



$$\begin{aligned}n &= 3, \quad P_L = 4, \quad P_H = 0 \\F &= 3n - 2P_L - P_H \\&= 3 \times 3 - 2 \times 4 - \\&\quad 0\end{aligned}$$

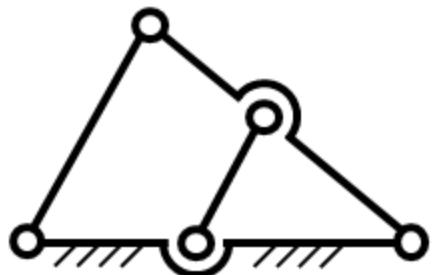


## ■ 机构的可动性与运动确定性



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

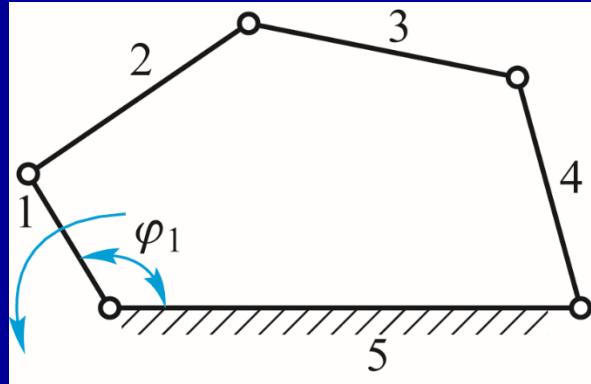
表明各构件之间不能产生相对运动，只构成了一个刚性桁架，不能成为机构。



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

表明各构件之间不能产生相对运动，所受约束过多，已成为超静定桁架。

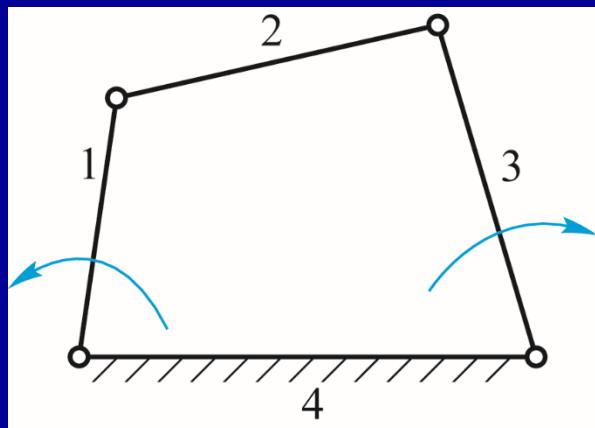
机构可动条件——自由度必须大于零。



$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 5 - 0 = 2 \text{ 可动;}$$

若只取构件1作为原动件，其余三个活动构件2、3、4的运动将不能确定。

说明：自由度大于零时，为使机构运动确定，原动件的数目不可少于自由度数。



$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1 \text{ 可动;}$$

若同时取构件1、3作为原动件，则机构内部的运动关系将发生矛盾，其中最弱的构件将会损坏。

说明：自由度大于零时，为使机构运动确定的原动件的数目不可多于自由度数。

且  $F = \text{原动件数}$



## 二、计算平面机构自由度的注意事项

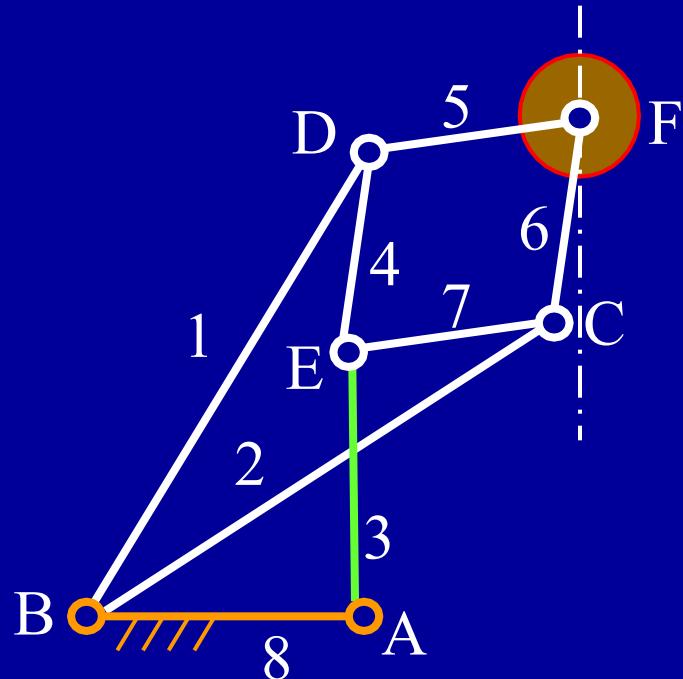
请思考：计算图示圆盘锯机构的自由度。

解：活动构件数n= 7

低副数PL= 6

高副数PH=0

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2PL - PH \\ &= 3 \times 7 - 2 \times 6 - 0 \\ &= 9 \end{aligned}$$



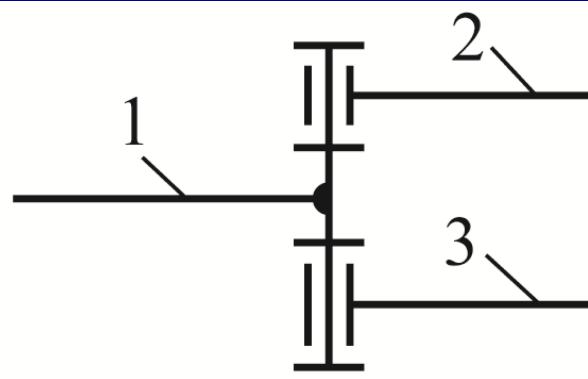
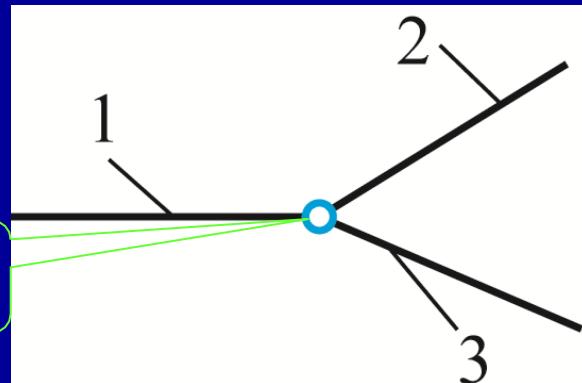
计算结果肯定不对！

圆盘锯机构



# 1.复合铰链 —— 两个以上的构件在同一处以转动副相联。

两个低副



计算方法： $m$ 个构件， 有 $m-1$ 转动副。



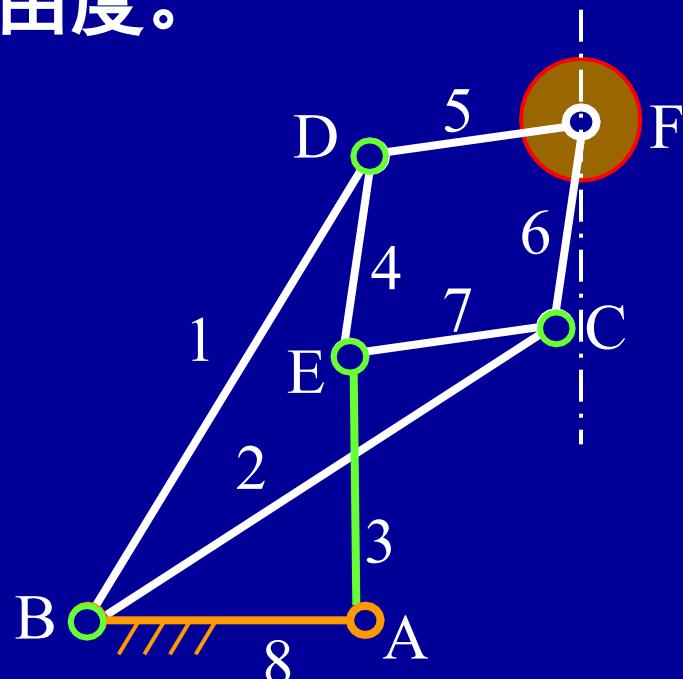
上例：在B、C、D、E四处应各有2个运动副。

因此，计算图示圆盘锯机构的自由度。

解：活动构件数n=7

低副数PL= 10

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2PL - PH \\ &= 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 \\ &= 1 \end{aligned}$$



圆盘锯机构

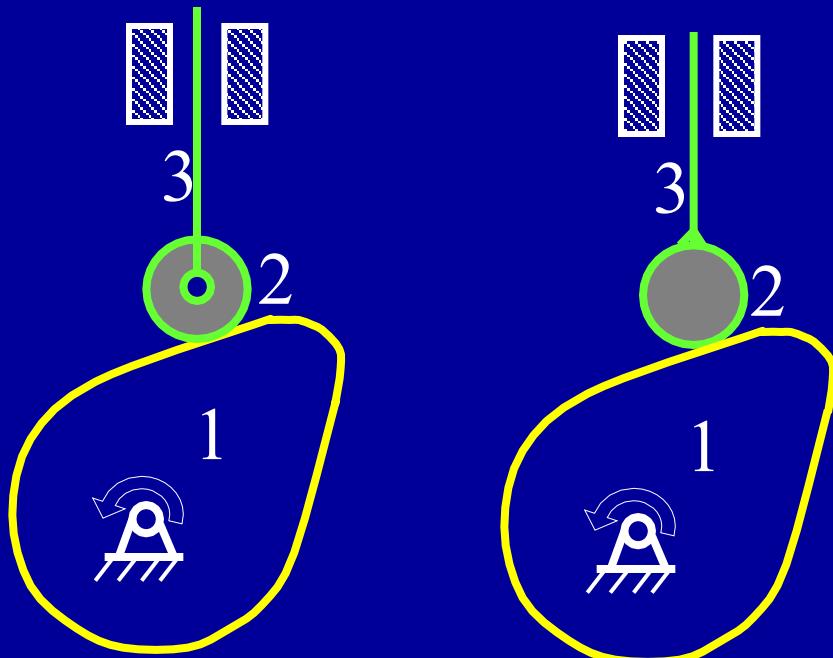
可以证明：F点的轨迹为一直线。



请思考：计算图示两种凸轮机构的自由度。

解： $n=3$ ,  $PL=3$ ,  $PH=1$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2PL - PH \\ &= 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 \\ &= 2 \end{aligned}$$



对于右边的机构，有：

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

事实上，两个机构的运动相同，且  $F=1$

## 2.局部自由度（与输出无关）

定义：构件局部运动所产生的自由度 $F_p$ 。

出现在加装滚子的场合，计算时应去掉 $F_p$ 。

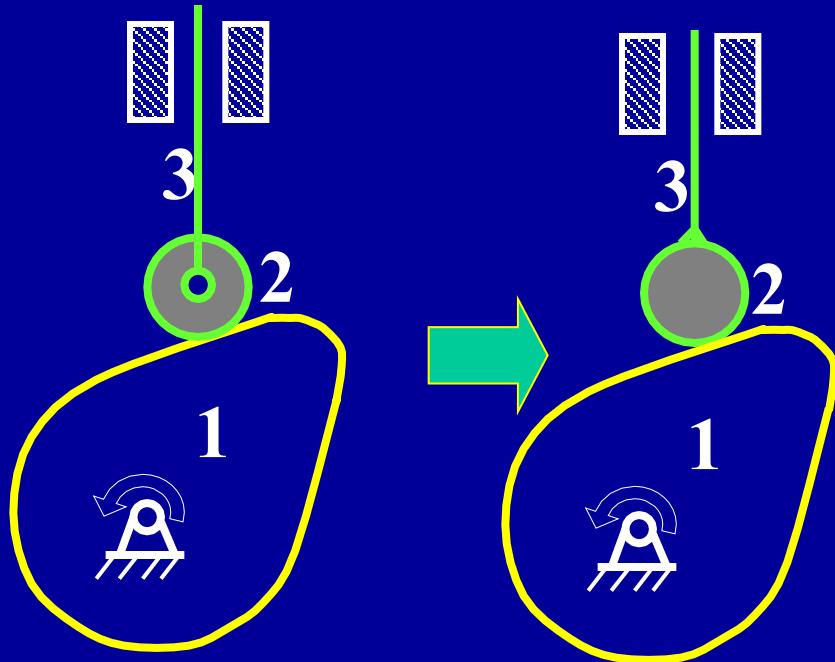
本例中局部自由度  $F_p=1$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2P_L - P_H - F_p \\ &= 3 \times 3 - 2 \times 3 - 1 - 1 \\ &= 1 \end{aligned}$$

或计算时去掉滚子和铰链：

$$\begin{aligned} F &= 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 \\ &= 1 \end{aligned}$$

滚子的作用：滑动摩擦 $\Rightarrow$ 滚动摩擦。





请思考： $AB \parallel CD \parallel EF$ , 平行四边形机构的自由度。

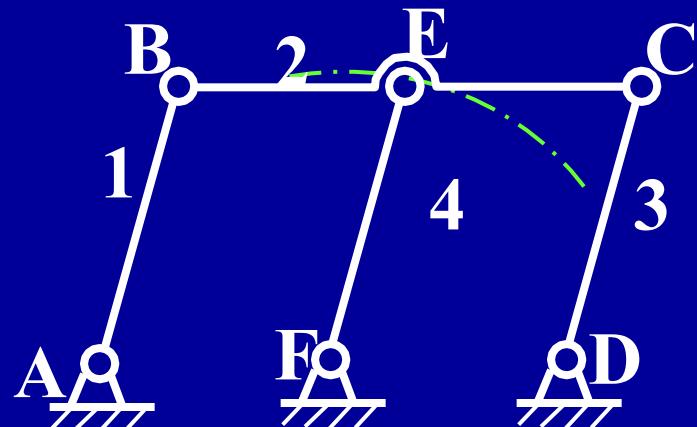
解： $n=4$ ,  $PL=6$ ,  $PH=0$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2PL - PH \\ &= 3 \times 4 - 2 \times 6 \\ &= 0 \end{aligned}$$

### 3.虚约束

——对机构的运动实际不起作用的约束。

计算自由度时应去掉虚约束。



$\because FE = AB = CD$ , 故增加构件4前后E点的轨迹都是圆弧，。

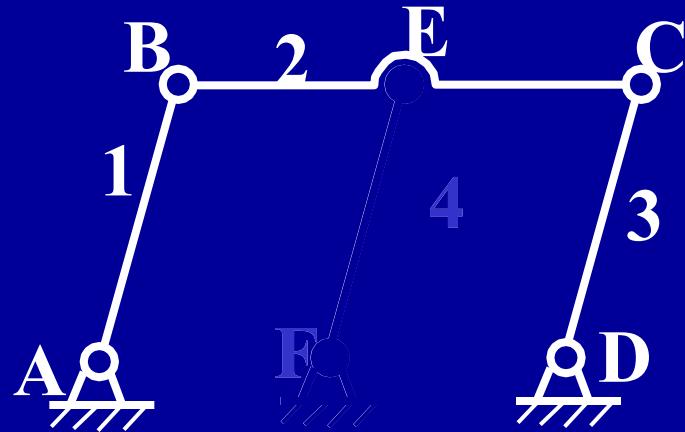
增加的约束不起作用，应去掉构件4。



已知:  $\text{AB} \parallel \text{CD} = \text{EF}$ , 计算图示平行四边形机构的自由度。

重新计算  $n=3$ ,  
 $PL=4$ ,  $PH=0$

$$\begin{aligned} F &= 3n - 2PL - PH \\ &= 3 \times 3 - 2 \times 4 \\ &= 1 \end{aligned}$$



虚约束

特别注意: 此例存在虚约束的几何条件是:

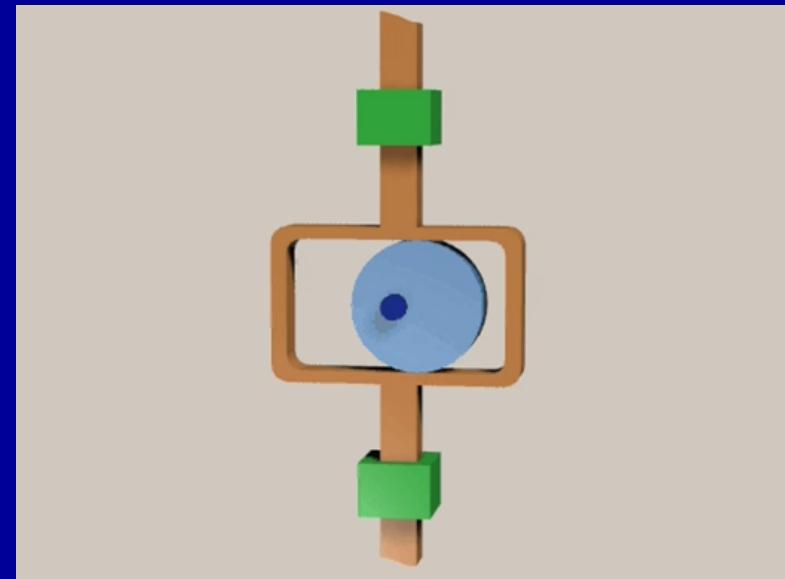
$$\text{AB} \parallel \text{CD} = \text{EF}$$

虚约束出现在特定的几何条件下：

(1) 两个构件在多处接触组成多个类型相同的运动副，这时只有一个运动副起实际约束作用。



两个构件在两处接触组成两个转动副的运动副



两个构件在两处接触组成两个移动副  
两个构件在两处接触组成两个高副

## (2) 运动轨迹重合引起的重复约束

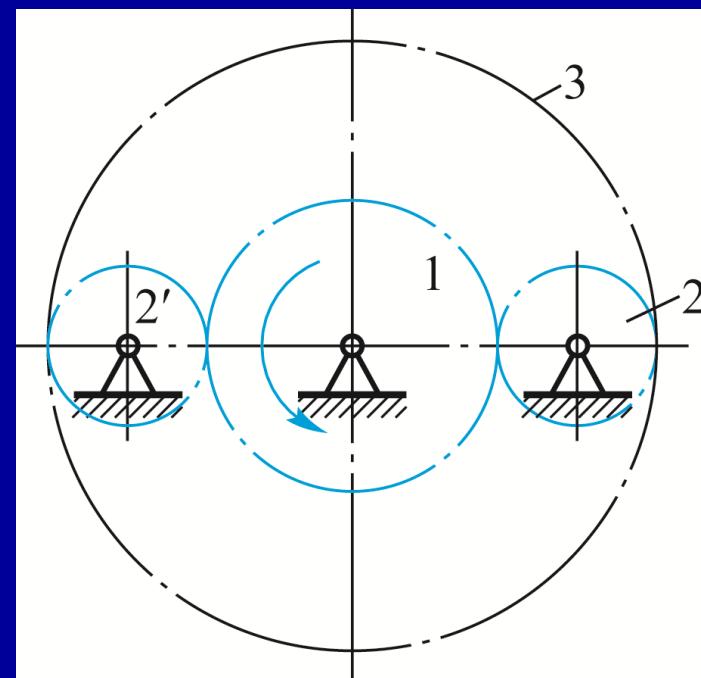
比如前面提到的平行四边形虚约束和平行四边形机构。

## (3) 机构中对运动传递不起独立作用的对称部分

图示轮系，轮2'与轮2大小相同，  
对称布置。

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 4 = 0, \text{ 不可动。}$$

原因是轮2'与轮2起到的运动传递  
作用重复。





**注意：各种出现虚约束的场合都是有条件的！**

**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，如车轮。

## 例题：计算图示大筛机构的自由度。

## 复合铰链: 位置C, 2个低副

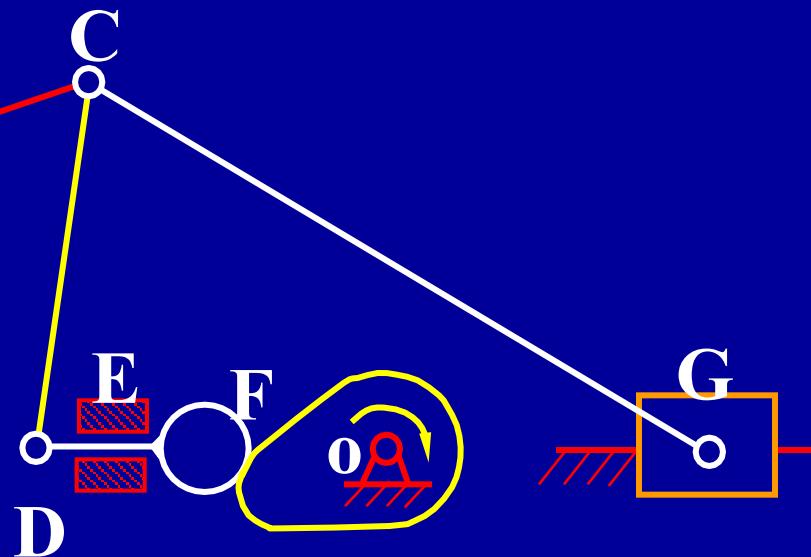
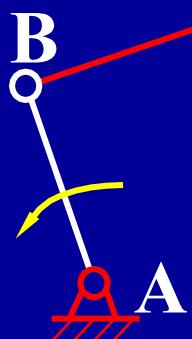
## 局部自由度 1个

# 虚约束 E'

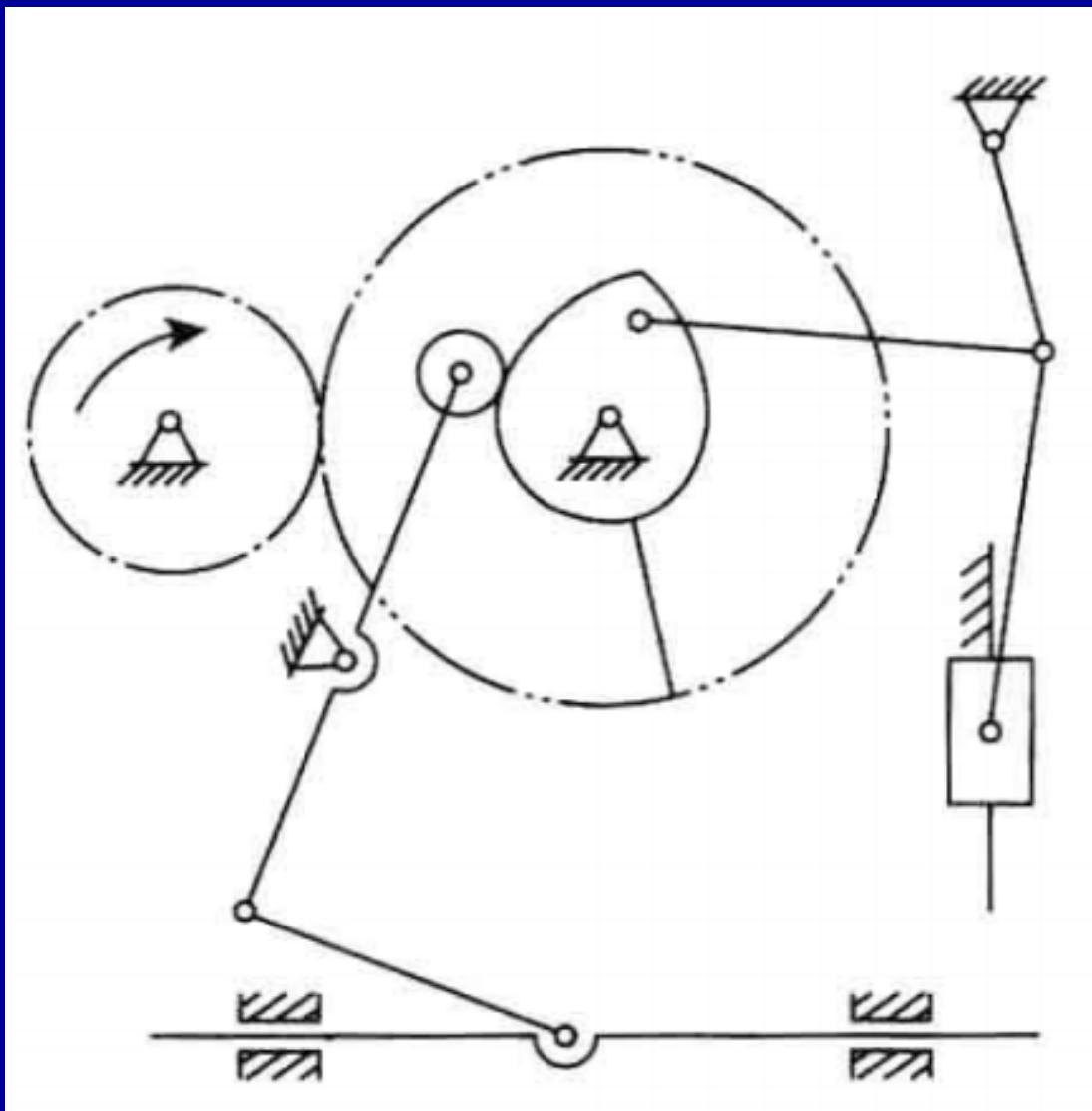
$$n=7$$

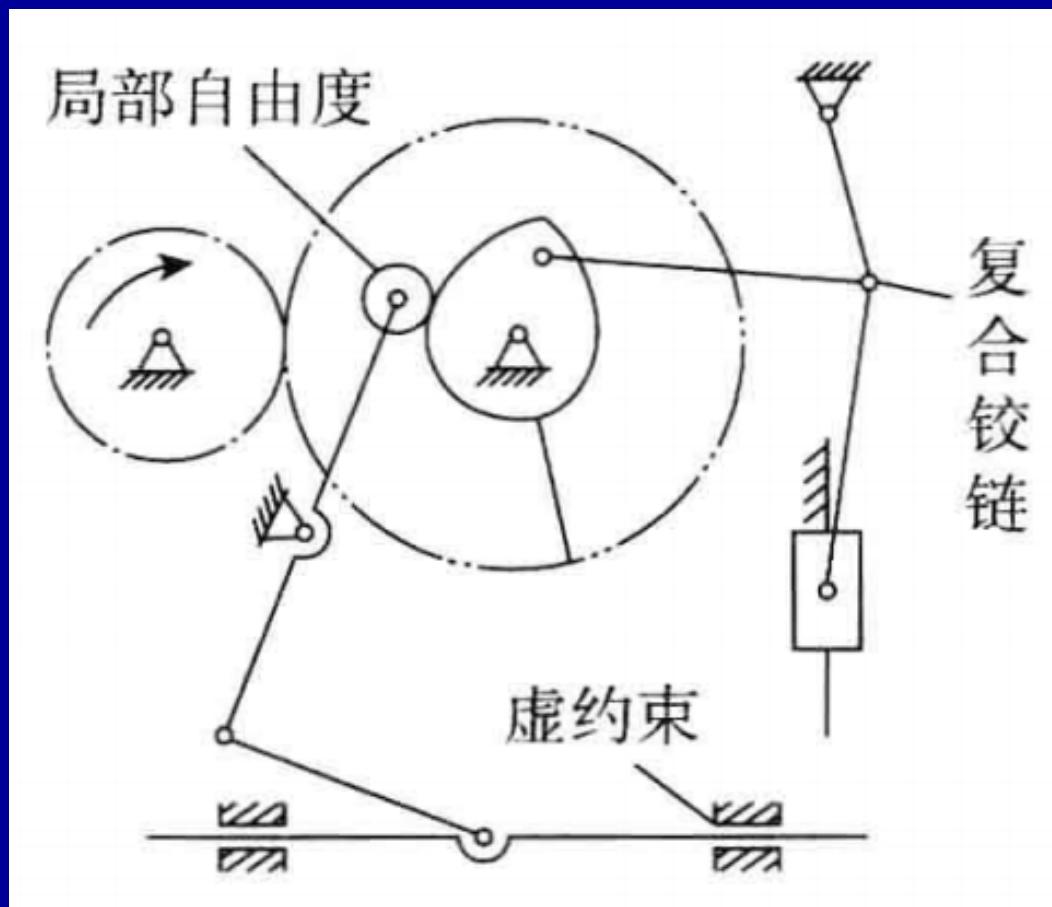
PL = 9

PH = 1



$$\begin{aligned} F &= 3n - 2P_L - P_H \\ &= 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 \\ &= 2 \end{aligned}$$





$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 9 - 2 \times 12 - 2 = 1$$



# 第1章 平面机构的自由度

§1-1 运动副及其分类

§1-2 平面机构的运动简图

§1-3 平面机构的自由度

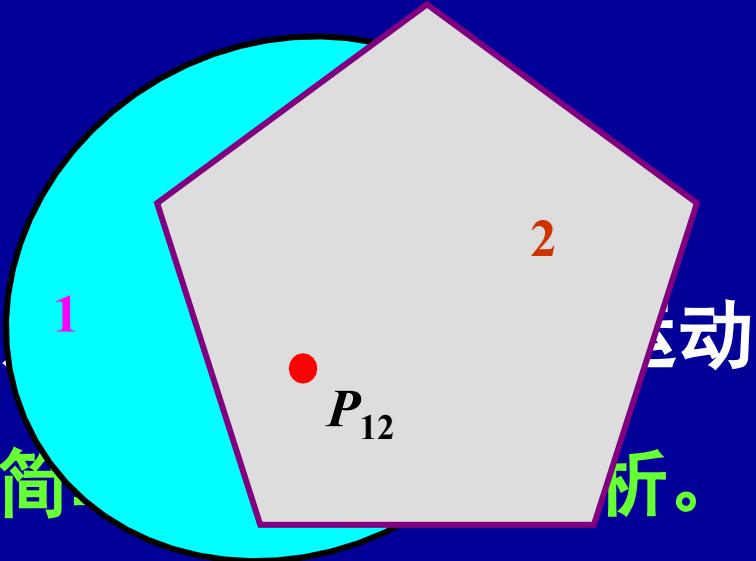
§1-4 速度瞬心及其在机构速度分析中  
的应用

# §1-4 速度瞬心及其在机构速度分析中的应用

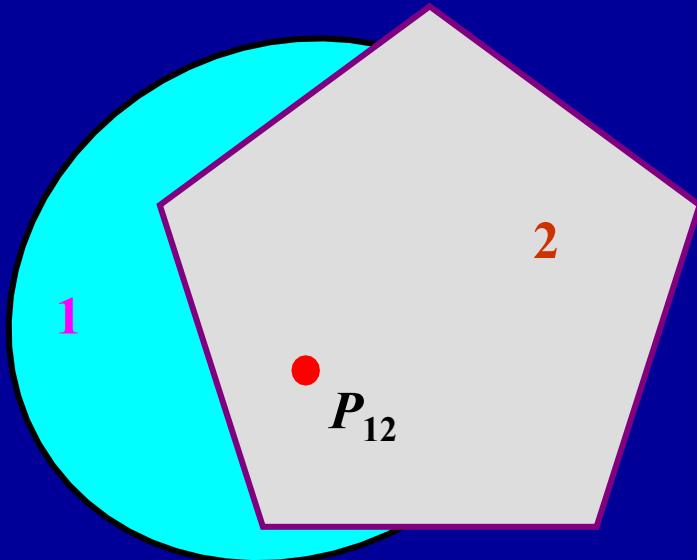
## 一、速度瞬心及其求法

机构速度分析的图解法有：

点迹法、线图法。瞬心法尤其适合于简



速度瞬心的定义——两个作平面相对运动的构件1和2，在任一瞬时两构件上相对速度为零的重合点称为两构件在该瞬时的速度中心，简称瞬时速度中心或瞬心或同速点，以 $P_{12}$ 或 $P_{21}$ 表示。

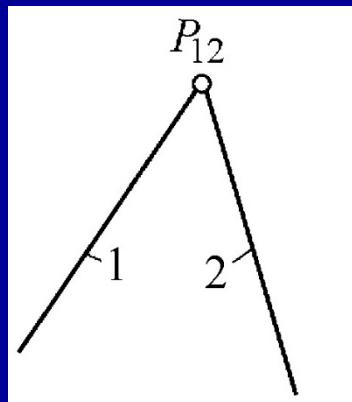


因此瞬心是两构件上绝对速度相同的瞬时重合点。  
如果两构件之一是静止的，则其瞬心便称为绝对速度瞬心；  
如果两构件都是运动的，则其瞬心称为相对速度瞬心。

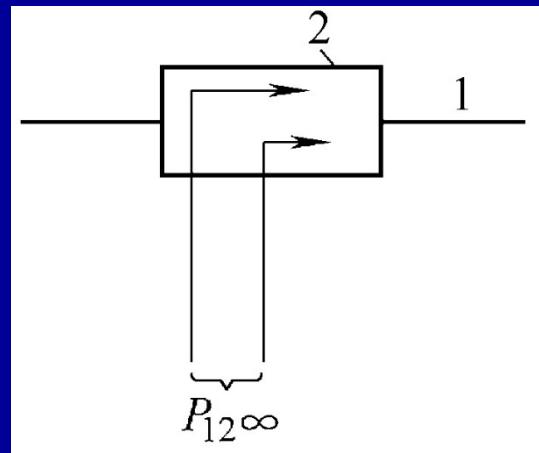
瞬心的数目——任意两个构件之间都存在一个瞬心，对于由  $K$  个构件组成的机构（含机架），总的瞬心数目为

$$N = \frac{K(K - 1)}{2}$$

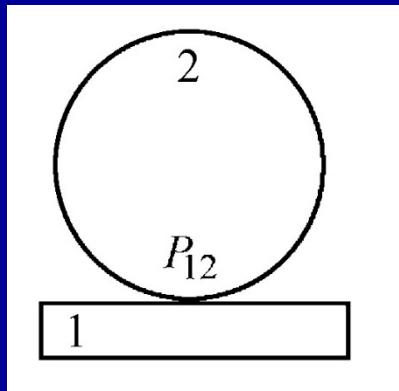
瞬心位置的确定——直接组成运动副两构件的瞬心位置：



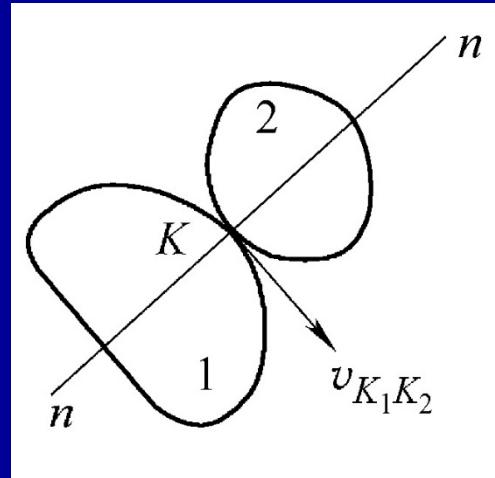
位于转动副中心



位于移动导路垂线方向的无穷远处

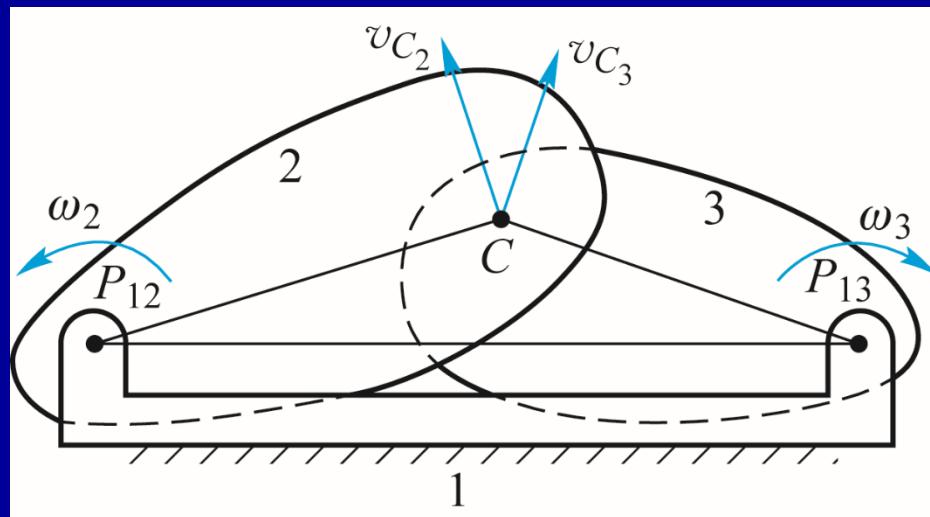


纯滚动高副：  
瞬心位于接触点处



滑动兼滚动高副：  
瞬心位于过接触点公法线上

不直接组成运动副两构件的瞬心位置：



三心定理——作平面运动的任意三个构件共有三个瞬心，它们位于同一直线上。



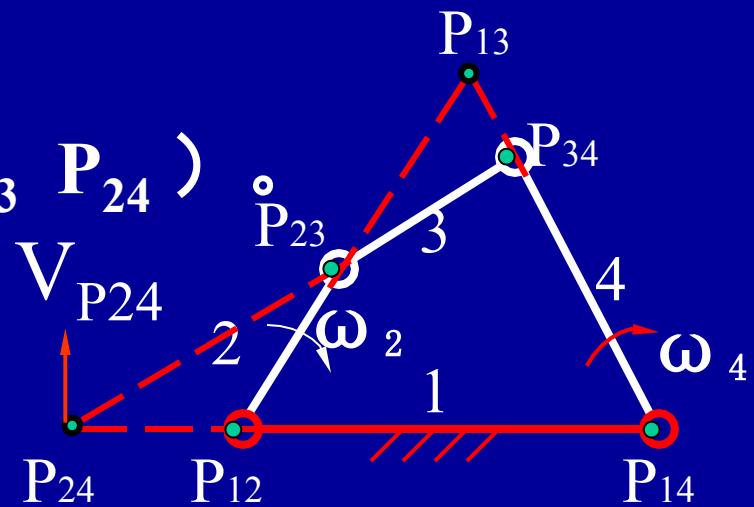
## 例题：求图中铰链四杆机构的瞬心

解：①瞬心数为 6个

②直接观察能求出 4个

余下的2个用三心定律求出 ( $P_{13}$ ,  $P_{24}$ )

三个构件1, 2, 3;  $P_{13}$ 、 $P_{12}$ 、  
 $P_{23}$ 必在一条直线上；而构件  
1, 3, 4;  $P_{13}$ 、 $P_{14}$ 、 $P_{34}$ 也在  
一条直线。



由此可以判断,  $P_{13}$ 是这两条直线的交点,  
也就是瞬心,  $P_{24}$ 同理。



举例：求曲柄滑块机构的速度瞬心。

解：瞬心数为： $N = n(n-1)/2 = 6$   $n=4$

1. 直接观察求瞬心：4个

3. 还剩余2个，用三心定律求

$P_{13}$ 、 $P_{14}$ 、 $P_{34}$ 在一条直线上；

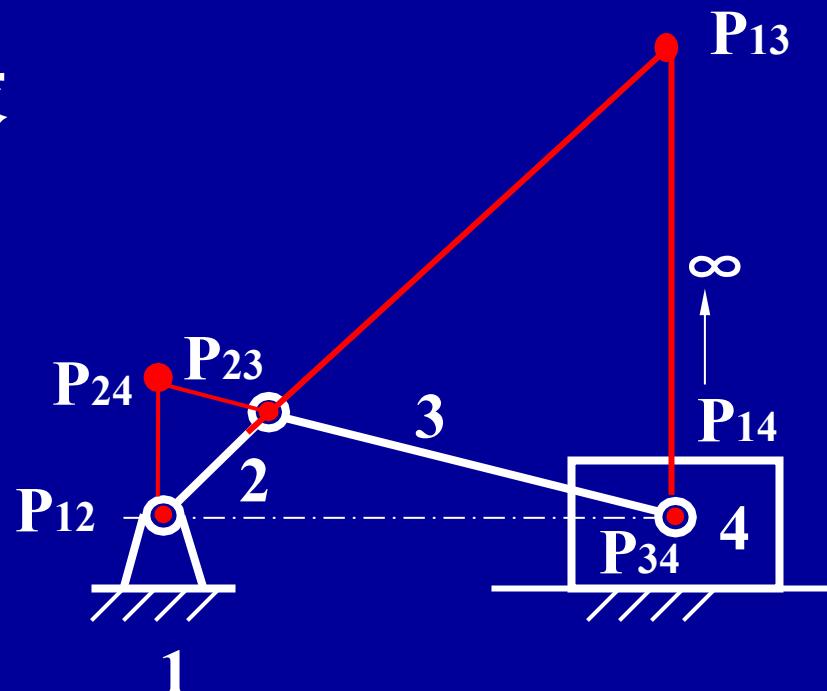
$P_{12}$ 、 $P_{23}$ 、 $P_{13}$ 也在一条直线；

因此两直线交点 $P_{13}$ 为瞬心

$P_{12}$ 、 $P_{14}$ 、 $P_{24}$ 在一条直线上；

$P_{23}$ 、 $P_{34}$ 、 $P_{24}$ 也在一条直线；

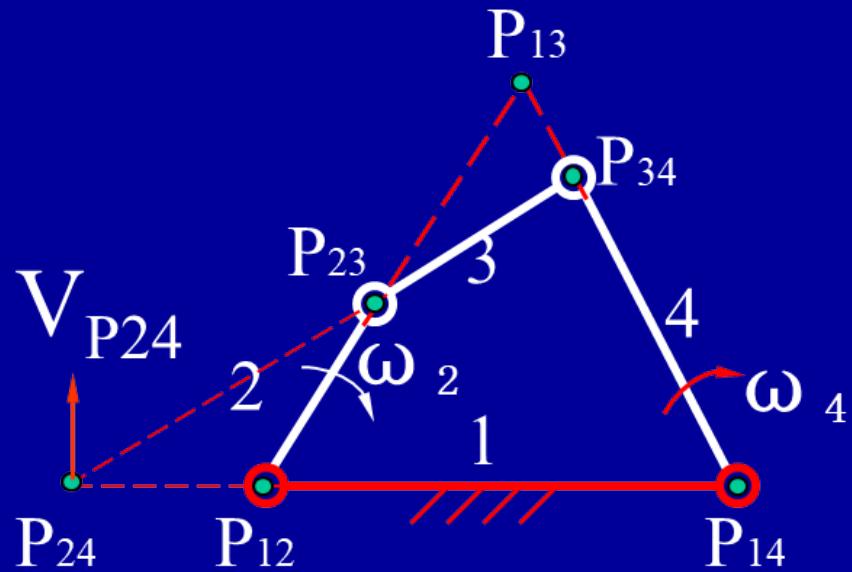
因此两直线交点 $P_{24}$ 为瞬心



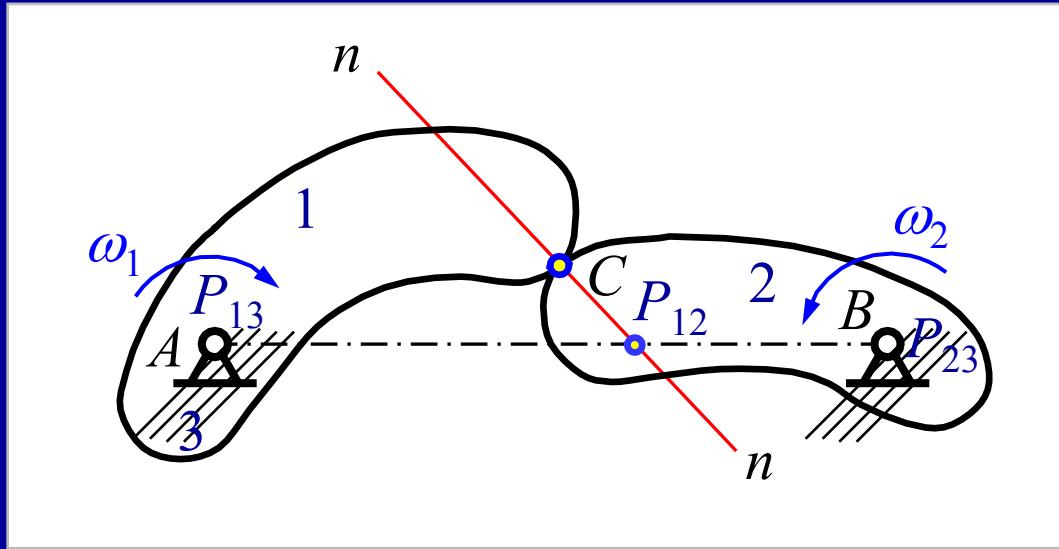


## 二、典型机构瞬心的位置

### 1. 铰链四杆机构



## 2. 齿轮或摆动从动件凸轮机构



共有3个瞬心： $P_{12}$ 、 $P_{13}$ 、 $P_{23}$ ，其中 $P_{12}$ 应在过两曲线轮廓接触点C的公法线n-n上，并与 $P_{13}$ 、 $P_{23}$ 共线（三心定理）。



找出各个瞬心的位置。

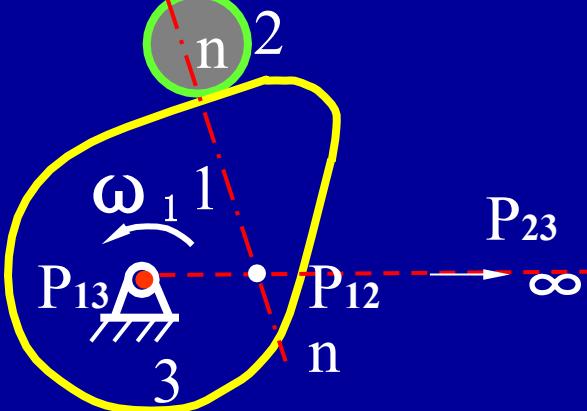
解：

①直接观察求瞬心 $P_{13}$ 、 $P_{23}$ 。

②根据三心定律和公法线

$n-n$ 求瞬心的位置 $P_{12}$ 。

3  $P_{23} \rightarrow \infty$





## 第一章总结：

- 运动副：低副（转动副和移动副）、高副（点或线接触）
- 机构运动简图的测绘：

先两头，后中间， 从头至尾走一遍，

数数构件是多少， 再看它们怎相联。

- 自由度的计算： $F>0$ ，且 $F=$ 原动件数；特殊情况（需约束、局部自由度、复合铰链）
- 机构瞬心的确定：转动副（中心）、移动副（垂直导路无穷远处）、纯滚动高副（接触点）、滚动兼滑动（过接触点公法线）、不接触的构件（三心定理）。



§2-1 平面四杆机构的基本类型及其应用

§2-2 平面四杆机构的基本特性

§2-3 平面四杆机构的设计



**平面连杆机构**——指由若干构件用低副连接组成的平面机构，又称平面低副机构。

**应用实例：**

**内燃机、鹤式吊、火车轮、手动冲床、牛头刨床、椭圆仪、机械手爪等。**

**特点：**

- ①采用低副。面接触、承载大、便于润滑、不易磨损  
形状简单、易加工、容易获得较高的制造精度。
- ②改变杆的相对长度，从动件运动规律不同。
- ③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），不适合高速。
- ③设计复杂，难以实现精确的轨迹。

分类： {   
平面连杆机构  
空间连杆机构

常以构件数命名：

四杆机构、多杆机构。

本章重点内容是介绍四杆机构。



## §2-1平面四杆机构的基本类型及其应用

**平面四杆机构**——按所含移动副数目的不同，可分为全转动副的铰链四杆机构、含一个移动副的四杆机构和含两个移动副的四杆机构。

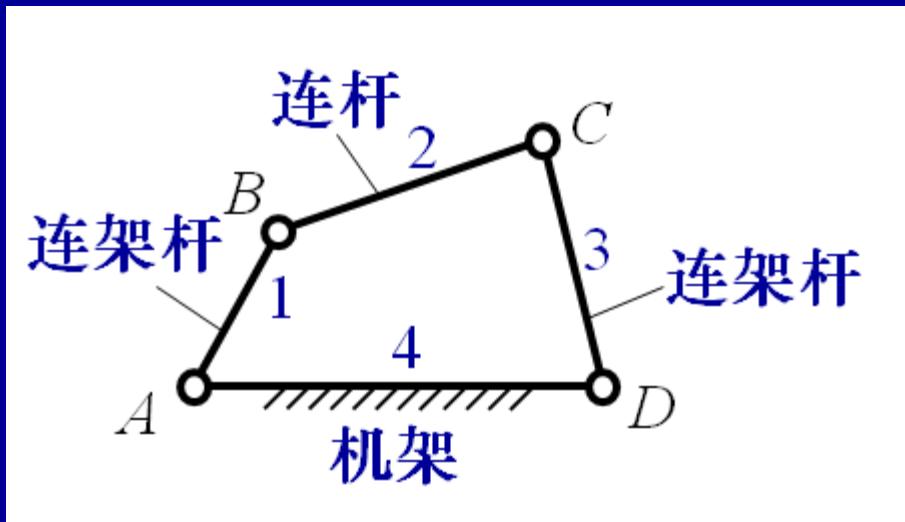
### 一、铰链四杆机构

**铰链四杆机构**——所有运动副均为转动副的平面四杆机构。它是平面四杆机构的最基本的型式，其他型式的平面四杆机构都可看作是在它的基础上通过变异而成的。



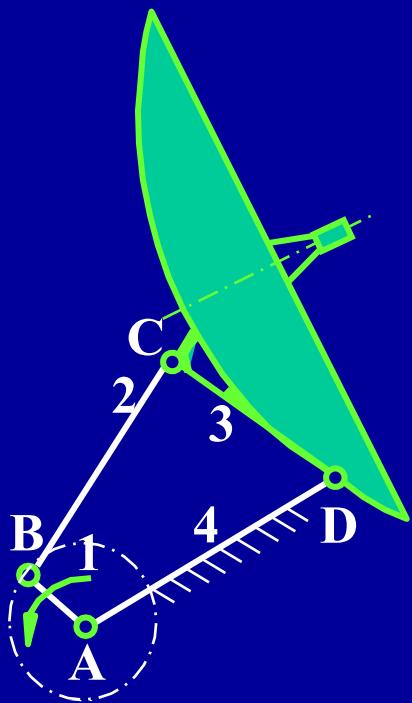
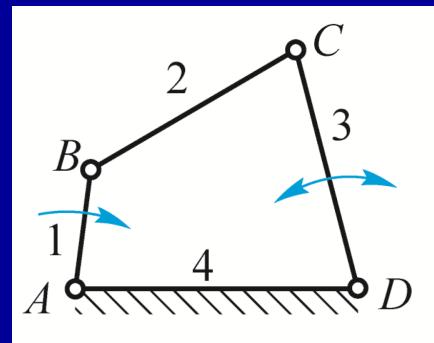
## 图示铰链四杆机构

- 机架——构件4
- 连架杆——与机架组成运动副的构件1、3
- 连杆——不与机架组成运动副的构件2
- 整转副——组成转动副的两构件能作整周相对转动
- 摆动副——非整转副
- 曲柄——与机架组成整转副的连架杆
- 摆杆——与机架组成摆动副的连架杆
- 根据两连架杆是曲柄或揆杆的不同，铰链四杆机构可分为三种基本形式：曲柄揆杆机构、双曲柄机构、双揆杆机构。

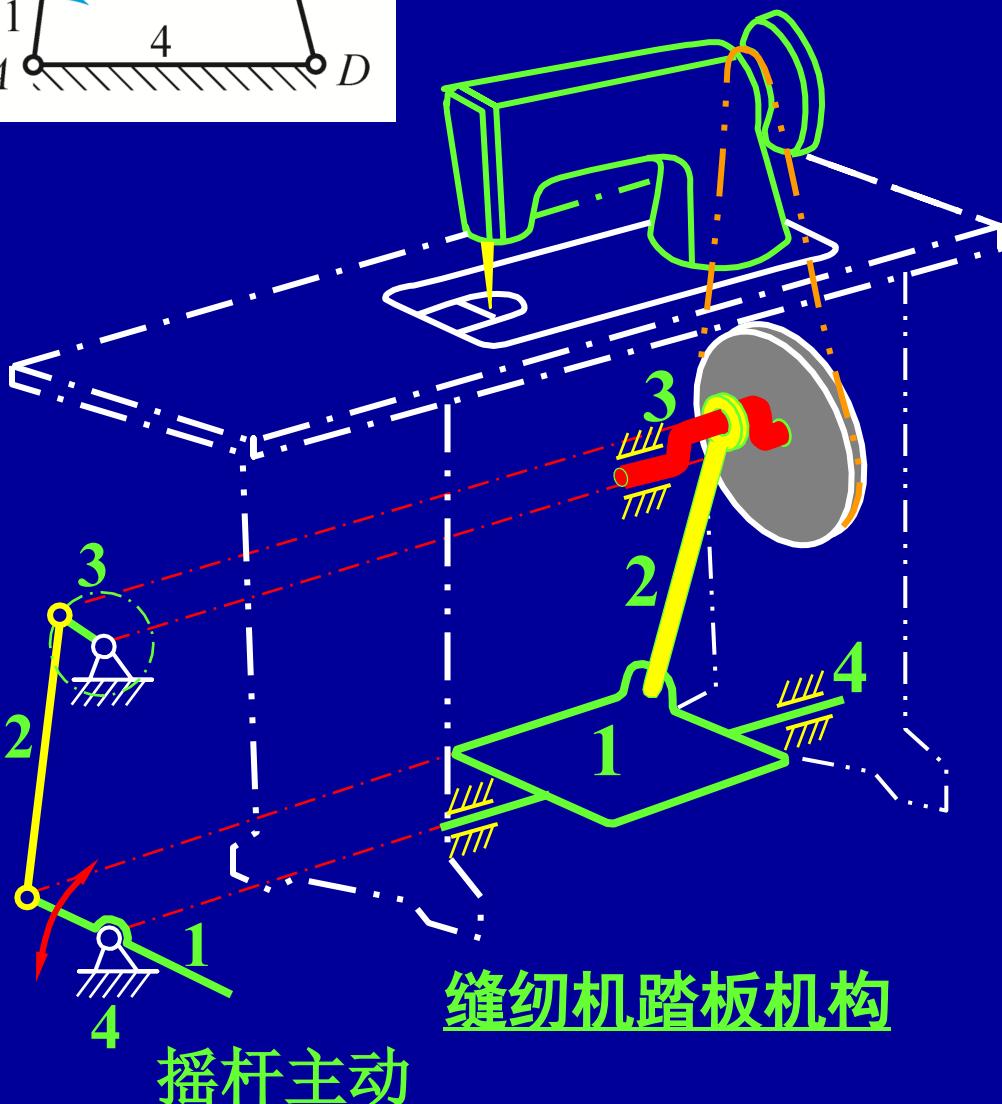


# (1) 曲柄摇杆机构

两连架杆一为曲柄另一为摇杆,  $A$ 、 $B$ 为整转副,  $C$ 、 $D$ 为摆动副



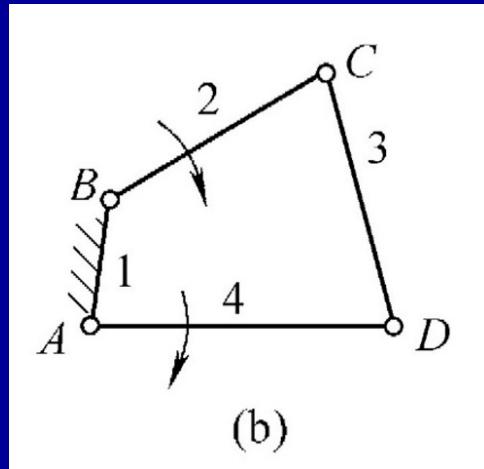
雷达天线俯仰机构  
曲柄主动



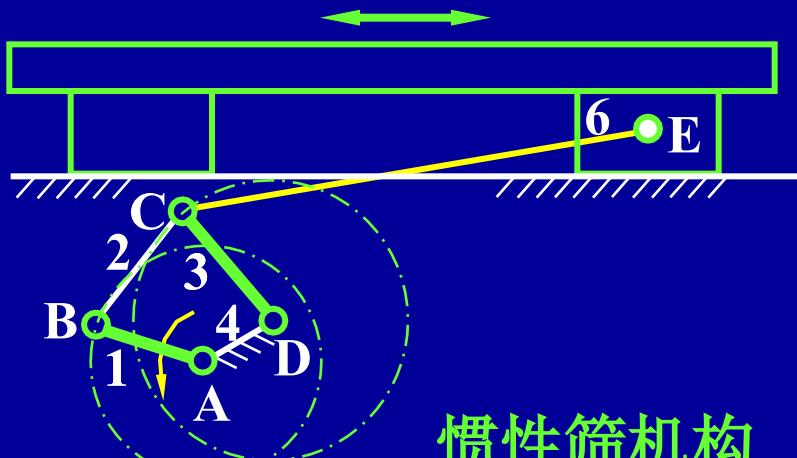
缝纫机踏板机构  
摇杆主动

## (2) 双曲柄机构——两连架杆

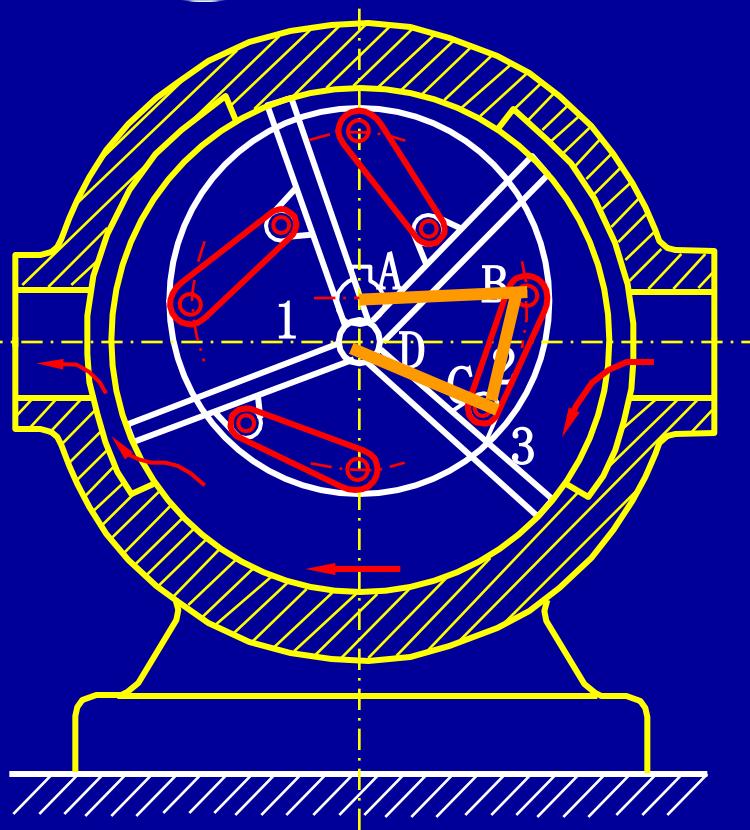
均为曲柄,  $A$ 、 $B$ 为整转副,  $C$ 、 $D$ 可为摆动副或整转副



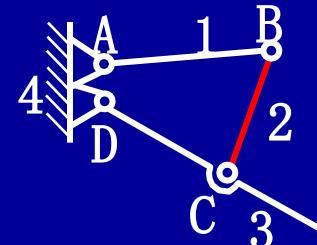
旋转式叶片泵: 1和3为曲柄, 2为连杆, 曲柄回转中心: 1的回转中心为A, 3的回转中心为D, B为1和2的转动副, C为2和3的转动副



惯性篩机构



旋转式叶片泵





特例：平行四边形机构

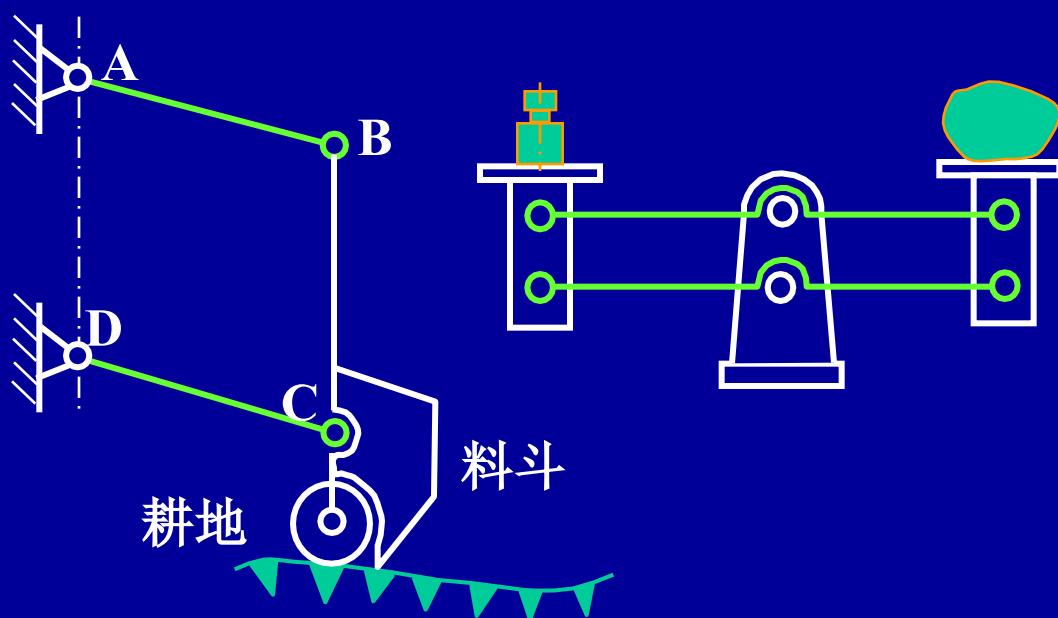
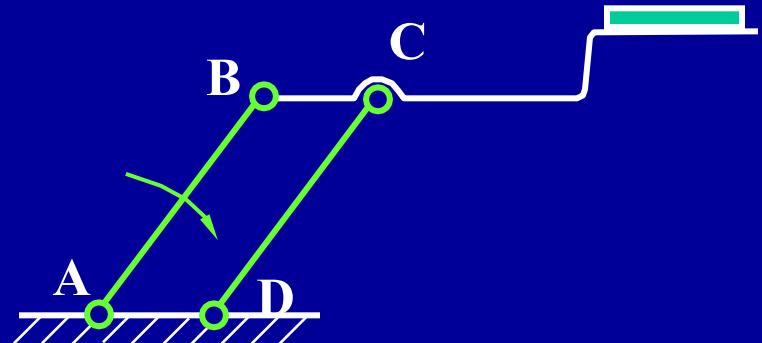
特征：两连架杆等长且平行，  
连杆作平动

实例：火车轮

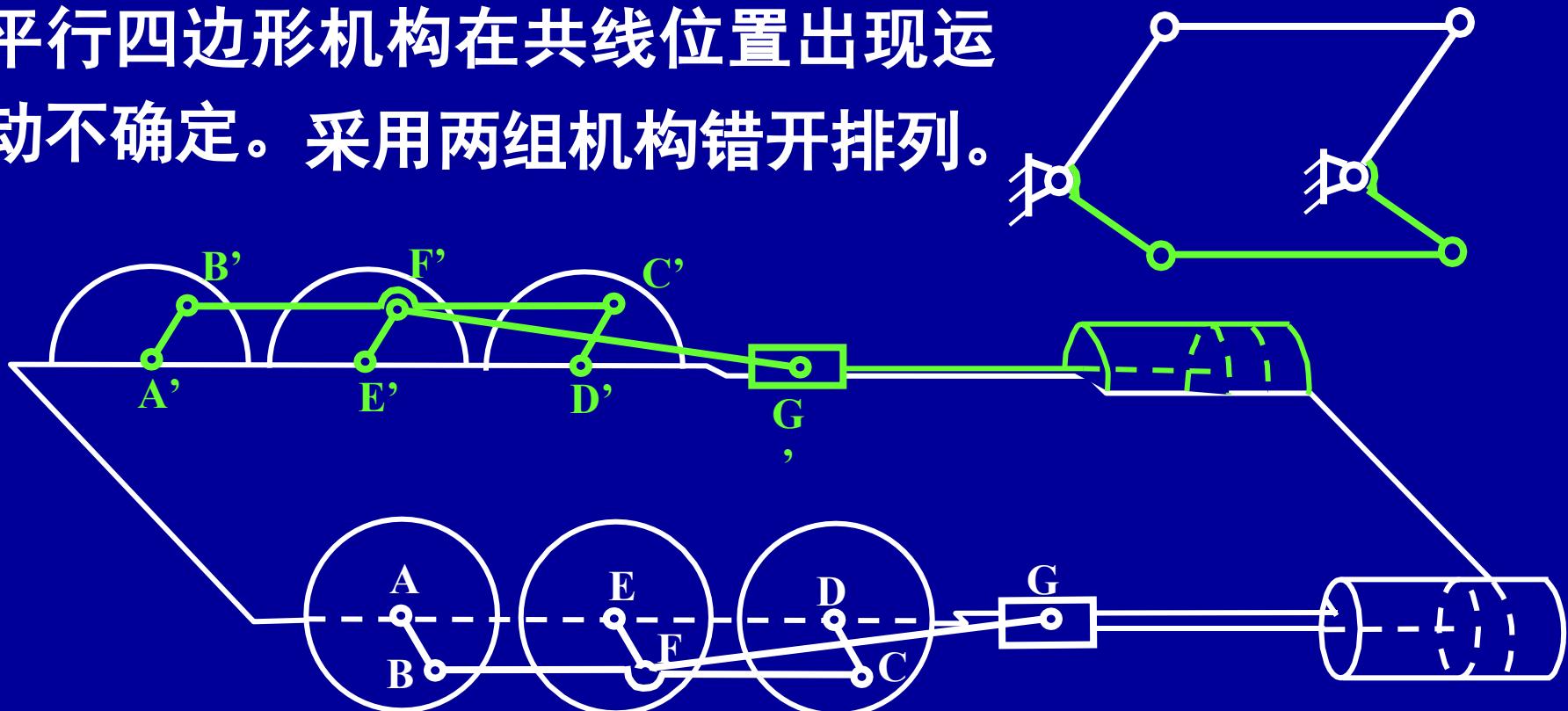
摄影平台

播种机料斗机构

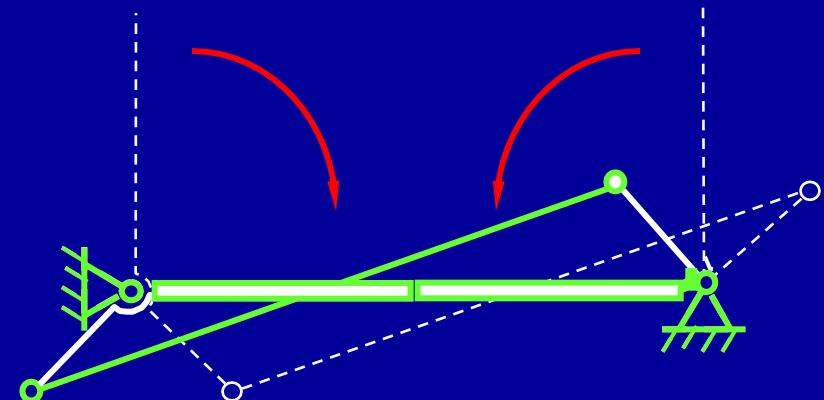
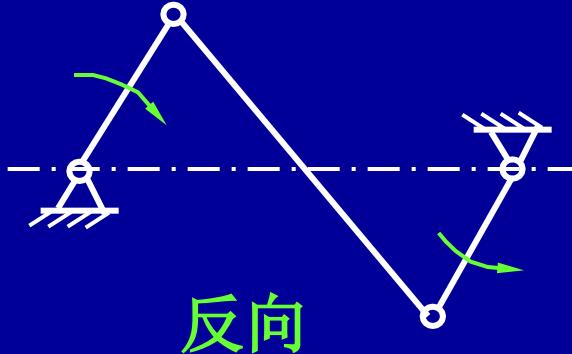
天平



平行四边形机构在共线位置出现运动不确定。采用两组机构错开排列。



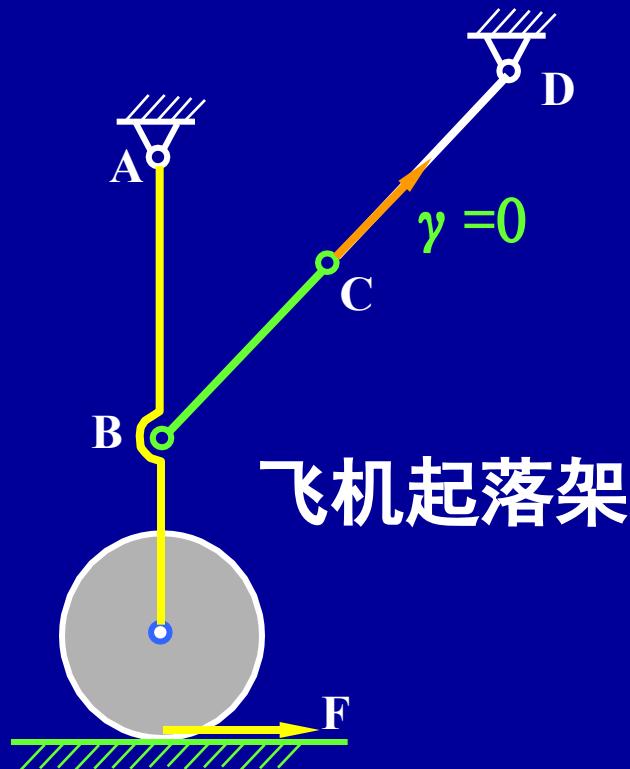
反平行四边形机构 一车门开闭机构



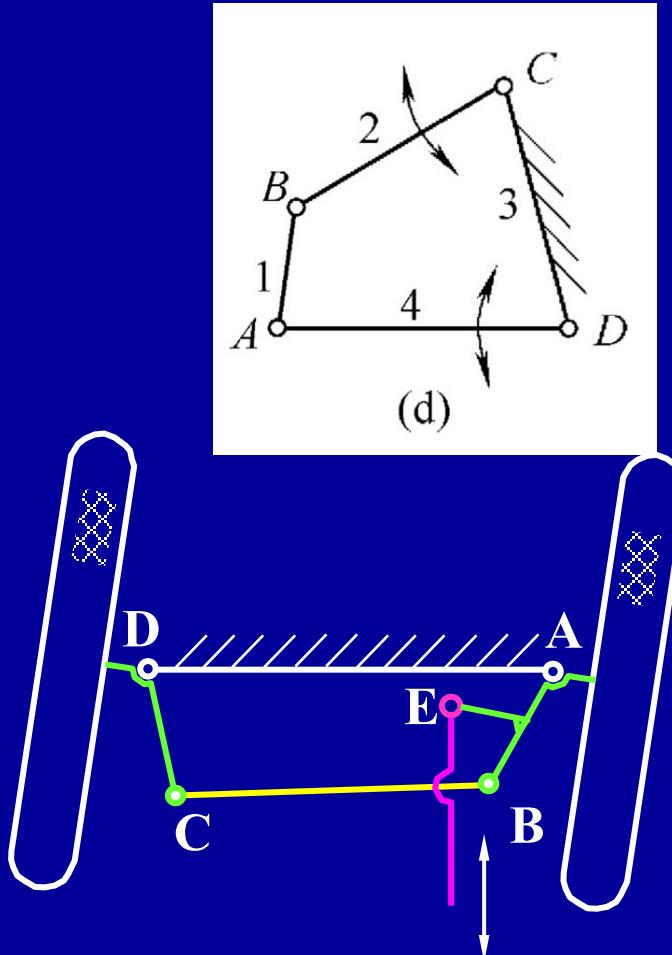
### (3) 双摇杆机构



两连架杆均为摇杆， $C$ 、 $D$ 为摆动副， $A$ 、 $B$ 可为摆动副或整转副



飞机起落架



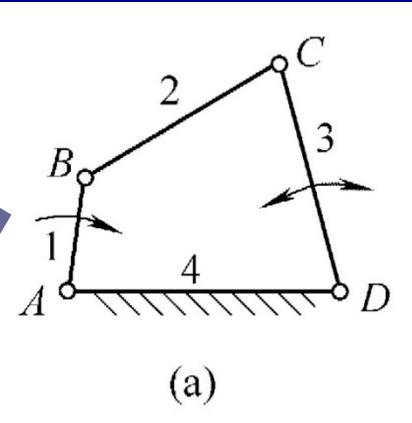
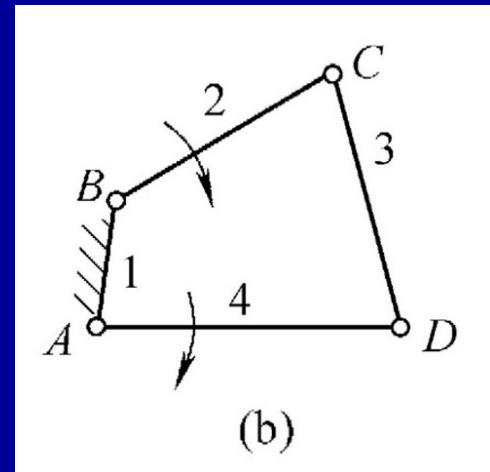


## 三种基本铰链四杆机构的关系：

对于图(a)曲柄摇杆机构，4为机架，1为曲柄，3为摇杆， $A$ 、 $B$ 为整转副， $C$ 、 $D$ 为摆动副。

构件之间的相对运动以及转动副的类别与机架的选取无关，但相对机架的绝对运动会改变，因此可通过改变机架演化

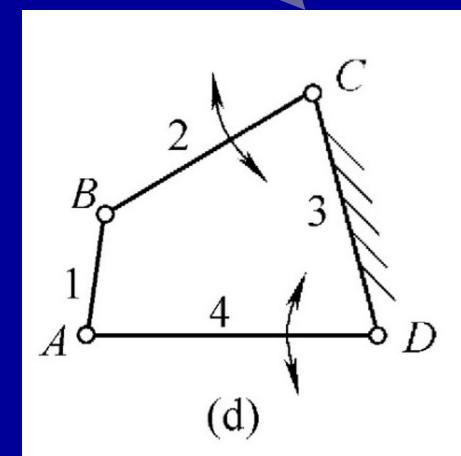
双曲柄机构



取1为机架

取3为机架

曲柄摇杆机构



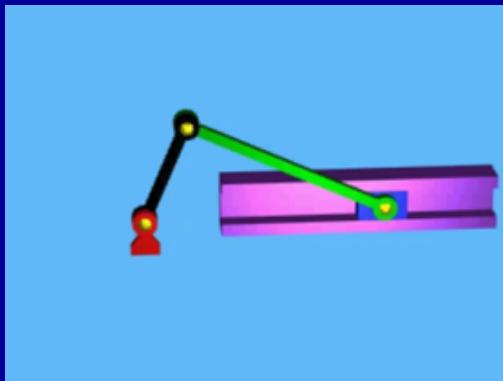
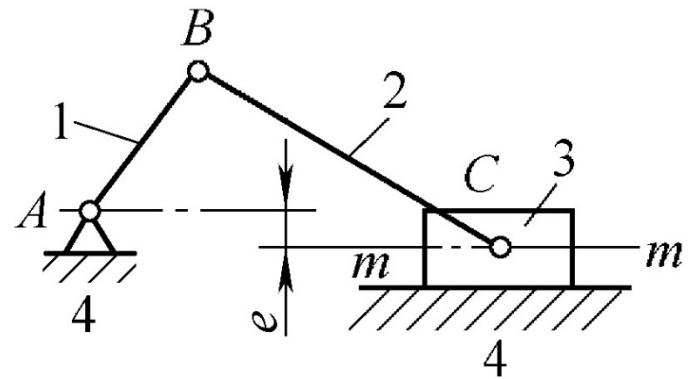
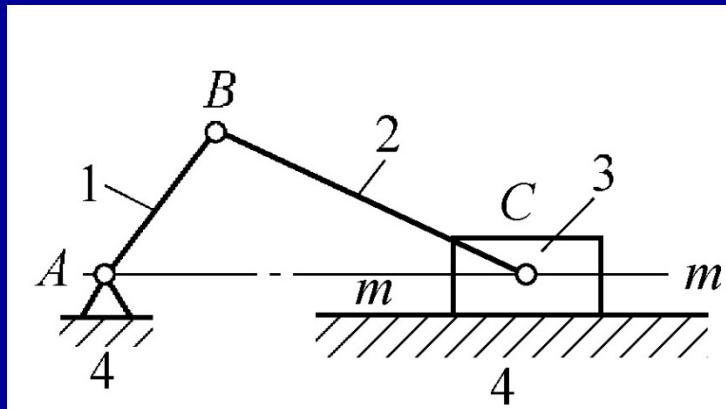
双摇杆机构

变换机架是机构演化或变异的一种方式。

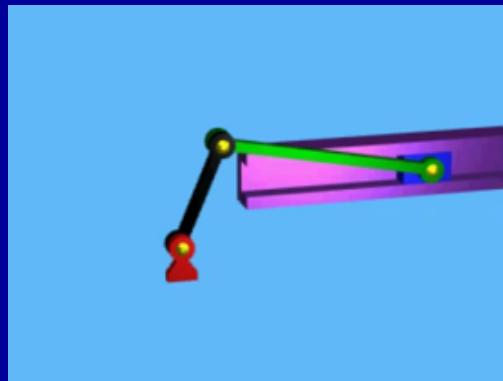
## 二、含一个移动副的四杆机构



1. 曲柄滑块机构——两连架杆一为曲柄，另一为作往复直线移动的滑块，分为对心和偏置（偏距 $e$ ）两种



对心曲柄滑块机构



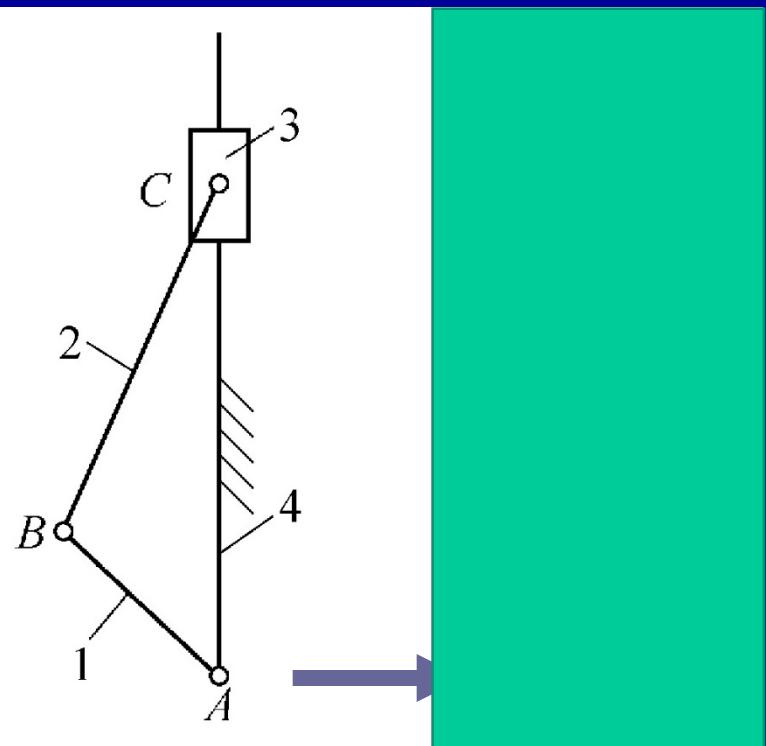
偏置曲柄滑块机构

## 2. 导杆机构——改变曲柄滑块机构的机

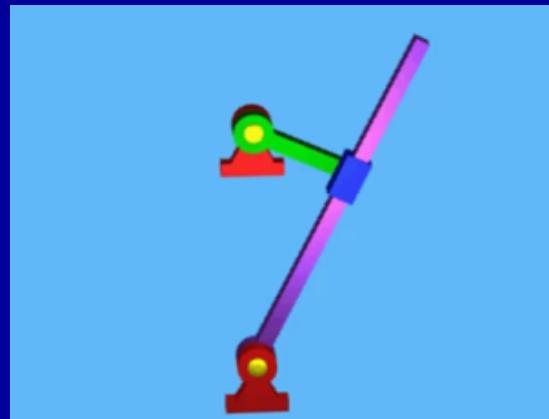
架而得



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology



当 $BC < AB$ 时（原动件>机架）,  
摆动导杆机构



导杆

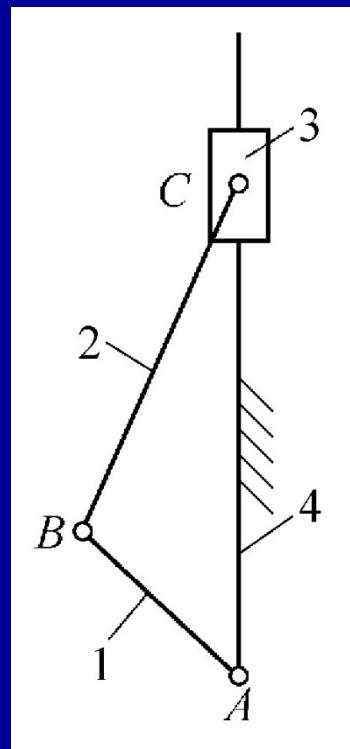
当 $BC > AB$ 时（原动件<机架）,  
转动导杆机构



机架由4换为1，  
且取BC为原动件

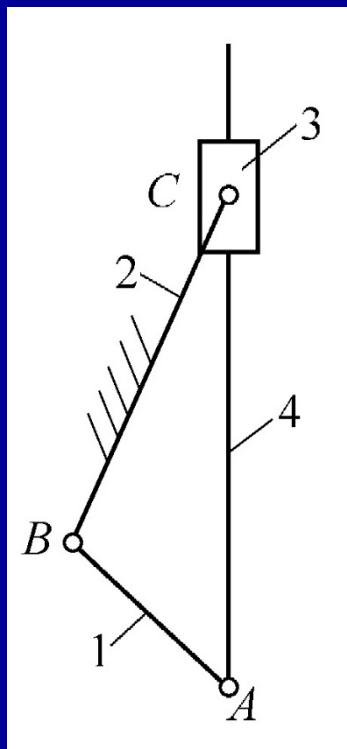


### 3. 摆块机构和定块机构——改变曲柄滑块机构的机架而得



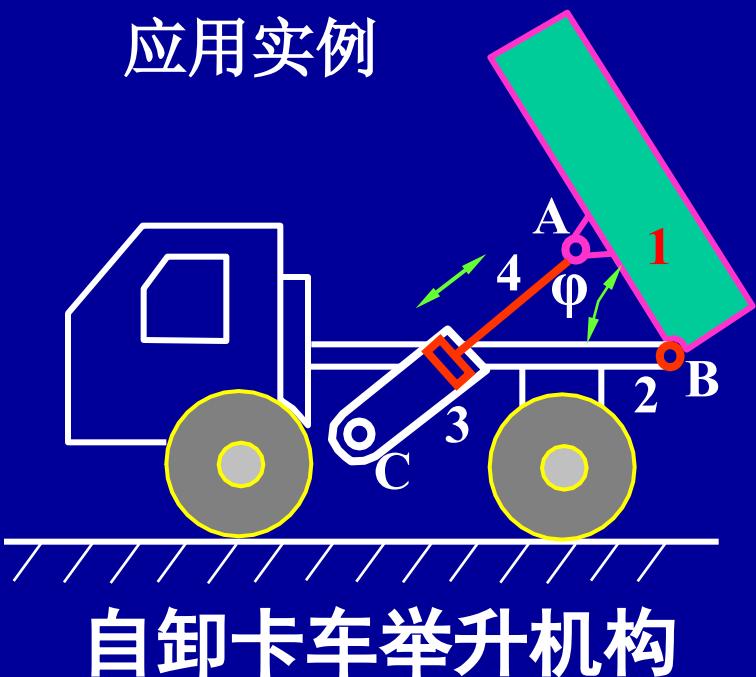
机架由4  
换为2

曲柄滑块机构



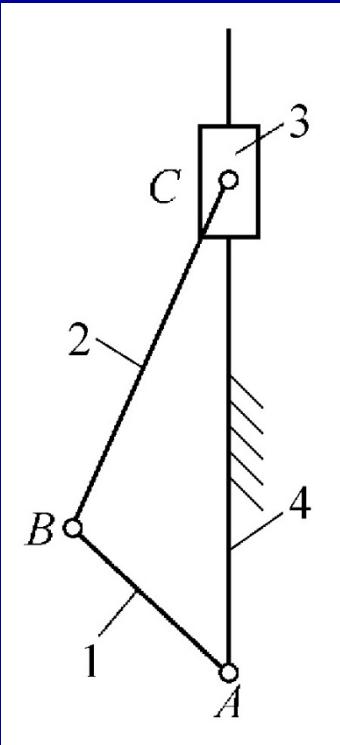
摆动摇块机构

应用实例



自卸卡车举升机构

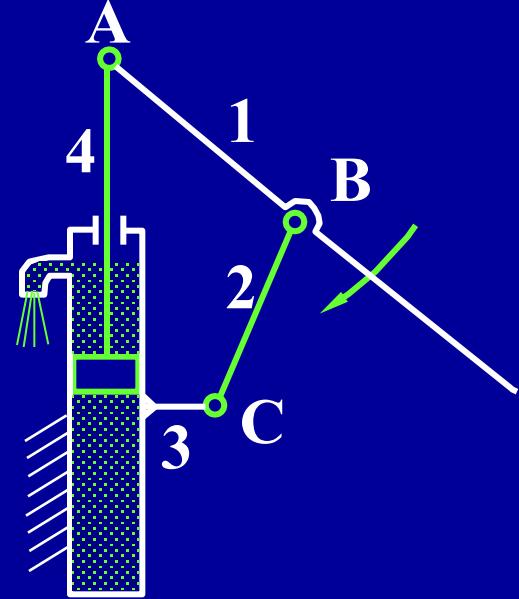
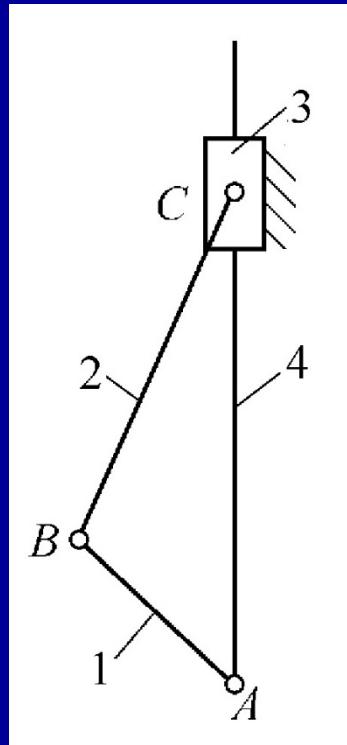
油缸3中压力推动活塞4运动，车厢1  
绕B回转倾斜



曲柄滑块机构

机架由4  
换为3

定块机构  
移动导杆机  
构



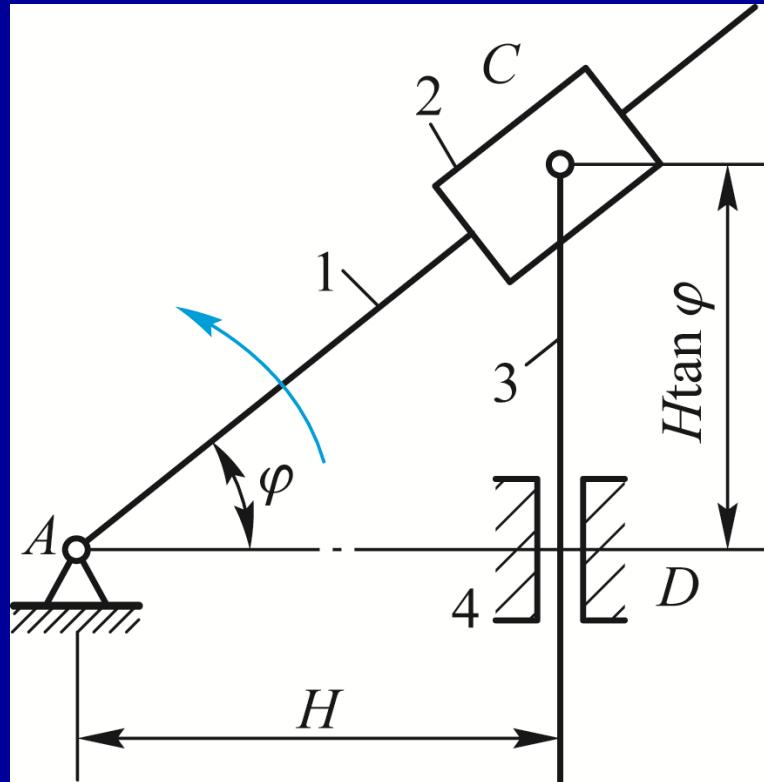
手摇唧筒

### 三、含两个移动副的四杆机构

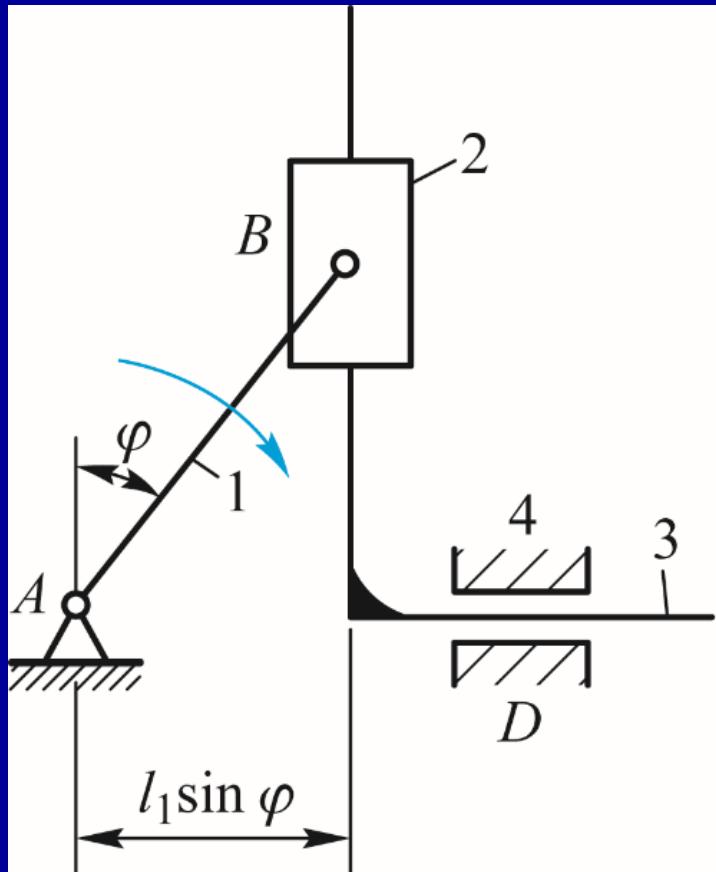
依据两移动副相对位置的不同，有两种基本形式。

1. **正切机构**——两个移动副不相邻，输入构件1仅能在一定角度范围内摆动，输出构件3的位置关系  $y = H \tan \varphi$ 。

H固定，1  
和3变



2. 正弦机构——两个移动副相邻（构件3同时与构件2和机架4组成移动副），且其中一个移动副与机架关联，从动件3的位移与原动件1的转角具有正弦关系  $y = l_1 \sin \varphi$ 。

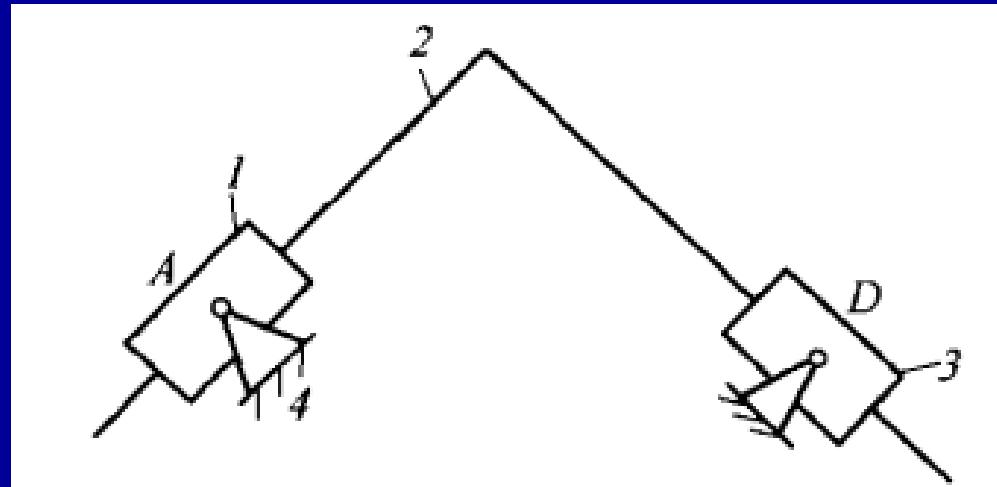


正弦机构

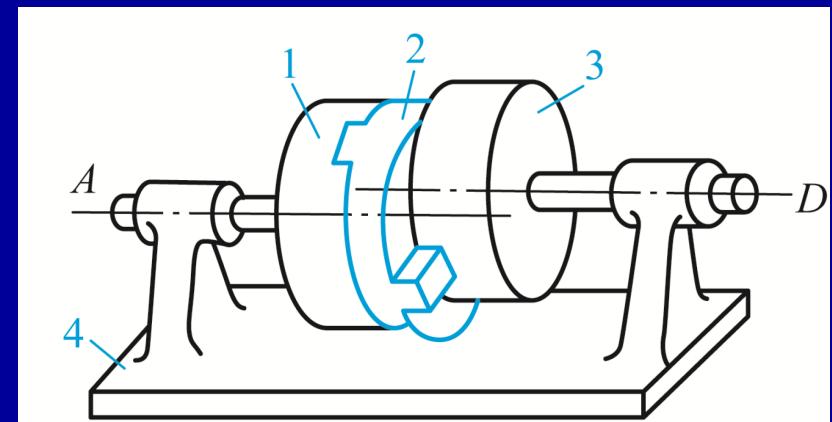
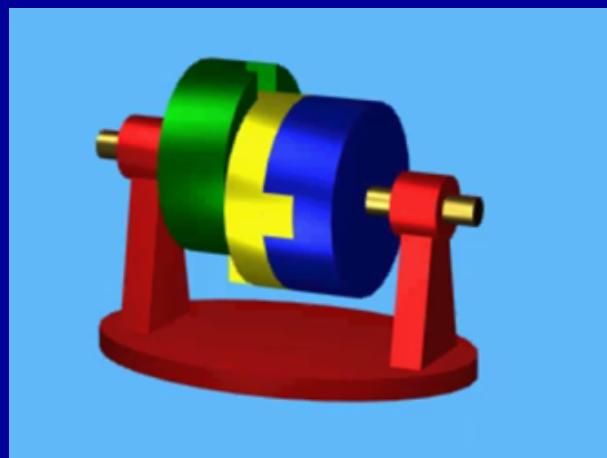
1长度固定，  
另外两边变



两个移动副相邻，且都不与机架相关联



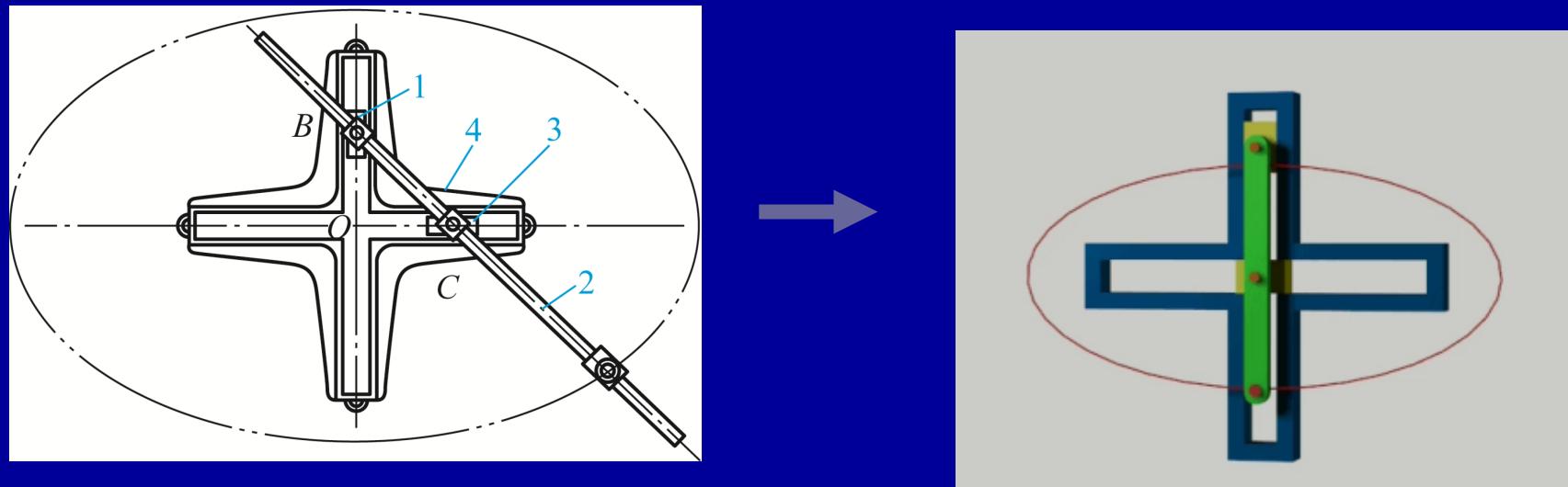
双转块机构





两个移动副都与机架相关联

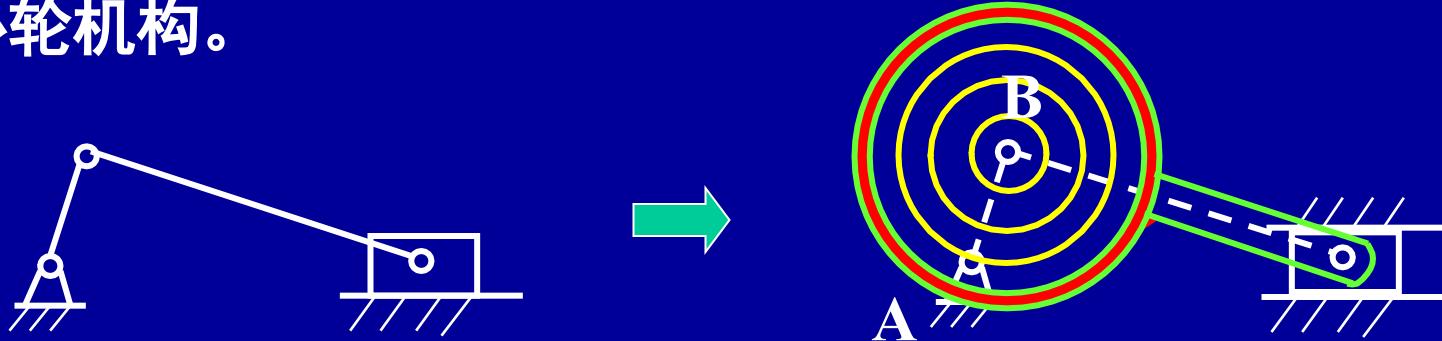
如椭圆仪





## 四、具有偏心轮的四杆机构

当曲柄长度很小的时候，通常将曲柄做成偏心轮，由此可以增大轴颈的尺寸，提高偏心轴的刚度和强度，该机构称为偏心轮机构。



如果曲柄比较短，将曲柄做成偏心轮

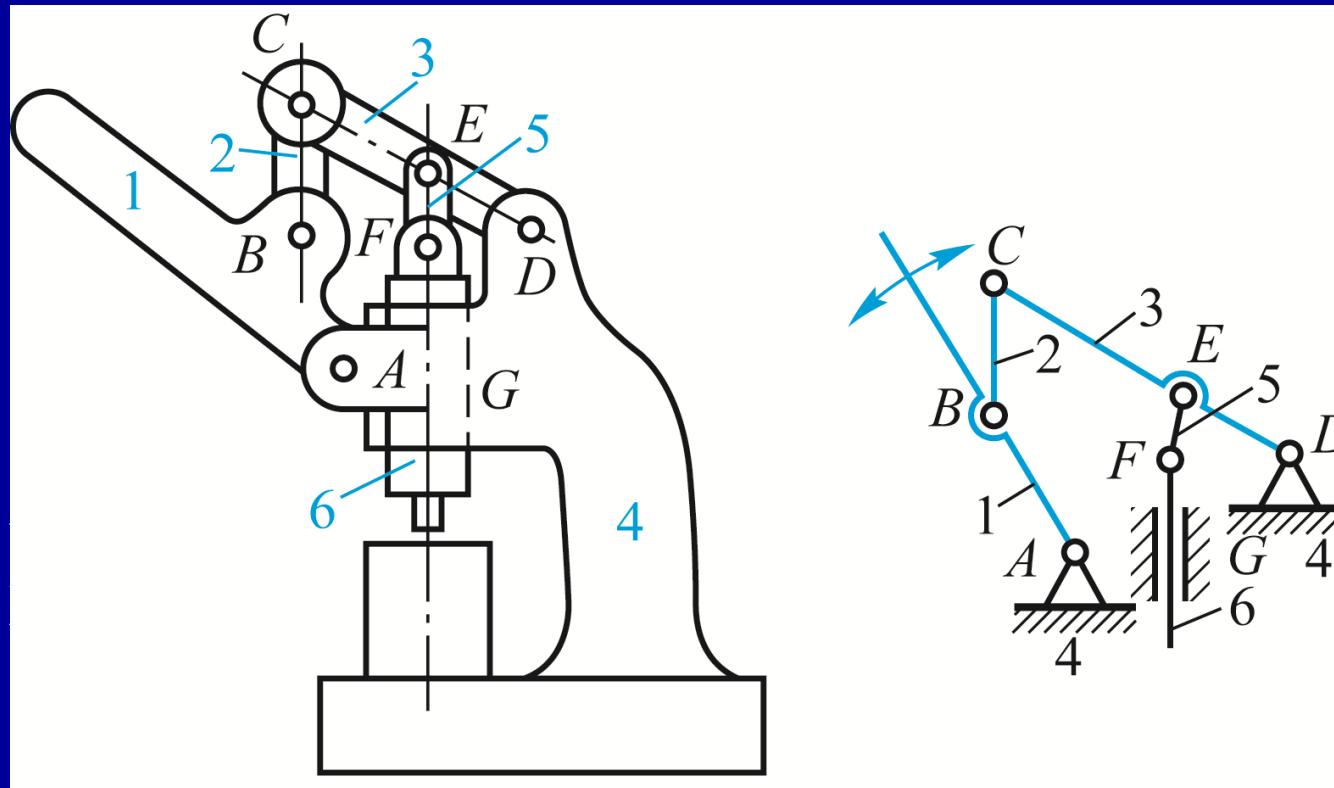
偏心轮机构

圆盘绕A点转动，B为圆盘几何中心，也是与连杆相连的转动副，AB的长为偏距e，也是曲柄的长度。

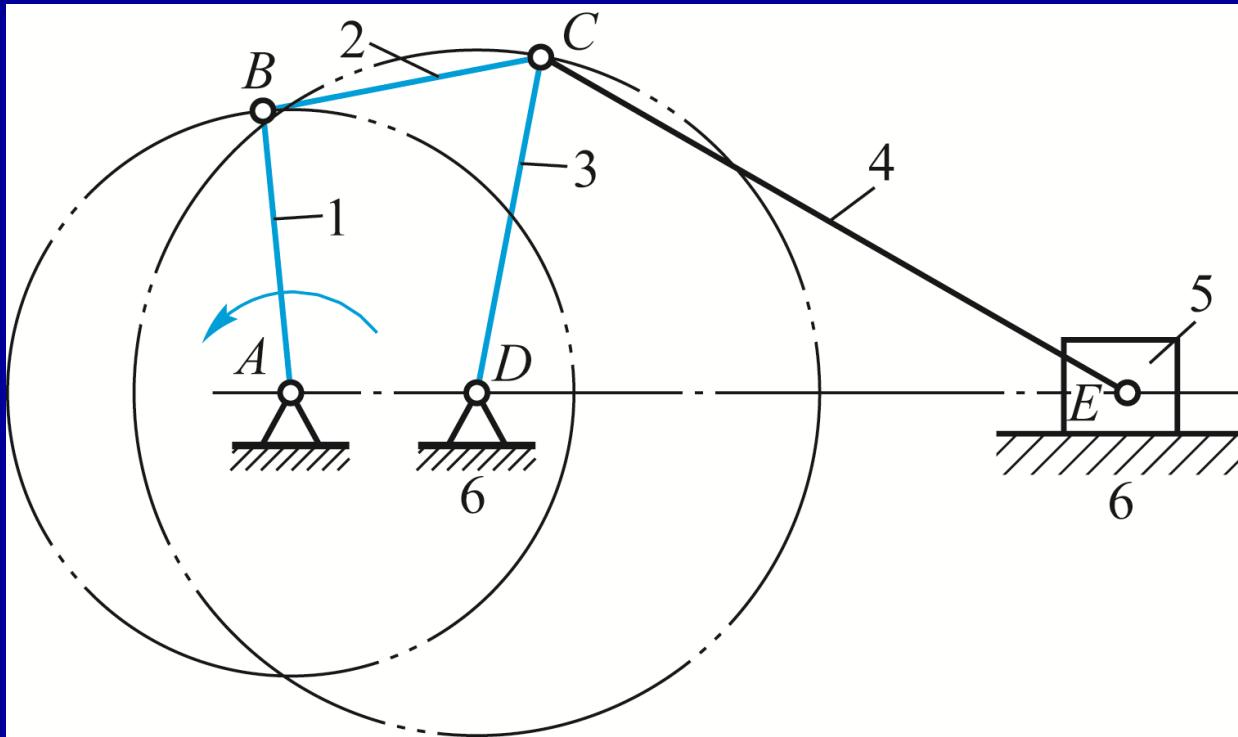
将曲柄做成偏心轮可提高偏心轴的强度和刚度。

## 五、四杆机构的扩展

除上述四杆机构外，生产中还用到许多多杆机构。其中有些多杆机构可看成是若干个四杆机构组合扩展形成的。



**手动冲床**: 双摇杆机构 $ABCD$  + 摆杆导杆机构 $DEFG$



实现滑块5的往复移动

篩料机主体机构：六杆机构

双曲柄机构 $ABCD$  + 曲柄滑块机构 $DCE$



§2-1 平面四杆机构的基本类型及其应用

§2-2 平面四杆机构的基本特性

§2-3 平面四杆机构的设计

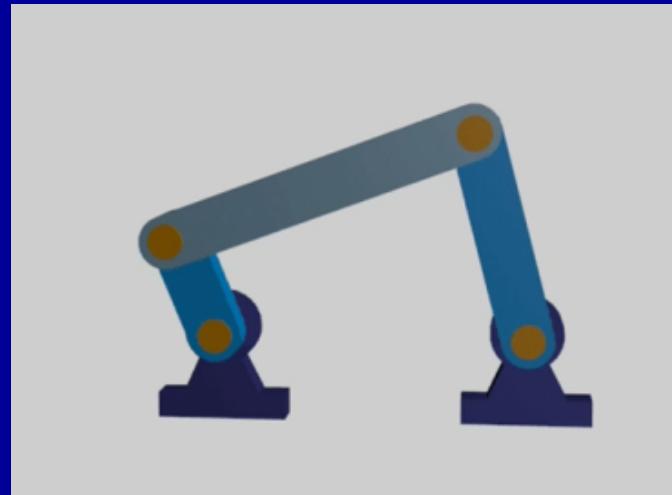


平面四杆机构的基本特性包括运动特性和传力特性两个方面，这些特性不仅反映了机构传递和变换运动与力的性能，而且也是四杆机构类型选择和运动设计的主要依据。

### 一、铰链四杆机构有整转副的条件

铰链四杆机构的类型取决于其中各转动副的类别（整转副或摆动副）及其分布，即涉及各杆的相对长度。

以下分析整转副存在的条件。



平面四杆机构具有整转副 $\rightarrow$ 可能存在曲柄。

以曲柄摇杆机构为例分析具有整转副条件：

杆1为曲柄，作整周回转，必有两次与机架共线（共线位置）

则由 $\triangle B'C'D$ 可得： 三角形任意两边之和大于第三边

$$l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3$$

最长杆与最短杆的长度之和 $\leq$ 其他两杆长度之和

则由 $\triangle B''C''D$ 可得：

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

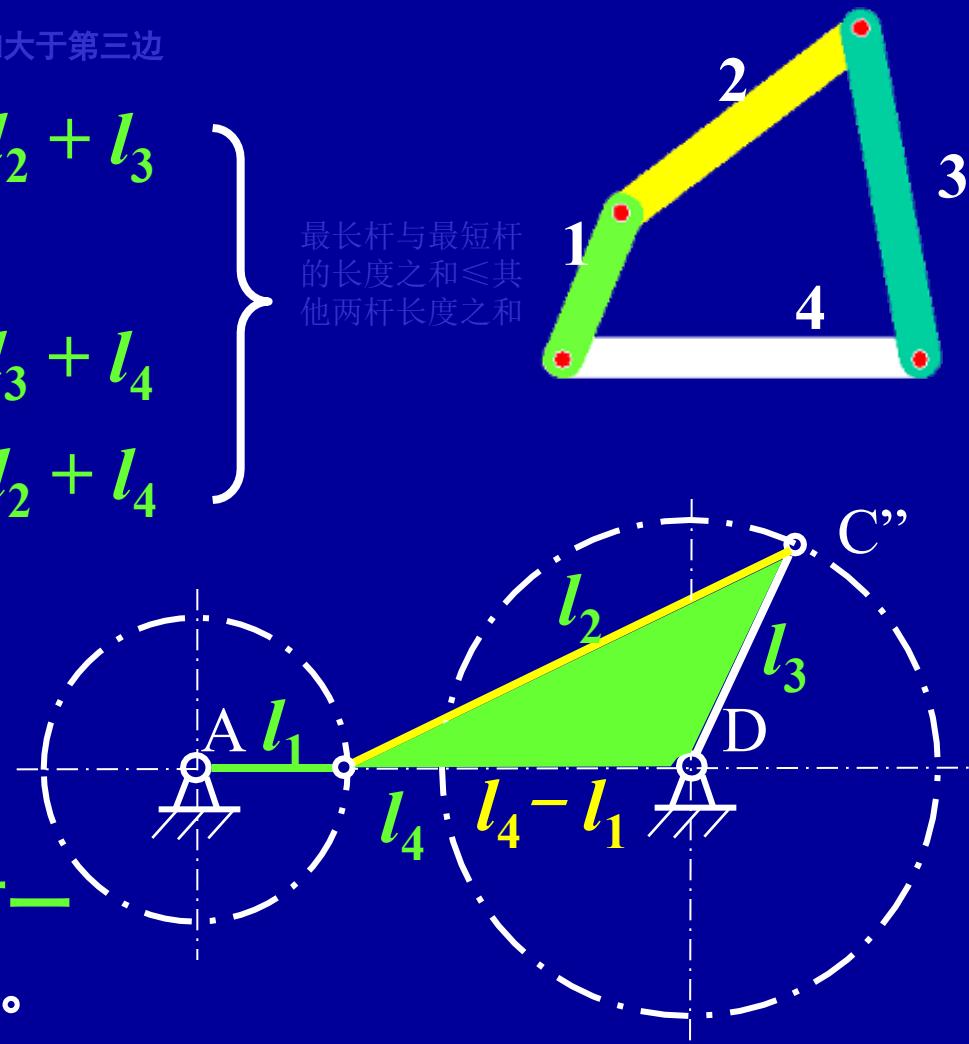
$$l_3 \leq (l_4 - l_1) + l_2 \rightarrow l_1 + l_3 \leq l_2 + l_4$$

将以上三式两两相加得：

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

AB为最短杆

且AB分别与其它三个杆（必有一个最长）的和小于另外两杆和。

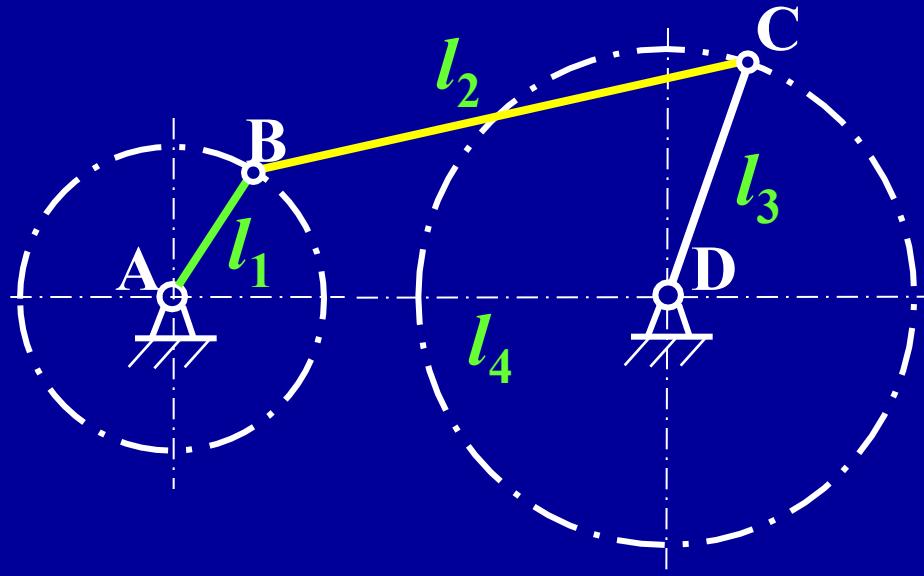


- 最长杆与最短杆的长度之和应<其他两杆长度之和  
称为铰链四杆机构具有整转副的杆长条件。
- 整转副是由最短杆与其相邻杆组成。

此时，铰链A为整转副。

若取BC为机架，则结论相同，可知铰链B也是整转副。

可知：当满足杆长条件时，其最短杆参与构成的转动副都是整转副。





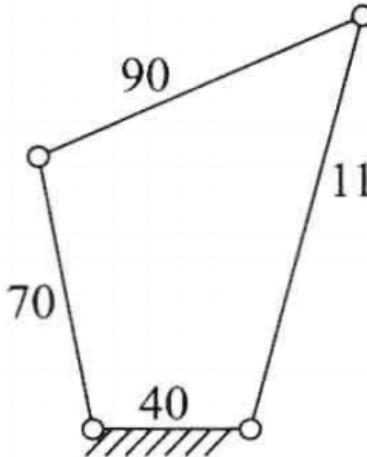
曲柄是连架杆，整转副只有在机架上，才能形成曲柄，因此对于满足具有整转副条件的四杆机构，是否存在曲柄，还应该根据选择哪一个杆为机架来判断（满足杆长条件）：

- 取最短杆为机架，机架上有两个整转副，为双曲柄机构；
- 取最短杆的相邻杆为机架，机架上有一个整转副，为曲柄摇杆机构；
- 取最短杆的对边为机架，机架上没有整转副，为双摇杆机构；

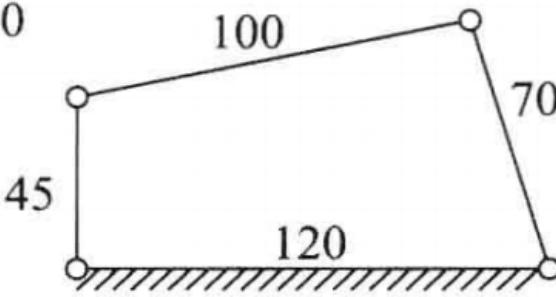
因此在判断平面四杆机构类型时，除了判断杆长条件，还应判断机架位置。



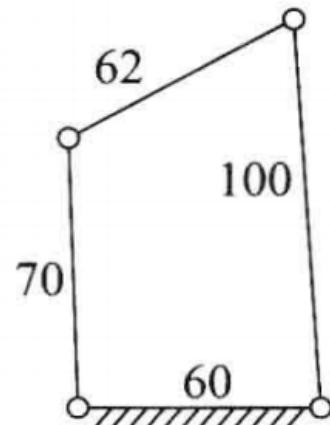
## 练习1：判断下图分别是什么机构



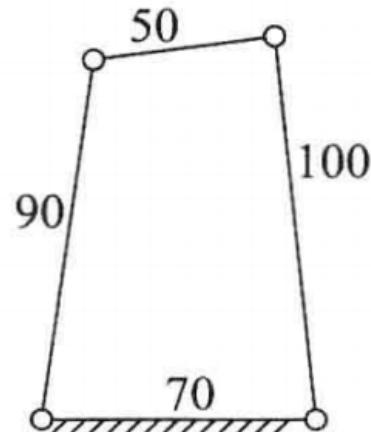
(a)



(b)



(c)

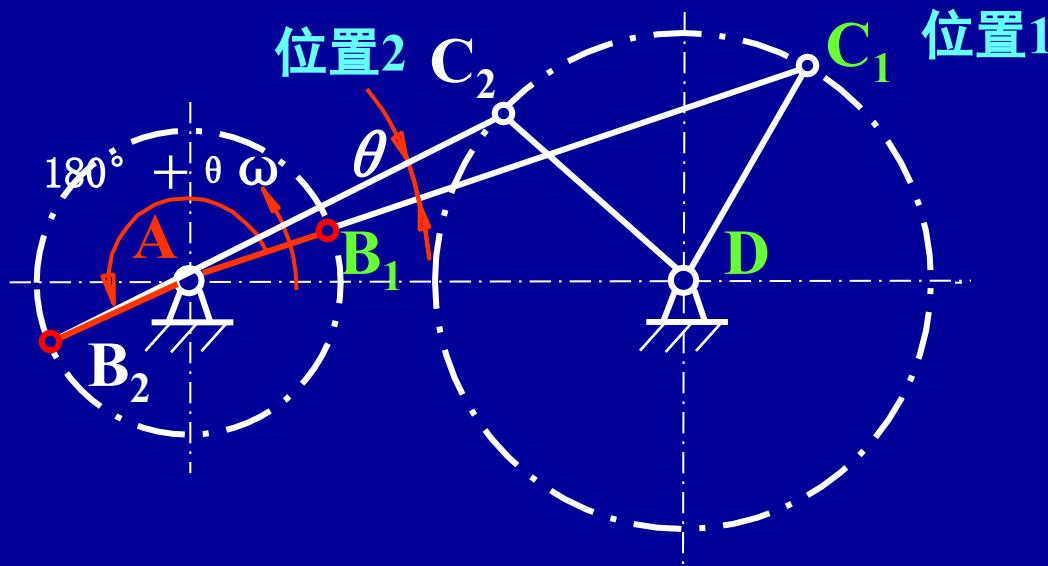


(d)

## 二、急回特性

在曲柄摇杆机构中，当曲柄与连杆两次共线时，摇杆位于两个极限位置，简称极位。此两处曲柄之间的夹角 $\theta$ 称为极位夹角。

曲柄摇杆机构  
3D



当曲柄从位置1以 $\omega$ 逆时针转过 $180^\circ + \theta$ 时，摇杆从C<sub>1</sub>D位置摆到C<sub>2</sub>D。所花时间为t<sub>1</sub>，平均速度为V<sub>1</sub>，那么有：

$$t_1 = (180^\circ + \theta) / \omega \quad V_1 = \widehat{C_1 C_2} / t_1 = \widehat{C_1 C_2} \omega / (180^\circ + \theta)$$



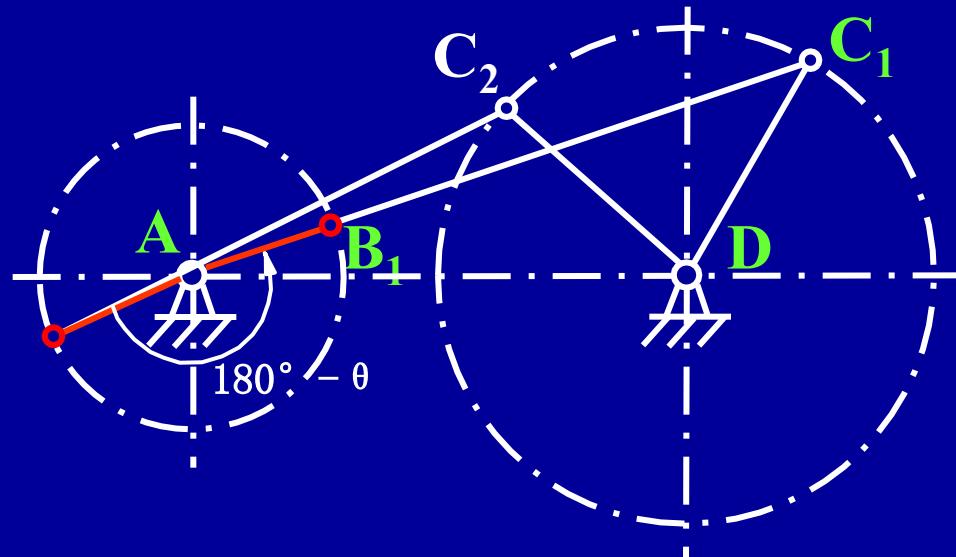
当曲柄以 $\omega$ 继续转过 $180^\circ - \theta$ 时，摇杆从 $C_2D$ 置摆到 $C_1D$ ，所花时间为 $t_2$ ，平均速度为 $V_2$ ，那么有：

$$t_2 = (180^\circ - \theta) / \omega$$

$$V_2 = \widehat{C_1C_2} / t_2$$

$$= \widehat{C_1C_2} \omega / (180^\circ - \theta)$$

因曲柄转角不同，故摇杆来回摆动的时间不一样，平均速度也不等。



显然： $t_1 > t_2$     $V_2 > V_1$

摇杆的这种特性称为急回运动。用以下比值表示急回程度

$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\widehat{C_1C_2} / t_2}{\widehat{C_1C_2} / t_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

所以可通过分析机构中是否存在 $\theta$ 以及 $\theta$ 的大小来判断机构是否有急回运动或运动的程度。

称 $K$ 为行程速比系数。只要 $\theta \neq 0$ ，就有 $K > 1$

且 $\theta$ 越大， $K$ 值越大，急回性质越明显。

设计新机械时，往往先给定 $K$ 值，于是：

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

### 三、压力角和传动角



压力角：从动件驱动力 $F$ 与力作用点绝对速度之间所夹锐角 $\alpha$ 。

切向分力： $F' = F \cos \alpha = F \sin \gamma$

法向分力： $F'' = F \cos \gamma$        $\gamma \uparrow \rightarrow F' \uparrow \rightarrow$  对传动有利。

可用 $\gamma$ 的大小来表示机构传动力性能的好坏，  
称 $\gamma$ 为传动角。

为了保证机构良好的传力性能，因此设计时  
要考虑什么时候出现最小传动角，以保证其  
满足要求。

设计时要求： $\gamma_{\min} \geq 50^\circ$

$\gamma_{\min}$ 出现的位置：

当 $\angle BCD \leq 90^\circ$  时，

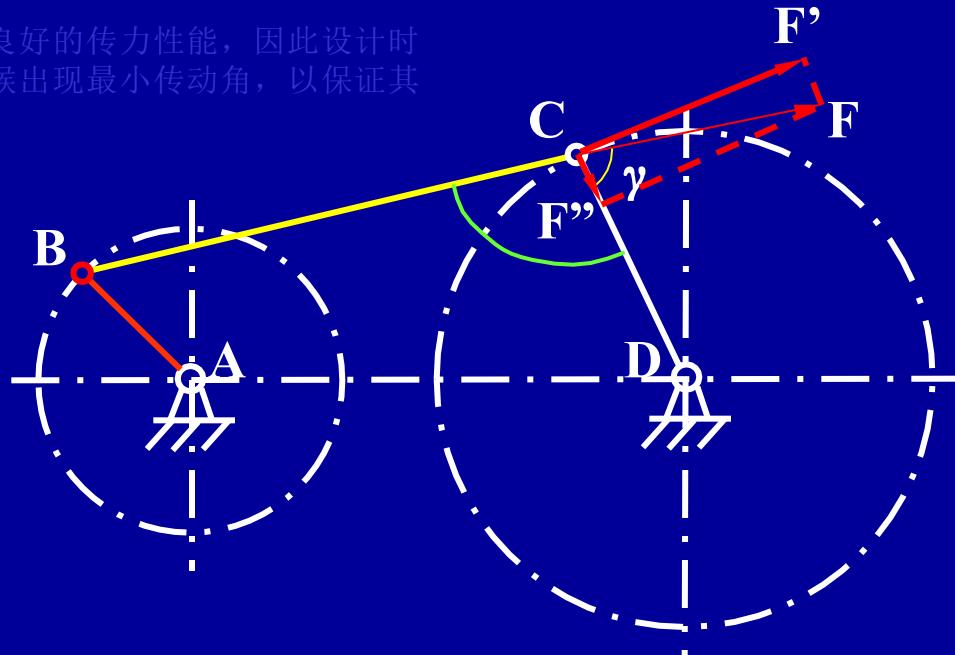
$$\gamma = \angle BCD$$

当 $\angle BCD > 90^\circ$  时，

$$\gamma = 180^\circ - \angle BCD$$

当 $\angle BCD$ 最小或最大时，都有可能出现 $\gamma_{\min}$

此位置一定是：主动件与机架共线两处之一。





由余弦定律有：

$$\angle B_1 C_1 D = \arccos [l_4^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2] / 2l_2 l_3$$

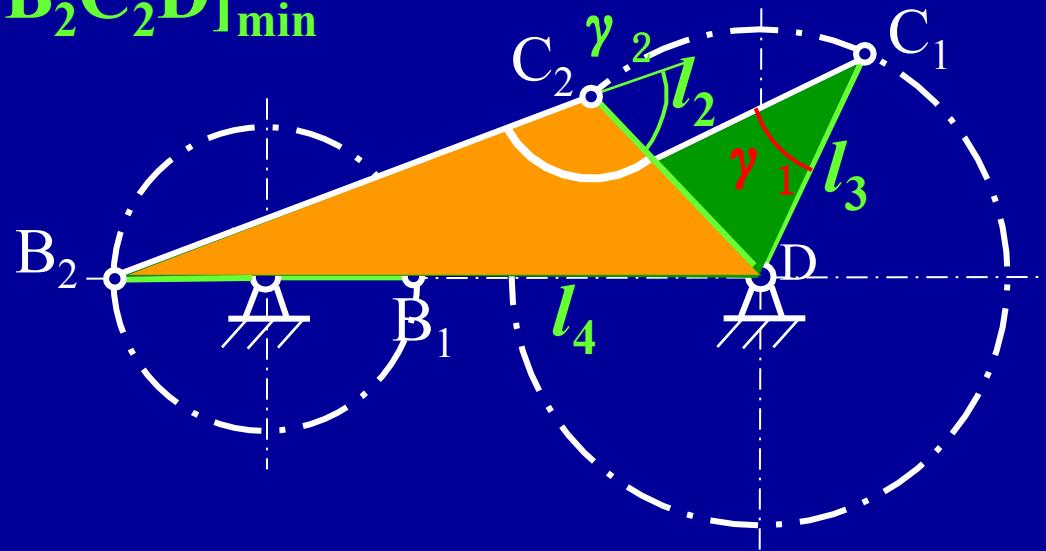
若  $\angle B_1 C_1 D \leq 90^\circ$ , 则  $\gamma_1 = \angle B_1 C_1 D$

$$\angle B_2 C_2 D = \arccos [l_4^2 + l_3^2 - (l_4 - l_1)^2] / 2l_2 l_3$$

若  $\angle B_2 C_2 D > 90^\circ$ , 则  $\gamma_2 = 180^\circ - \angle B_2 C_2 D$

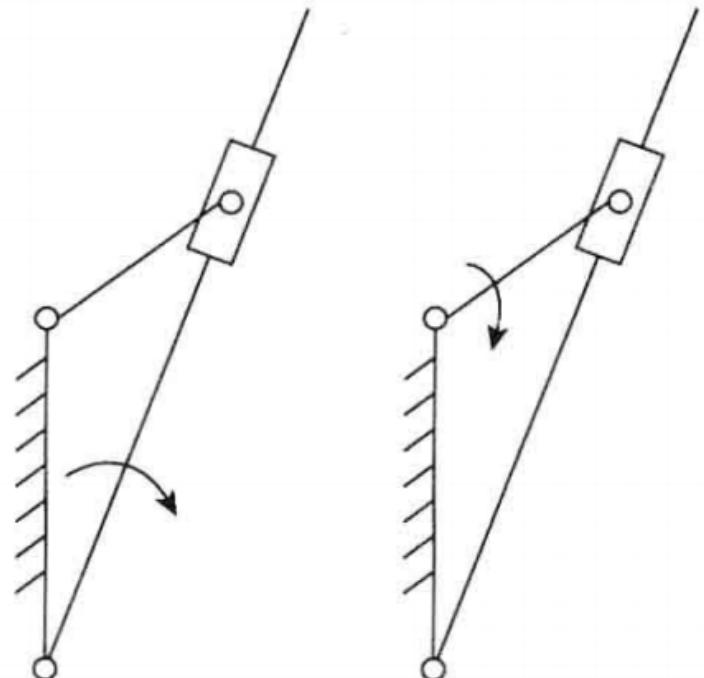
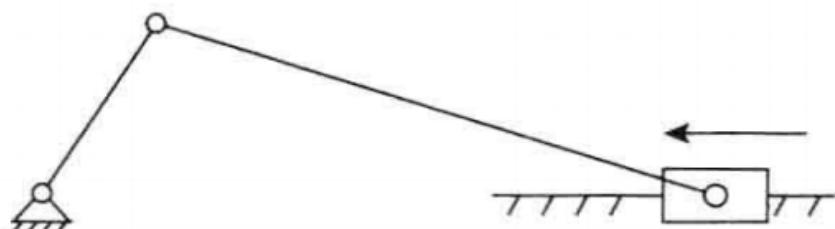
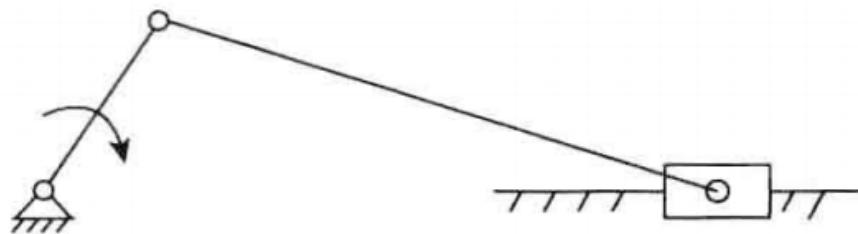
$$\gamma_{\min} = [\angle B_1 C_1 D, 180^\circ - \angle B_2 C_2 D]_{\min}$$

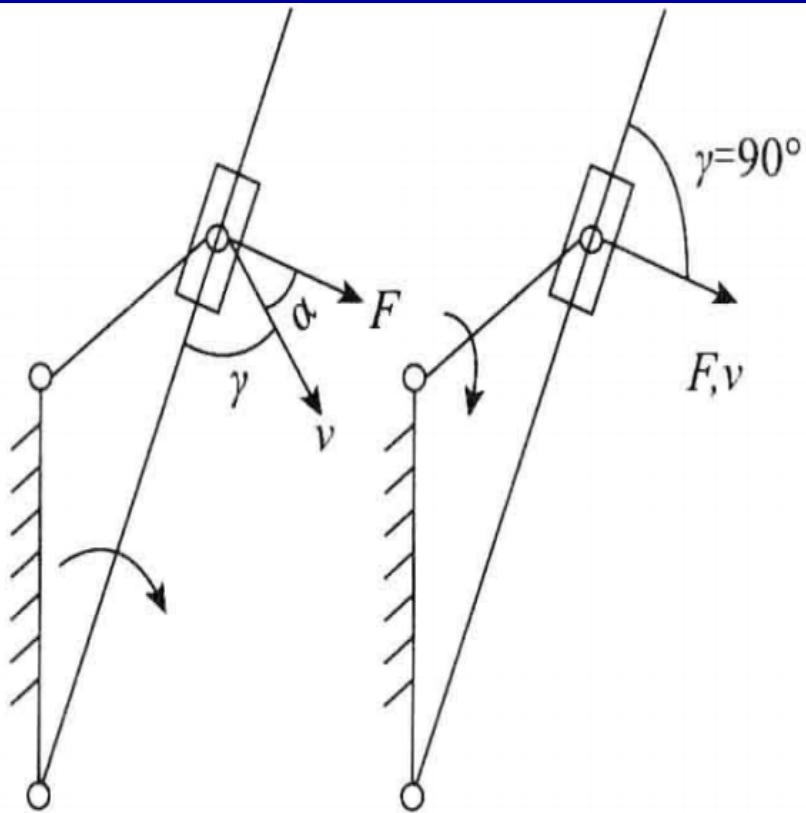
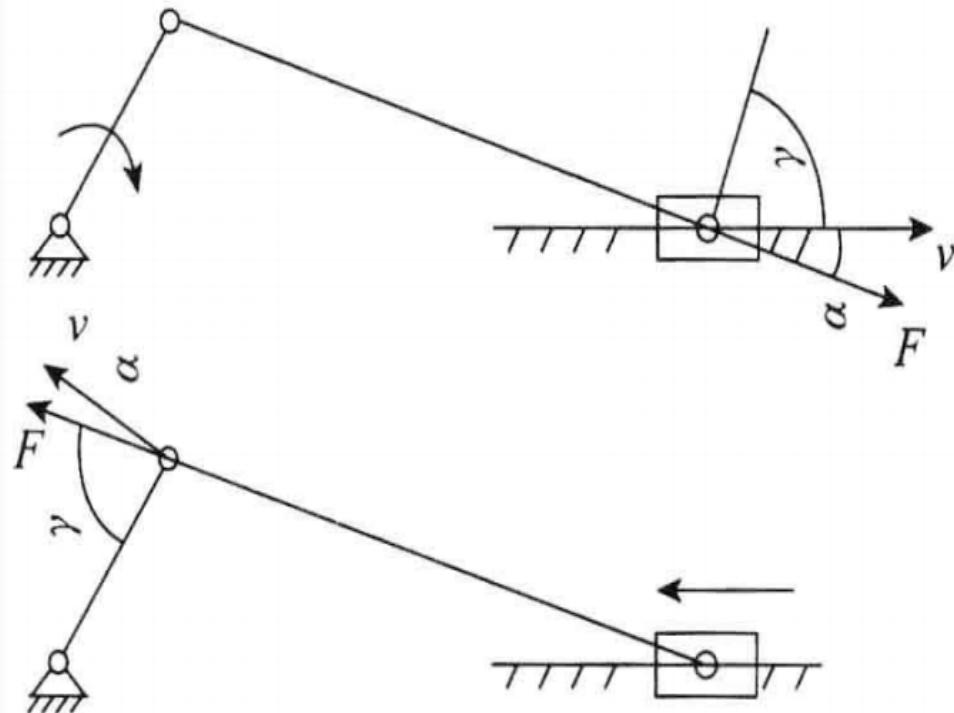
对于求出的两个  $\gamma$ ,  
其中较小的那个就是  
该机构的  $\gamma_{\min}$





练习2：画出下图从动件的压力角和传动角（带箭头的构件为原动件）





## 四、死点位置

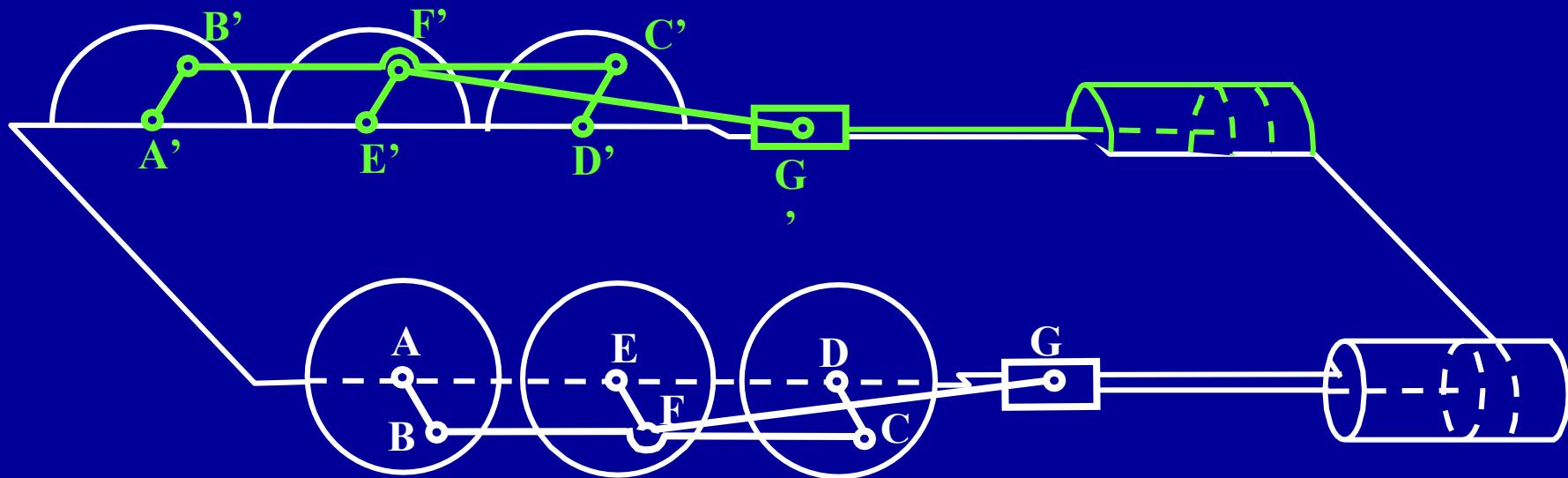
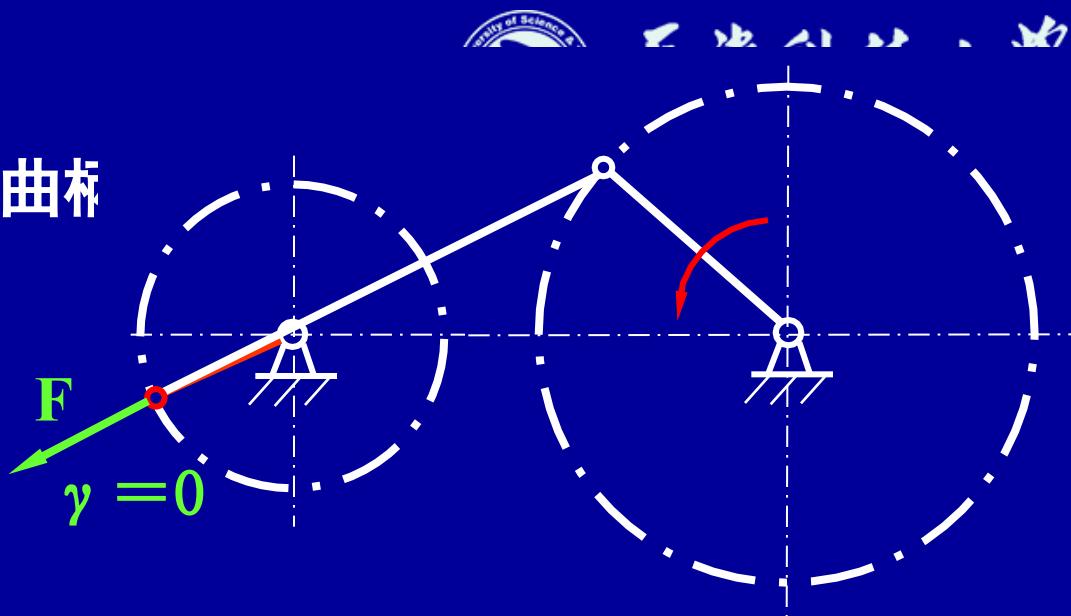
若摇杆为主动件，且连杆与曲柄  
两次共线时，有：  $\gamma = 0$

此时机构不能运动。

称此位置为：“死点  
”

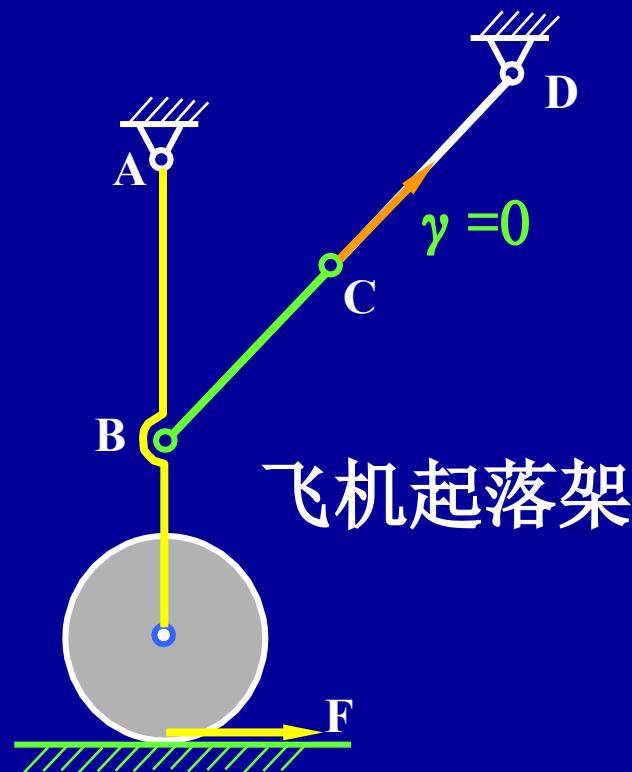
避免措施：两组机构错开排列，如火车轮机构

；  
靠飞轮的惯性（如内燃机、缝纫机等）。

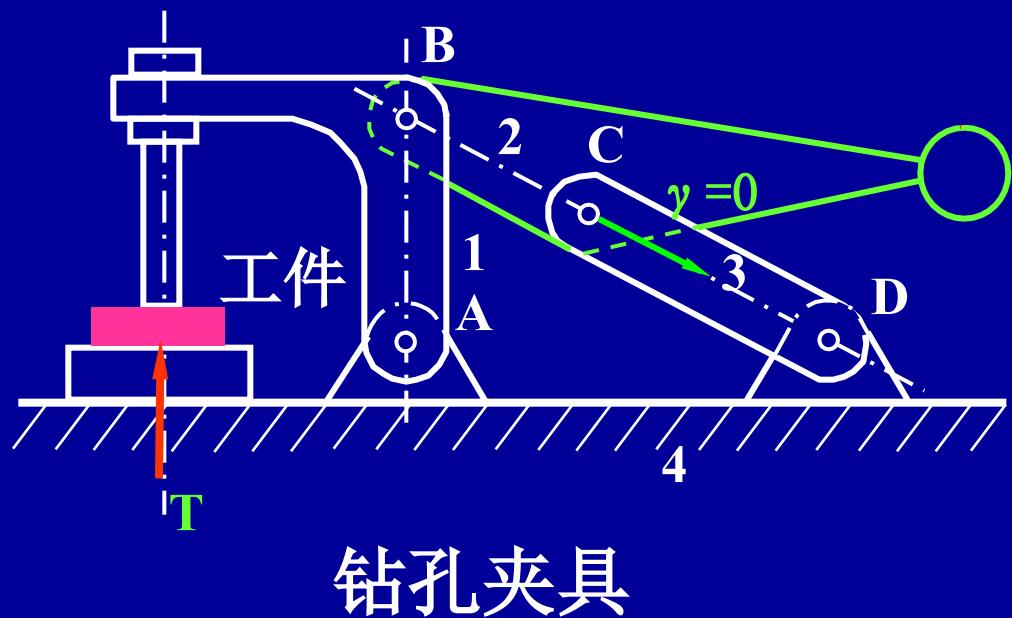




也可以利用死点进行工作：飞机起落架、钻夹具等。



飞机起落架



钻孔夹具



§2-1 平面四杆机构的基本类型及其应用

§2-2 平面四杆机构的基本特性

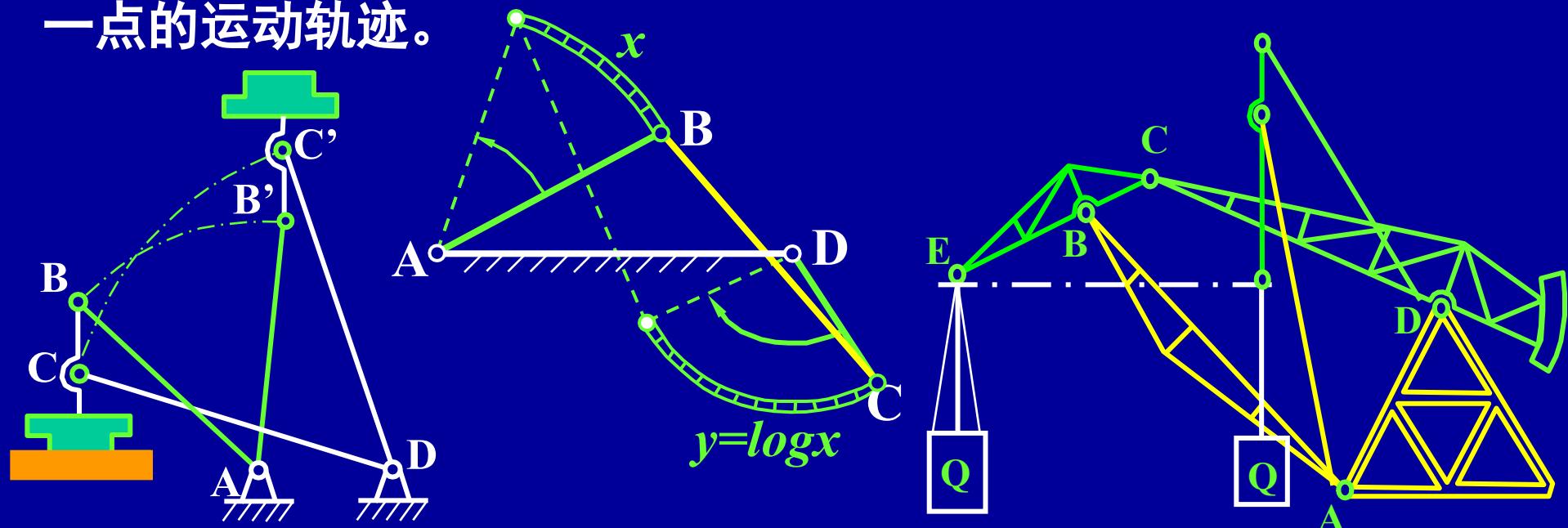
§2-3 平面四杆机构的设计

## § 2—3 平面四杆机构的设计



运动设计主要任务——根据给定的运动要求及其他要求（如传动角要求等），确定机构运动简图的尺寸参数。

运动要求——从动件运动规律（位置、速度、加速度）；构件上一点的运动轨迹。



刚体导引 (位置)

实现运动规律

实现运动轨迹

- 运动设计方法——作图法，解析法。

# 一、按给定的行程速比系数K设计四杆机构

## 1) 曲柄摇杆机构

已知：摇杆CD杆长，摆角 $\varphi$ 及K，  
设计此机构。步骤如下：

①计算 $\theta = 180^\circ(K-1)/(K+1)$ ；

②选比例尺任取一点D，作等腰三角形腰长为CD，夹角为 $\varphi$ ；

③作 $C_2P \perp C_1C_2$ ，作 $C_1P$ 并使

$\angle C_2C_1P = 90^\circ - \theta$ ，交于P；

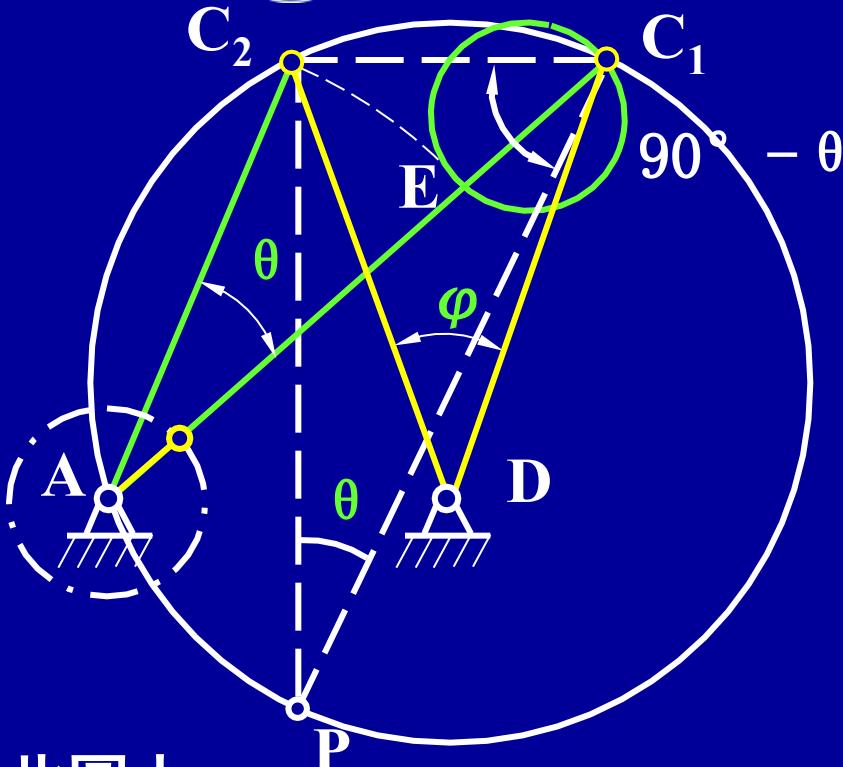
④作 $\triangle PC_1C_2$ 的外接圆，则A点必在此圆上。

⑤选定A，设曲柄为 $l_1$ ，连杆为 $l_2$ ，则：

$$AC_1 = l_1 + l_2 \quad AC_2 = l_2 - l_1 \quad \Rightarrow l_1 = (AC_1 - AC_2)/2$$

⑥由上式，以A为圆心， $AC_2$ 为半径作弧交于E，得：

$$l_1 = EC_1/2 \quad l_2 = AC_1 - EC_1/2$$



A点对应的角为 $\theta$ ，作为曲柄的回转中心A点，两个极位AC1和AC2必定夹角也为 $\theta$ ，因此A点必在圆上  
~无穷解，可根据最小传动角辅助

⑦由图直接量得 $AD = l_4$

## 2) 导杆机构



已知：机架长度  $d$ ,  $K$ , 设计此机构。

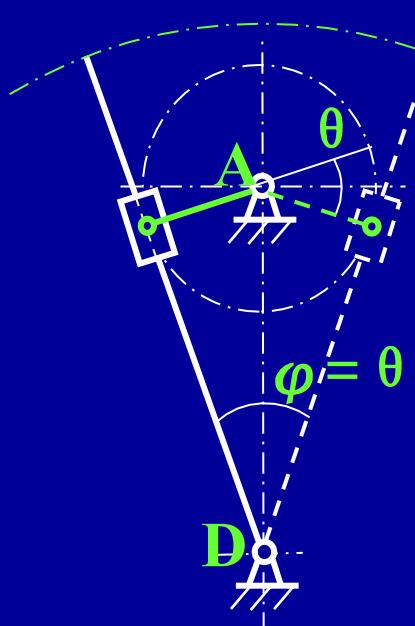
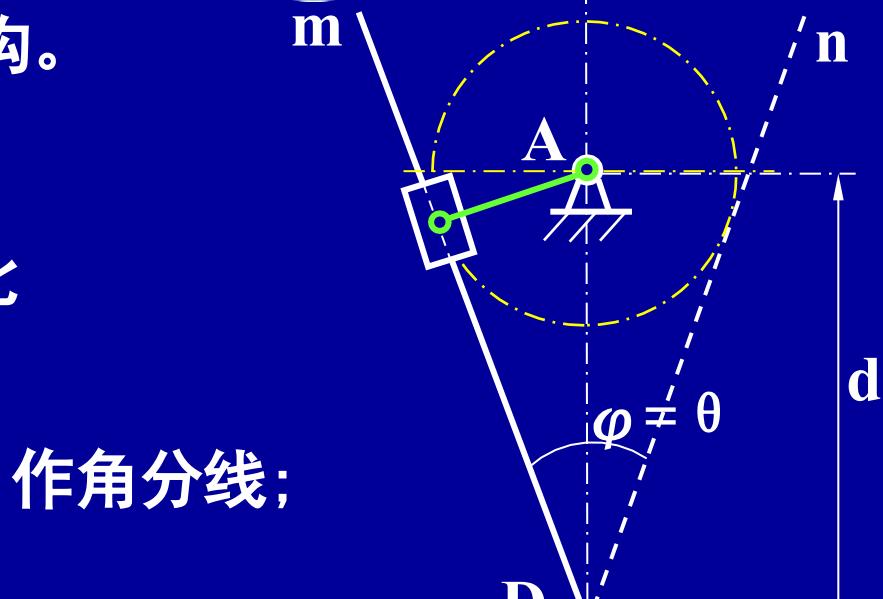
分析：

由于  $\theta$  与导杆摆角  $\varphi$  相等，设计此机构时，仅需要确定曲柄  $a$ 。

① 计算  $\theta = 180^\circ(K-1)/(K+1)$ ;

② 任选 D 作  $\angle mDn = \varphi = \theta$ ,

③ 取 A 点，使得  $AD=d$ ，同时从 A 点做导杆极限位置的垂线，则：曲柄  $a=dsin(\varphi/2)$ 。



## 二、按预定连杆位置设计四杆机构

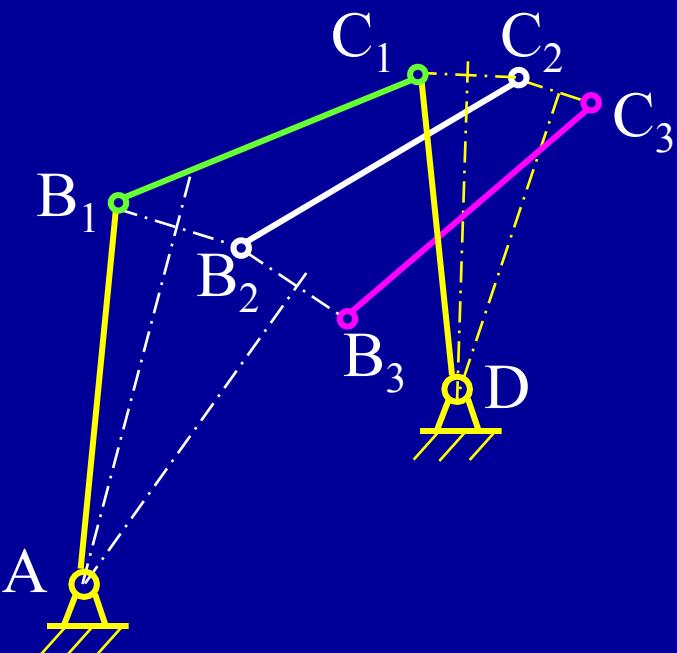
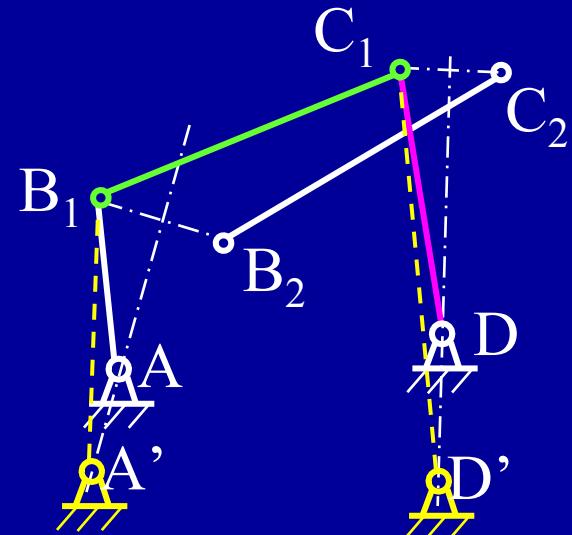
1) 给定连杆两组位置

将铰链A、D分别选在 $B_1B_2$ 、 $C_1C_2$ 连线的垂直平分线上任意位置都能满足设计要求。

有无穷多组解。

2) 给定连杆上铰链BC的三组位置

有唯一解。



### 三、给定两连架杆对应位置设计四杆机构



天津科技大学

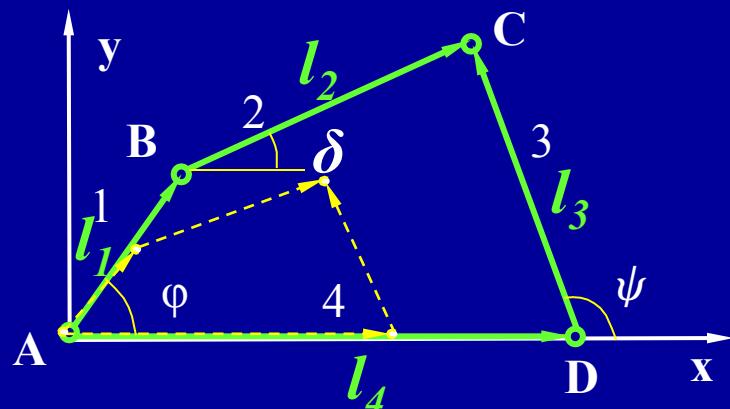
Tianjin University of Science & Technology

给定连架杆对应位置：

构件3和构件1若满足3种位置关系；

$$\psi_i = f(\varphi_i) \quad i=1, 2, 3 \dots n$$

设计此四杆机构(求各构件长度)。



建立坐标系,设构件长度为:  $l_1$  ,  $l_2$  ,  $l_3$  ,  $l_4$

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_3 + \vec{l}_4$$

在x,y轴上投影可得:

$$\begin{aligned} \cos(180-\psi) &= -\cos\psi \\ \sin(180-\psi) &= \sin\psi \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{x轴: } l_1 \cos \varphi + l_2 \cos \delta &= l_3 \cos \psi + l_4 \\ \text{y轴: } l_1 \sin \varphi + l_2 \sin \delta &= l_3 \sin \psi \end{aligned} \right\}$$

机构尺寸比例放大时，不影响各构件相对转角.

令:  $l_1 = 1$



代入移项得：

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

消去 $\delta$ 整理得：

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

$P_1$                                      $P_2$

令

$$\text{则化简为: } \cos\varphi = \boxed{P_0} \cos \psi + \boxed{P_1} \cos(\psi - \varphi) + \boxed{P_2}$$

代入两连架杆的三组对应转角参数，得方程组：

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

可求系数:  $P_0$ 、  $P_1$ 、  $P_2$  以及:  $l_2$ 、  $l_3$ 、  $l_4$

将相对杆长乘以任意比例系数，所得机构都能满足转角要求。若给定两组对应位置，则有无穷多组解。

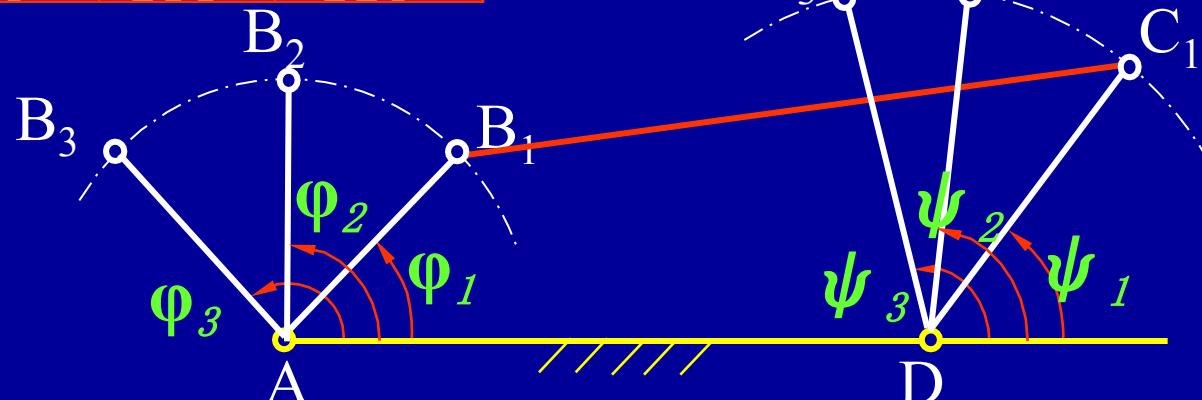
举例：一四杆机构给定三组对应位置：



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

| $\Phi_1$   | $\psi_1$   | $\Phi_2$   | $\psi_2$   | $\Phi_3$    | $\psi_3$    |
|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|
| $45^\circ$ | $50^\circ$ | $90^\circ$ | $80^\circ$ | $135^\circ$ | $110^\circ$ |



代入方程得：

$$\cos 45^\circ = P_0 \cos 50^\circ + P_1 \cos(50^\circ - 45^\circ) + P_2$$

$$\cos 90^\circ = P_0 \cos 80^\circ + P_1 \cos(80^\circ - 90^\circ) + P_2$$

$$\cos 135^\circ = P_0 \cos 110^\circ + P_1 \cos(110^\circ - 135^\circ) + P_2$$

解得相对长度： $P_0 = 1.533$ ,  $P_1 = -1.0628$ ,  $P_2 = 0.7805$

各杆相对长度为： $l_3 = P_0 = 1.533$ ,  $l_4 = -l_3 / P_1 = 1.442$

$$l_2 = (l_4^2 + l_3^2 + l_1^2 - 2l_3P_2)^{1/2} = 1.783$$

$$l_1 = 1$$

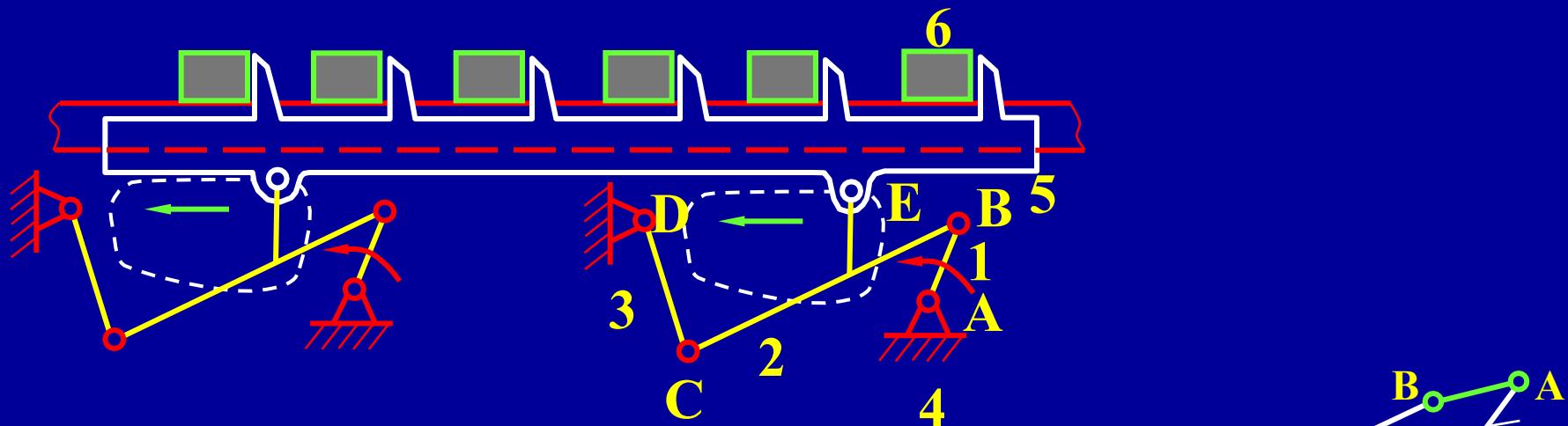
选定构件 $l_1$ 的长度之后，可求得其余杆的绝对长度。

#### 四、按预定的运动轨迹设计四杆机构

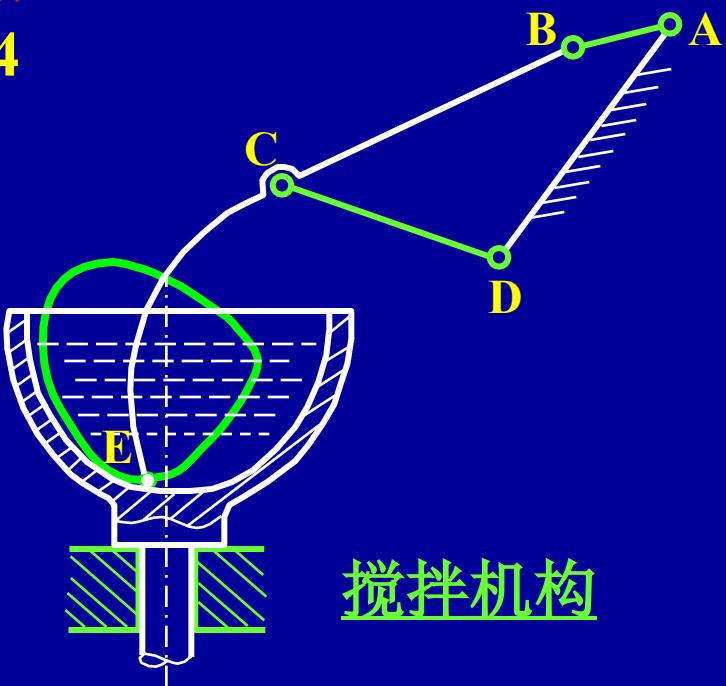


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology



步进式 传送机构

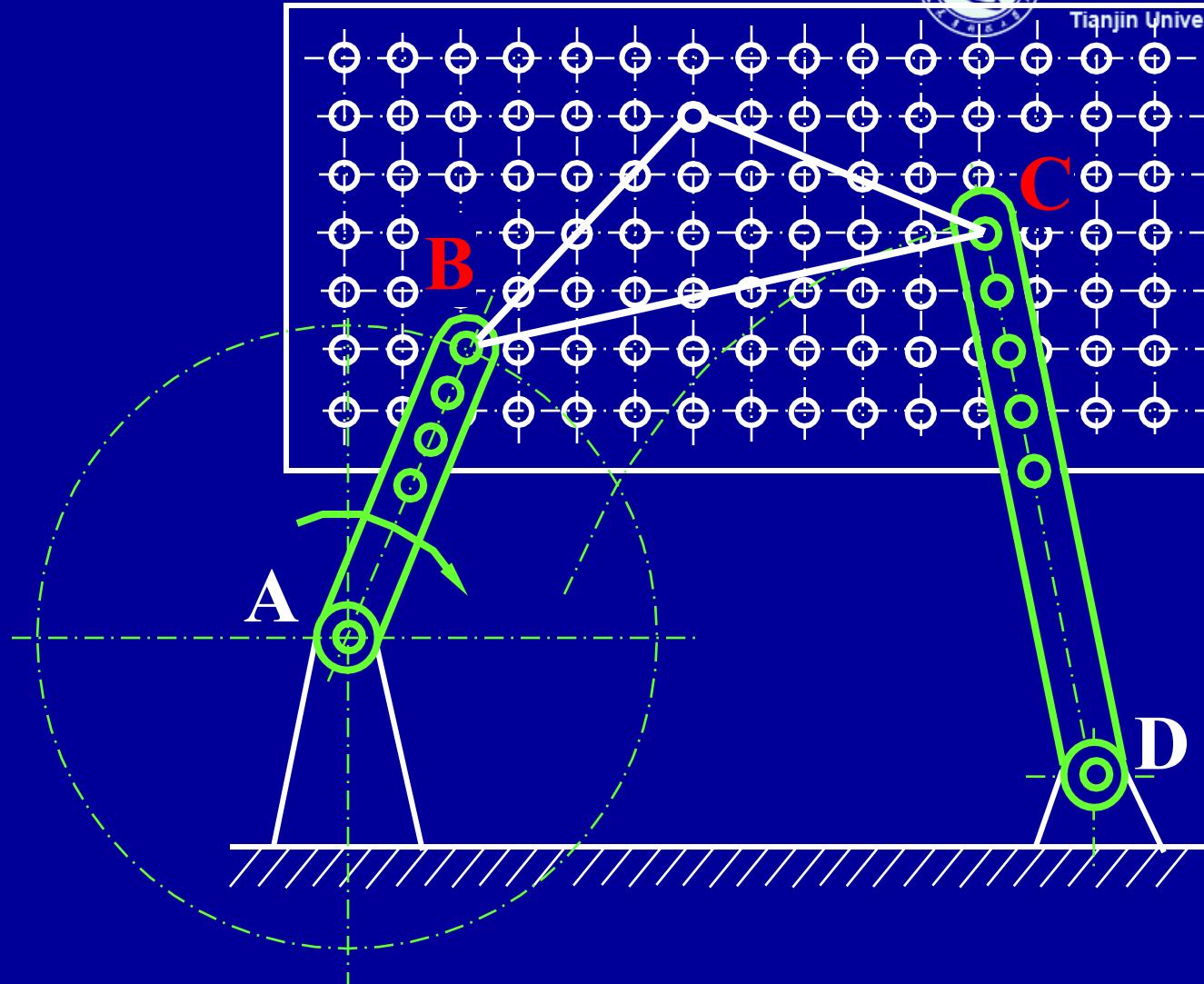


搅拌机构



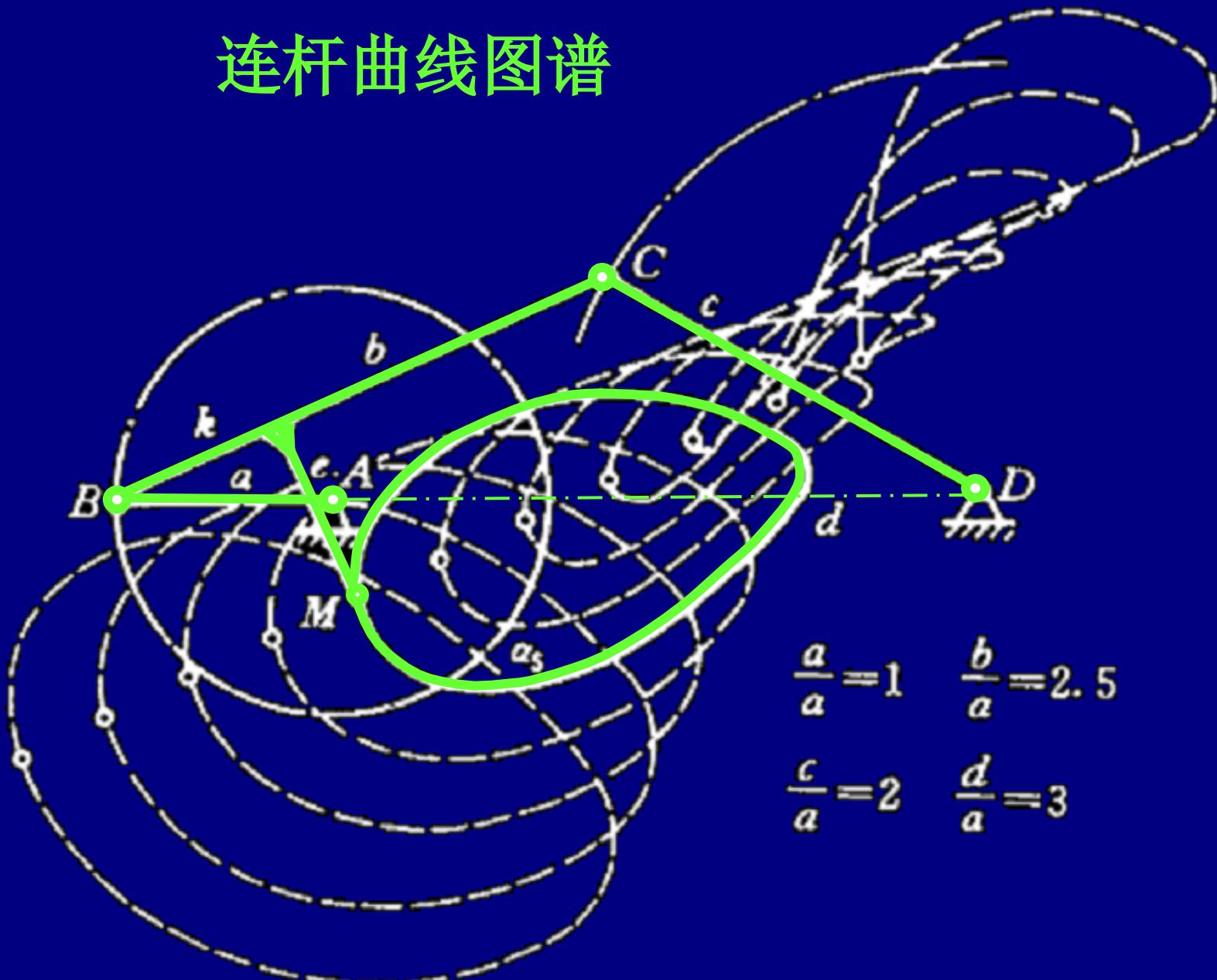
天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology



连杆曲线生成器

## 连杆曲线图谱



$$\begin{aligned}\frac{a}{a} &= 1 & \frac{b}{a} &= 2.5 \\ \frac{c}{a} &= 2 & \frac{d}{a} &= 3\end{aligned}$$



## 本章重点：

1. 四杆机构的基本形式、演化及应用；
2. 曲柄存在条件、传动角  $\gamma$ 、压力角  $\alpha$ 、死点、急回特性：极位夹角和行程速比系数等物理含义，并熟练掌握其确定方法；
3. 掌握按连杆二组位置、三组位置、连架杆三组对应位置、行程速比系数设计四杆机构的原理与方法。



§3-1 凸轮机构的应用和类型

§3-2 从动件的常用运动规律

§3-3 凸轮机构的压力角

§3-4 图解法设计凸轮的轮廓

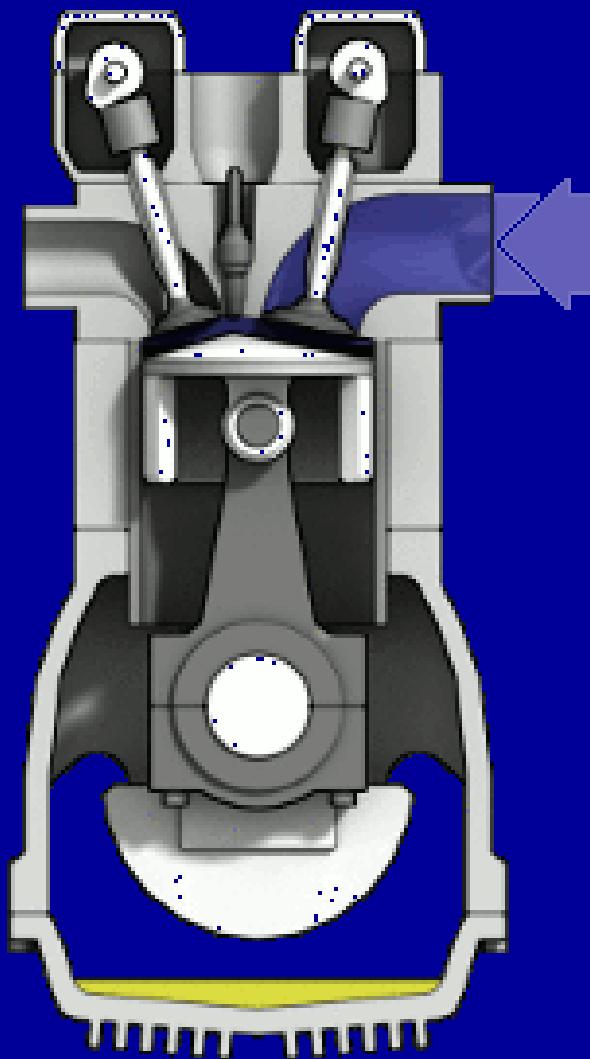
★§3-5 解析法设计凸轮的轮廓

# 回忆内燃机工作过程



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology

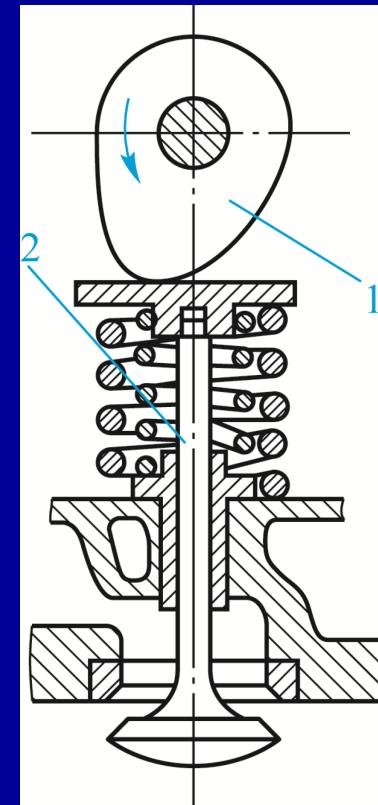
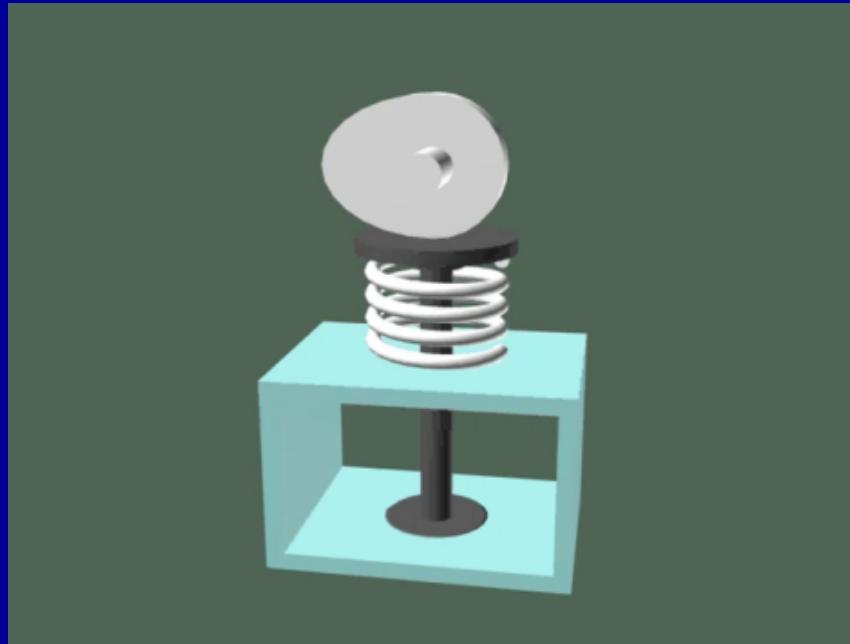
1



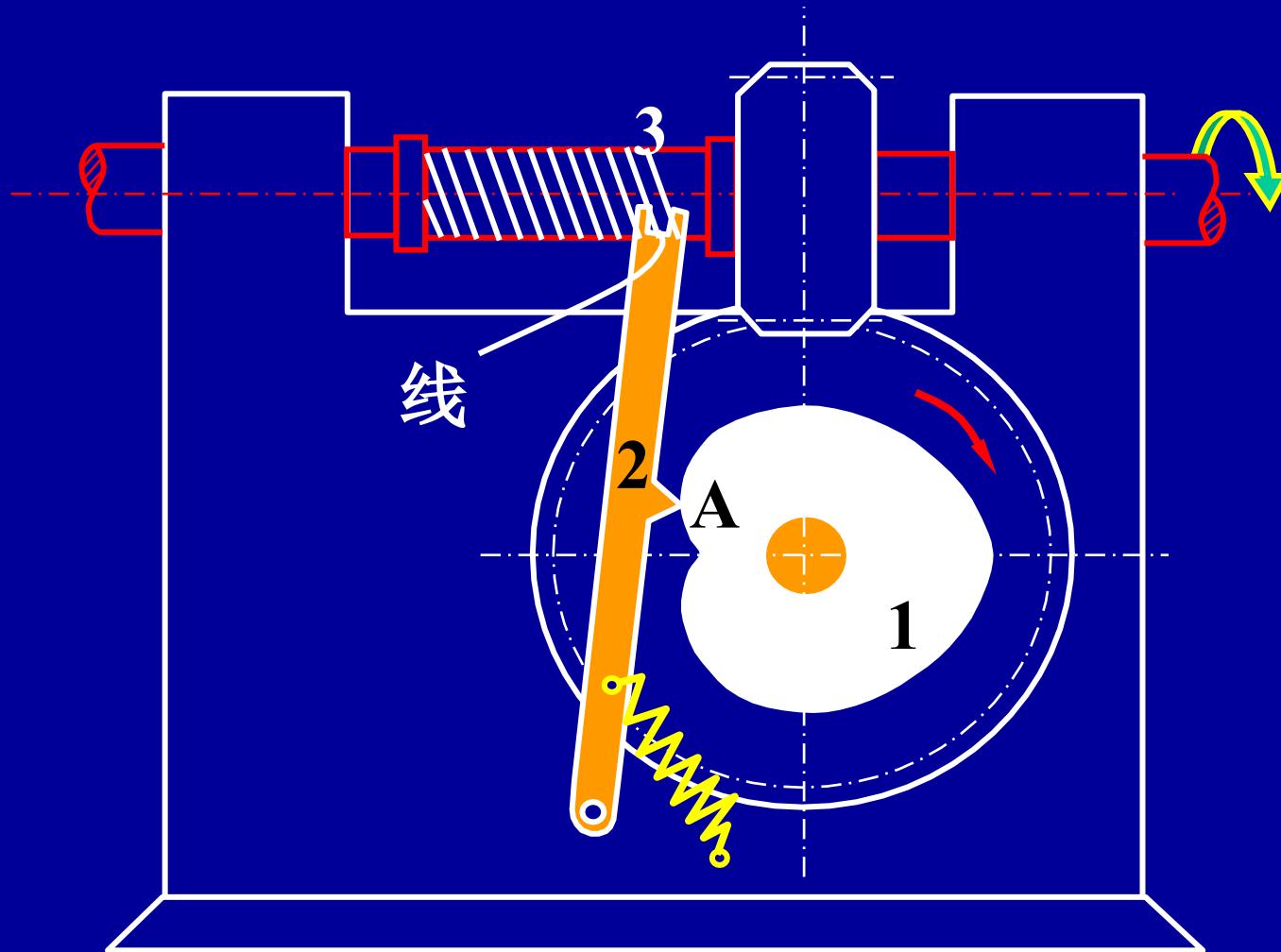
## § 3—1 凸轮机构的应用和类型



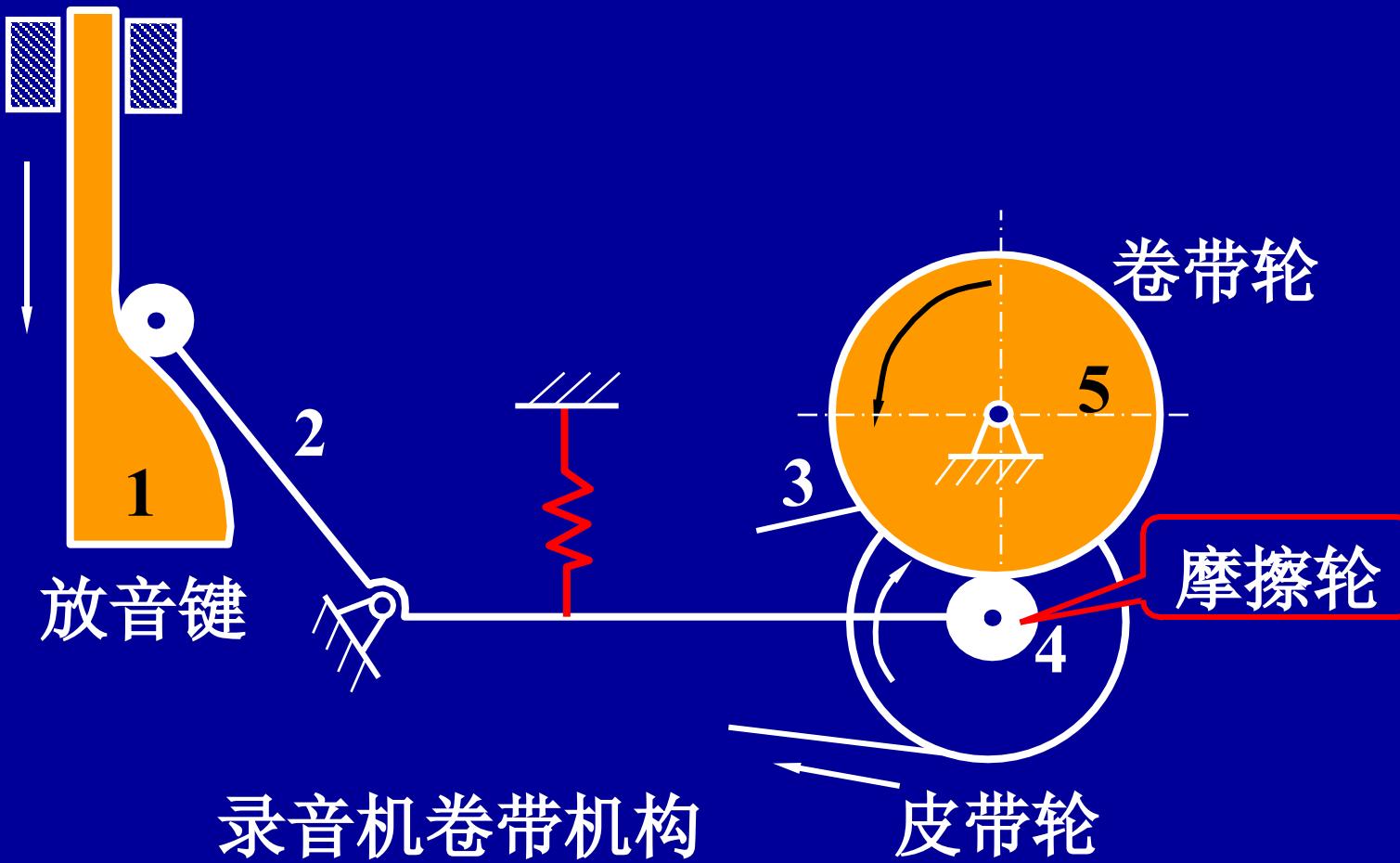
凸轮机构是一种高副机构，理论上可以实现从动件任意复杂运动，而且结构简单、紧凑，设计方便，所以在自动机械和机电一体化产品中得到广泛应用。

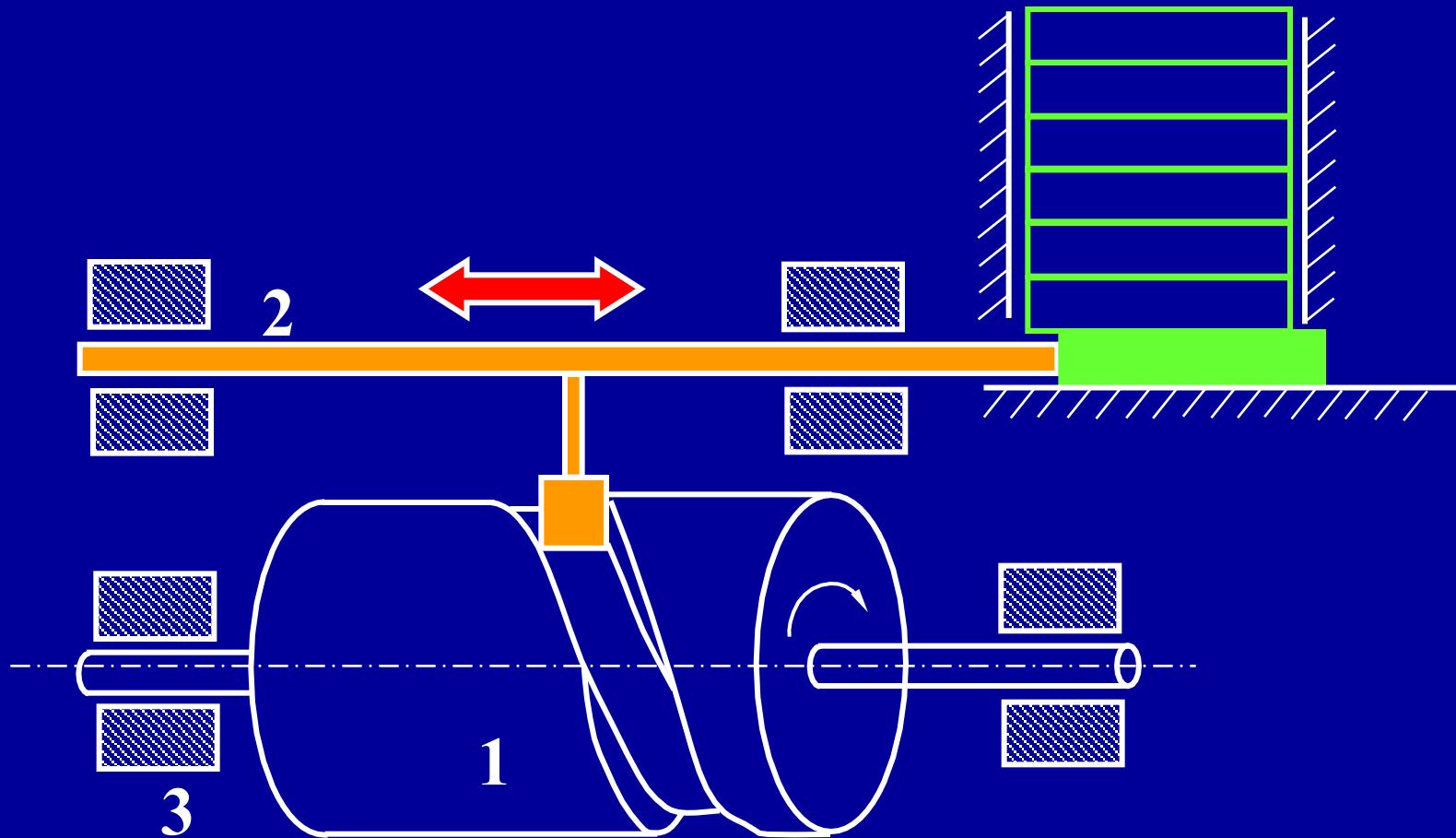


内燃机配气凸轮机构



绕线机构



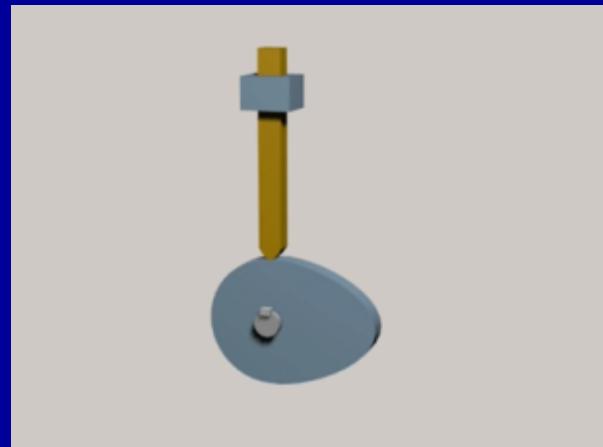


送料机构

## 凸轮机构的组成——

凸轮，从动件，机架

## 凸轮机构的类型——按凸轮形状分

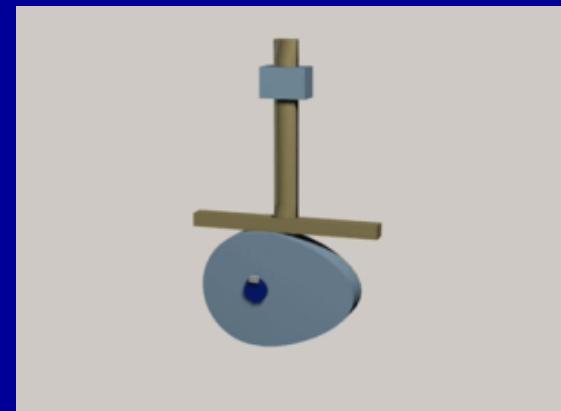
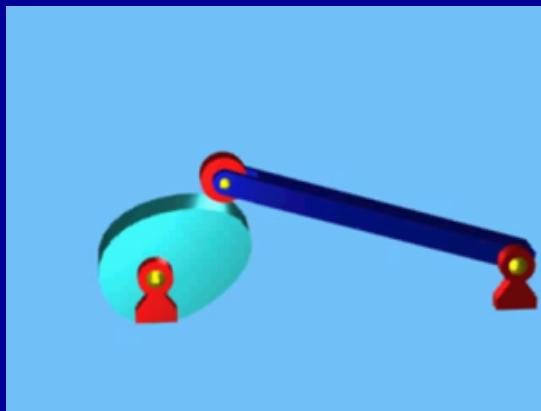
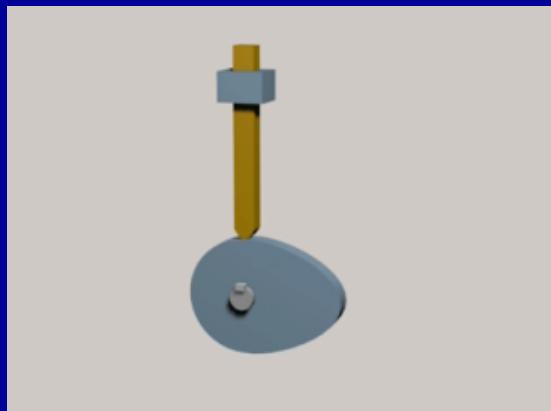


- (1) **盘形凸轮**: 绕固定轴线转动且具有变化半径的盘形零件，与从动件之间的相对运动为平面运动，平面机构
- (2) **移动凸轮**: 作直线往复移动，与从动件之间的相对运动为平面运动，平面机构
- (3) **圆柱凸轮**: 推动从动件运动的轮廓槽分布于圆柱面上，相当于将移动凸轮卷成圆柱，与从动件之间的相对运动为空间运动，空间机构



## 凸轮机构的类型——按从动件端部形式分

- (1) 尖顶从动件：能与复杂的凸轮轮廓保持接触，点接触易磨损
- (2) 滚子从动件：耐磨损，承载能力高
- (3) 平底从动件：不能与内凹的凸轮轮廓接触，当平底与从动件移动方向垂直时压力角始终为零



## 凸轮机构的类型——按从动件的运动形式分

- (1) 直动从动件
- (2) 摆动从动件



§3-1 凸轮机构的应用和类型

§3-2 从动件的常用运动规律

§3-3 凸轮机构的压力角

§3-4 图解法设计凸轮的轮廓

★§3-5 解析法设计凸轮的轮廓

# § 3-2 从动件的常用运动规律 推杆的运动规律



凸轮机构设计的基本任务：

- 1) 根据工作要求选定凸轮机构的形式；
- 2) 推杆运动规律；
- 3) 合理确定结构尺寸；
- 4) 设计轮廓曲线。

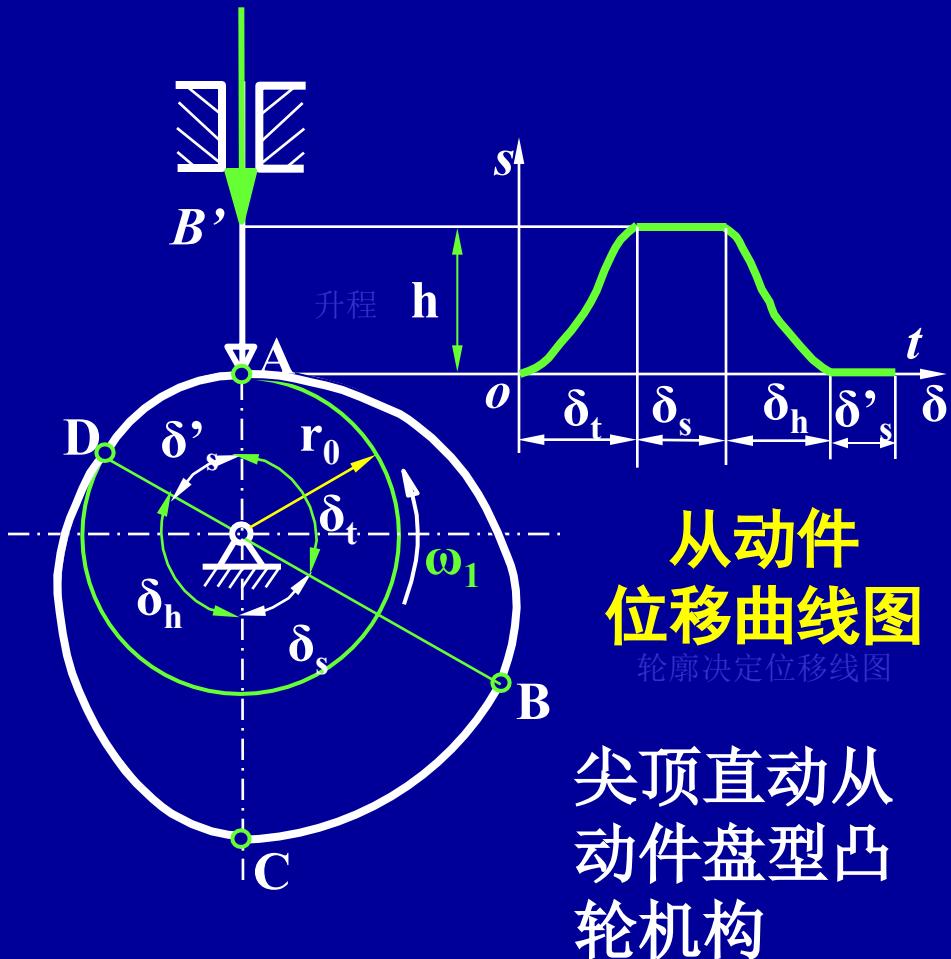
## 一、从动件的运动规律

名词术语：

基圆、基圆半径、推程、  
推程运动角、远休止角、  
回程、回程运动角、  
近休止角、行程。

一个循环

而根据工作要求选  
定推杆运动规律，  
是设计凸轮轮廓曲  
线的前提。





如果是滚子从动件，则：

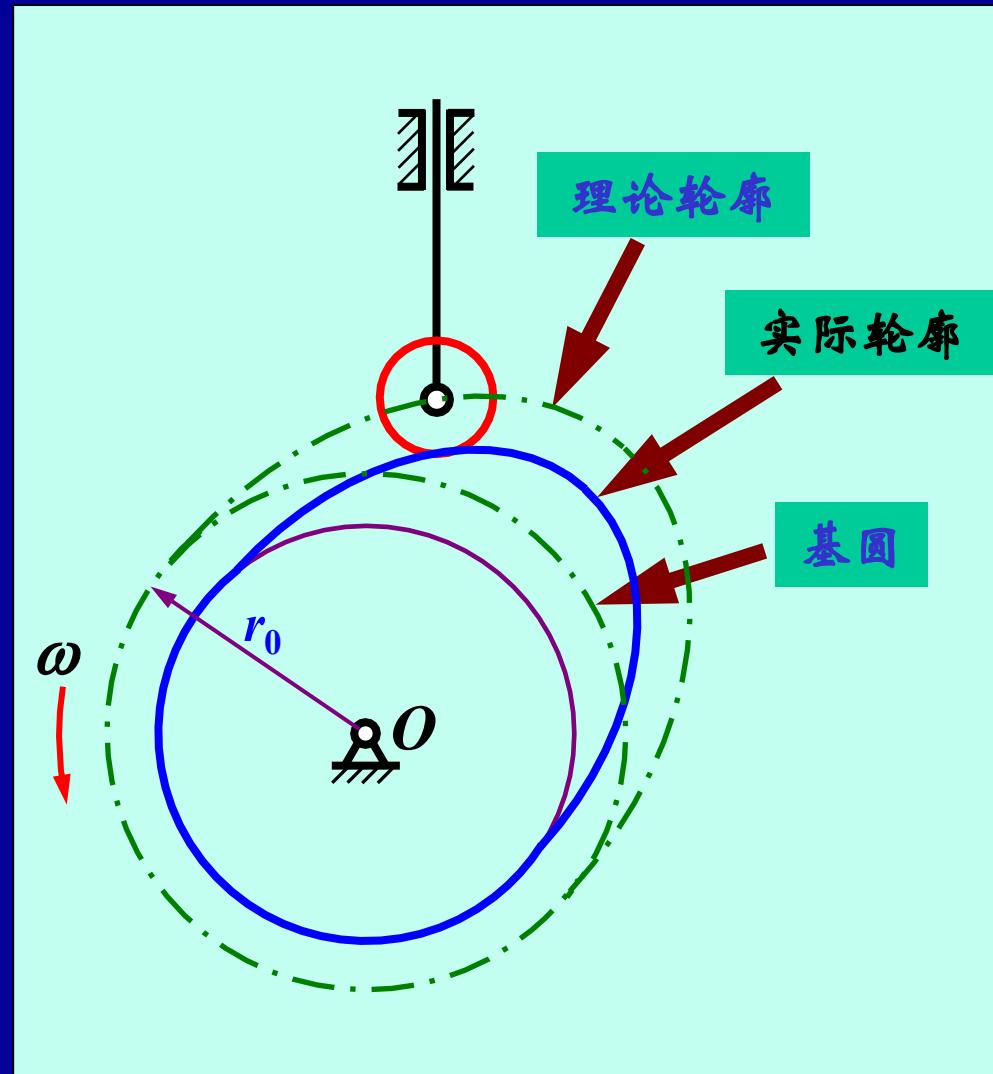
实际轮廓——

理论轮廓——凸轮机构

运转过程中，滚子中心  
相对于凸轮的轨迹

基圆——是以凸轮理论  
轮廓最小向径 $r_0$ 为半径  
的圆

基圆半径——  $r_0$



运动规律：推杆在推程或回程时，从动件位移 $S$ 、速度 $V$ 、和加速度 $a$ 随时间 $t$ 的变化规律。

$$S_2 = S_2(t) = S_2(\delta_1)$$

$$V_2 = V_2(t) = V_2(\delta_1)$$

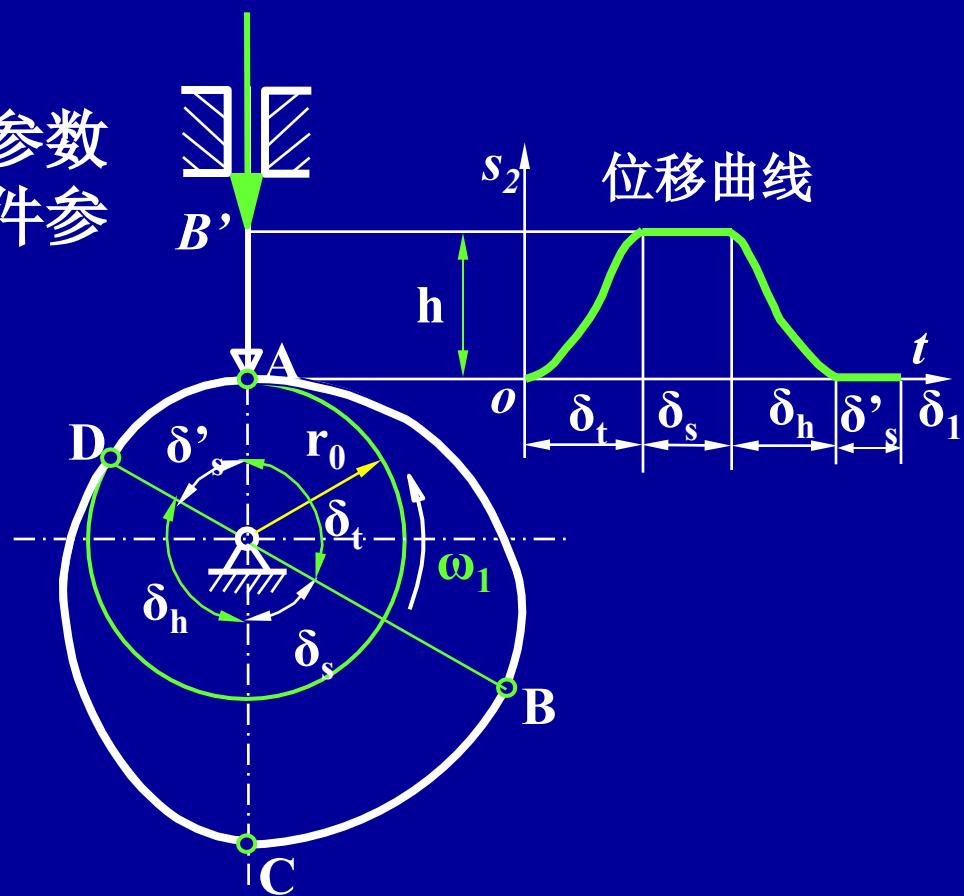
$$a_2 = a_2(t) = a_2(\delta_1)$$

式中：

1表示凸轮参数

2表示从动件参数

形式：多项式、三角函数。





## 二、从动件常用运动规律

### (一) 多项式运动规律

一般表达式:  $s_2 = C_0 + C_1\delta_1 + C_2\delta_1^2 + \dots + C_n\delta_1^n$

求一阶导数得速度方程:

$$v_2 = ds_2/dt = C_1\omega_1 + 2C_2\omega_1\delta_1 + \dots + nC_n\omega_1\delta_1^{n-1}$$

求二阶导数得加速度方程:

$$a_2 = dv_2/dt = 2C_2\omega_1^2 + 6C_3\omega_1^2\delta_1 + \dots + n(n-1)C_n\omega_1^2\delta_1^{n-2}$$

其中:  $\delta_1$  —凸轮转角,  $d\delta_1/dt = \omega_1$  —凸轮角速度,  
 $C_i$  —待定系数。

边界条件(设计时已知):

凸轮转过推程运动角  $\delta_t$  —从动件上升  $h$

凸轮转过回程运动角  $\delta_h$  —从动件下降  $h$



$$\left\{ \begin{array}{l} s_2 = C_0 + C_1 \delta_1 + C_2 \delta_1^2 + \dots + C_n \delta_1^n \\ v_2 = C_1 \omega + 2C_2 \omega_1 \delta_1 + \dots + nC_n \omega_1 \delta_1^{n-1} \\ a_2 = 2C_2 \omega_1^2 + 6C_3 \omega_1^2 \delta_1 + \dots + n(n-1)C_n \omega_1^2 \delta_1^{n-2} \end{array} \right.$$

## 等速运动规律

在推程起始点:  $\delta_1=0, s_2=0$

在推程终止点:  $\delta_1=\delta_t, s_2=h$

代入得:  $C_0=0, C_1=h/\delta_t$

推程运动方程:

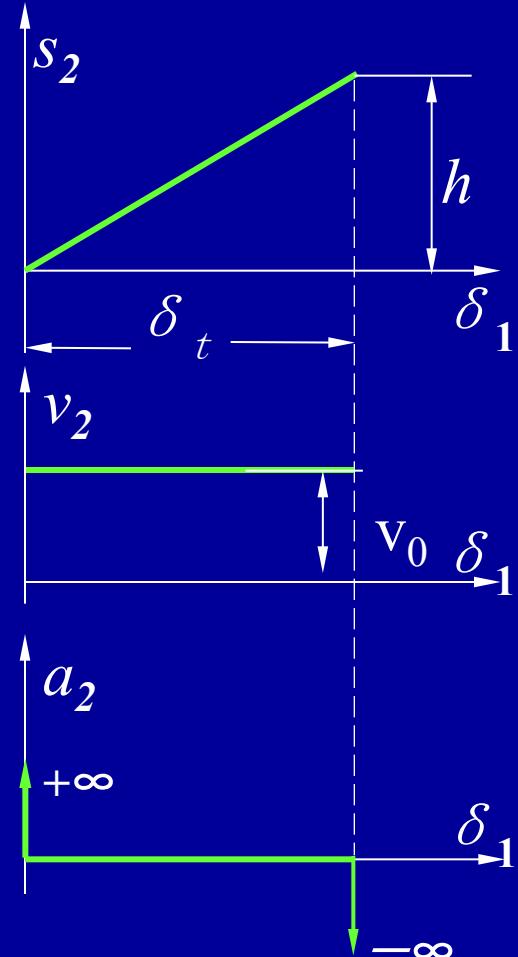
$$s_2 = h \delta_1 / \delta_t \quad v_2 = h \omega_1 / \delta_t$$

$$a_2 = 0$$

同理得回程运动方程: 刚性冲击

$$s_2 = h(1 - \delta_1 / \delta_h)$$

$$v_2 = -h \omega_1 / \delta_h \quad a_2 = 0$$



## (二) 三角函数运动规律

### 1.余弦加速度(简谐)运动规律

推程:

$$s_2 = h[1 - \cos(\pi\delta_1/\delta_t)]/2$$

$$v_2 = \pi h \omega_1 \sin(\pi\delta_1/\delta_t) \delta_1 / 2\delta_t$$

$$a_2 = \pi^2 h \omega_1^2 \cos(\pi\delta_1/\delta_t) / 2\delta_t^2$$

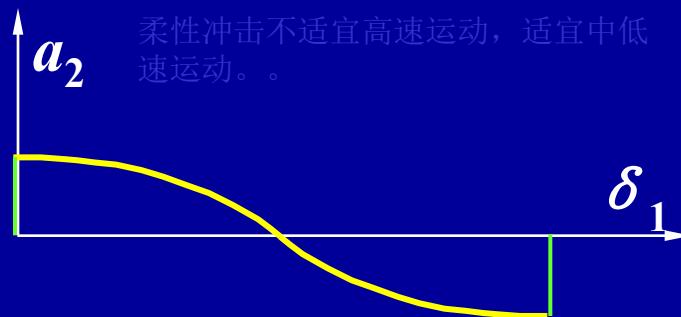
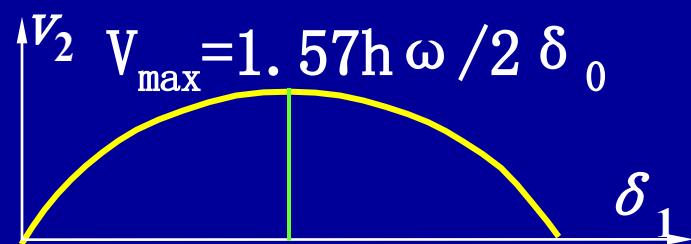
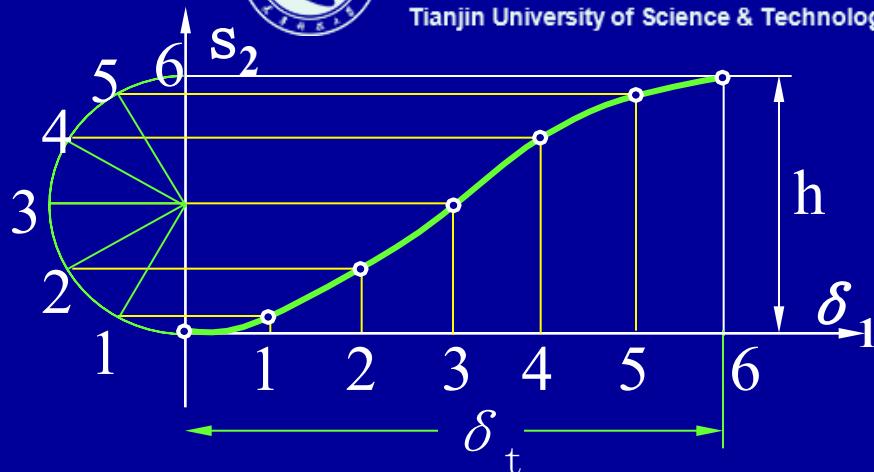
回程:

$$s_2 = h[1 + \cos(\pi\delta_1/\delta_h)]/2$$

$$v_2 = -\pi h \omega_1 \sin(\pi\delta_1/\delta_h) \delta_1 / 2\delta_h$$

$$a_2 = -\pi^2 h \omega_1^2 \cos(\pi\delta_1/\delta_h) / 2\delta_h^2$$

点在圆周上匀速运动，它在直径上的投影点的运动称简谐运动。



在起始和终止处理理论上  $a_2$  为有限值，产生柔性冲击。



## 2. 正弦加速度（摆线）运动规律

推程：

$$s_2 = h[\delta_1/\delta_t - \sin(2\pi\delta_1/\delta_t)/2\pi]$$

$$v_2 = h\omega_1[1 - \cos(2\pi\delta_1/\delta_t)]/\delta_t$$

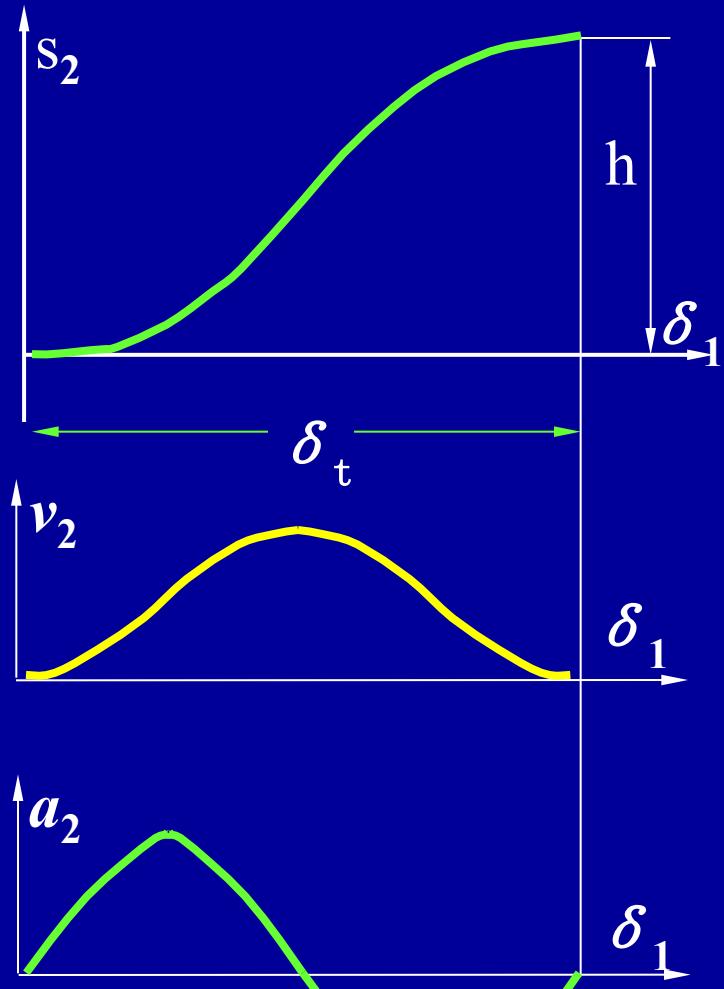
$$a_2 = 2\pi h\omega_1^2 \sin(2\pi\delta_1/\delta_t)/\delta_t^2$$

回程：

$$s_2 = h[1 - \delta_1/\delta_h + \sin(2\pi\delta_1/\delta_h)/2\pi]$$

$$v_2 = h\omega_1[\cos(2\pi\delta_1/\delta_h) - 1]/\delta_h$$

$$a_2 = -2\pi h\omega_1^2 \sin(2\pi\delta_1/\delta_h)/\delta_h^2$$



无冲击



§3-1 凸轮机构的应用和类型

§3-2 从动件的常用运动规律

§3-3 凸轮机构的压力角

§3-4 图解法设计凸轮的轮廓

★§3-5 解析法设计凸轮的轮廓

## §3-3 凸轮机构的压力角

### 一、压力角与作用力的关系

设计凸轮机构时，除了要求从动件能实现预期的运动规律外，还希望凸轮机构结构紧凑，受力情况良好。而这与压力角有很大关系。

**定义：**作用在从动件上力的方向与受力点速度方向之间的夹角。

#### 一、压力角与作用力的关系

不考虑摩擦时，作用力沿法线方向。

$F'$ ——有用分力，沿导路方向

$F''$ ——有害分力，垂直于导路（产生摩擦力 $F_f$ ）

$$F'' = F' \operatorname{tg} \alpha$$

阻碍运动

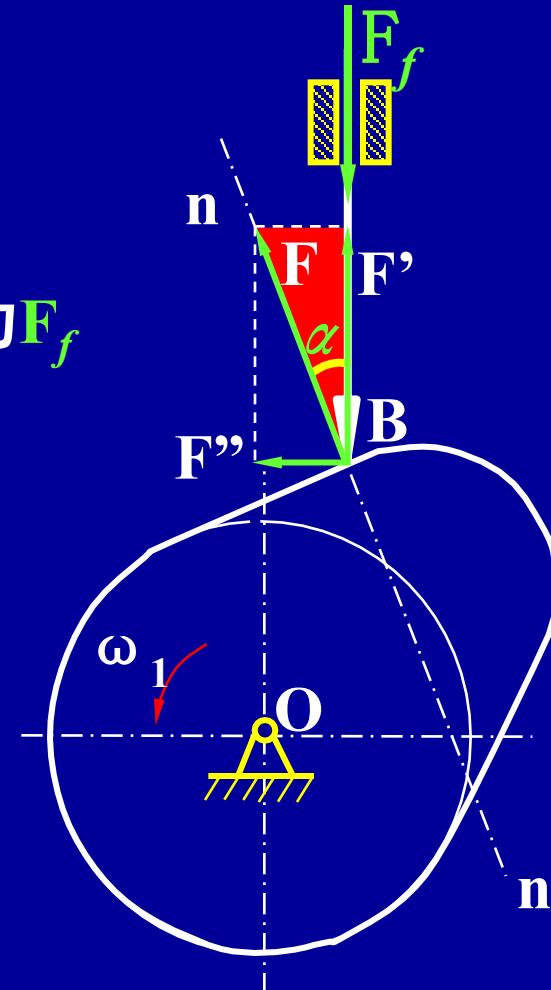
$F'$ 一定时， $\alpha \uparrow \rightarrow F'' \uparrow$ ,

若 $\alpha$ 大到一定程度时，会有：

$F_f > F'$   $\rightarrow$  机构发生自锁。

为了保证凸轮机构正常工作，要求：

$\alpha < [\alpha]$  许用压力角





$[\alpha] = 30^\circ$  ----直动从动件；

$[\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$  ----摆动从动件；

$[\alpha] = 70^\circ \sim 80^\circ$  ----回程。

## 二、压力角与凸轮机构尺寸的关系

P点为速度瞬心，根据前面分析，于是有：

$v = v_2$   $v$ 为P点速度， $v_2$ 为从动件速度

$$ds = v, d\delta = w$$

$$v = l_{OP}\omega_1 \rightarrow l_{OP} = v_2/\omega_1 = ds_2/d \quad \delta_1 = l_{OC} + l_{CP}$$

$$l_{OC} = e \quad l_{CP} = ds_2/d \quad \delta_1 = e$$

$$l_{CP} = (S_2 + S_0) \operatorname{tg} \alpha \quad S_0 = \sqrt{r^2_0 - e^2}$$

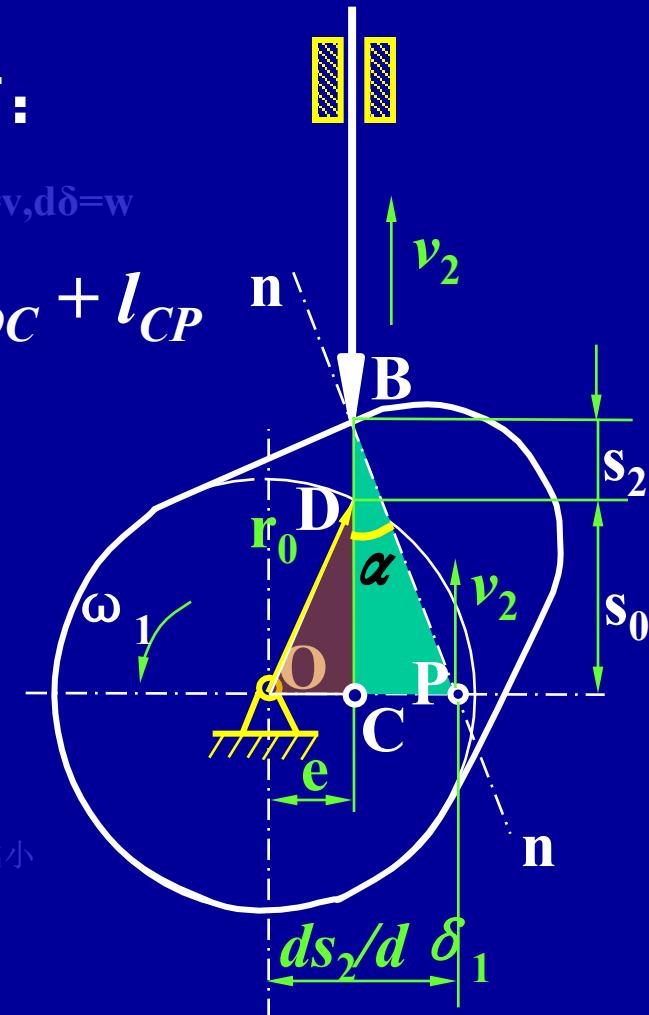
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds_2/d}{S_2 + \sqrt{r^2_0 - e^2}} \quad \delta_1 = e$$

$$r_0 \uparrow$$

$$\rightarrow \alpha \downarrow$$

实际设计，保证压力角的要求，半径越小越好，以缩小尺寸。

若发现设计结果  $\alpha > [\alpha]$ ，可增大  $r_0$



同理，当导路位于中心左侧时，有：

$$l_{OP} = l_{CP} - l_{OC} \rightarrow l_{CP} = ds_2/d \delta_1 + e$$

$$l_{CP} = (S_2 + S_0) \operatorname{tg} \alpha \quad S_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}$$

得：  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds_2/d \delta_1 + e}{S_2 + \sqrt{r_0^2 - e^2}}$

于是：  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds_2/d \delta_1 \pm e}{S_2 + \sqrt{r_0^2 - e^2}}$

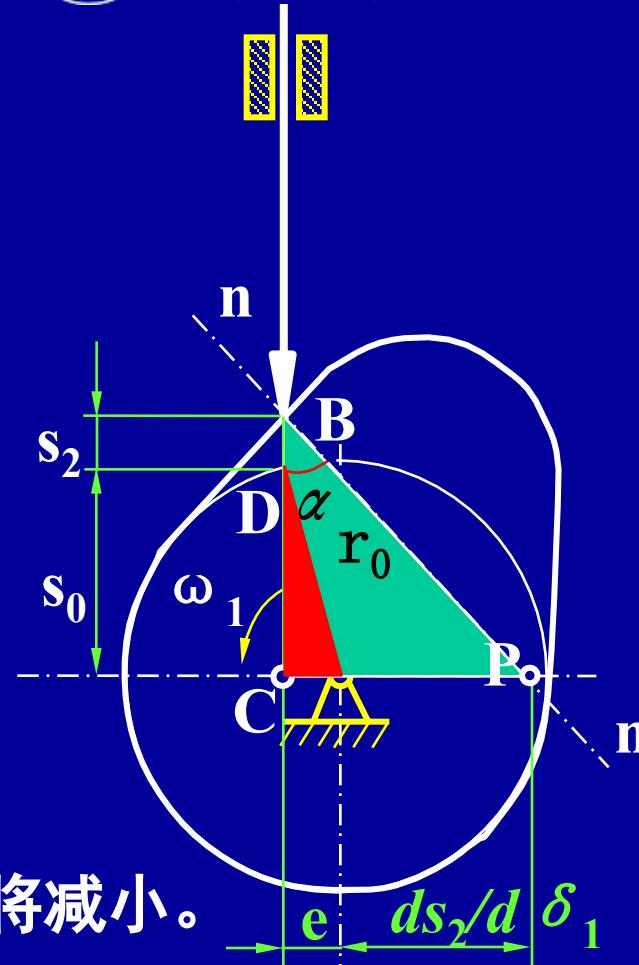
“+”用于导路和瞬心位于中心两侧；

“-”用于导路和瞬心位于中心同侧；

显然，导路和瞬心在中心同侧时，压力角将减小。

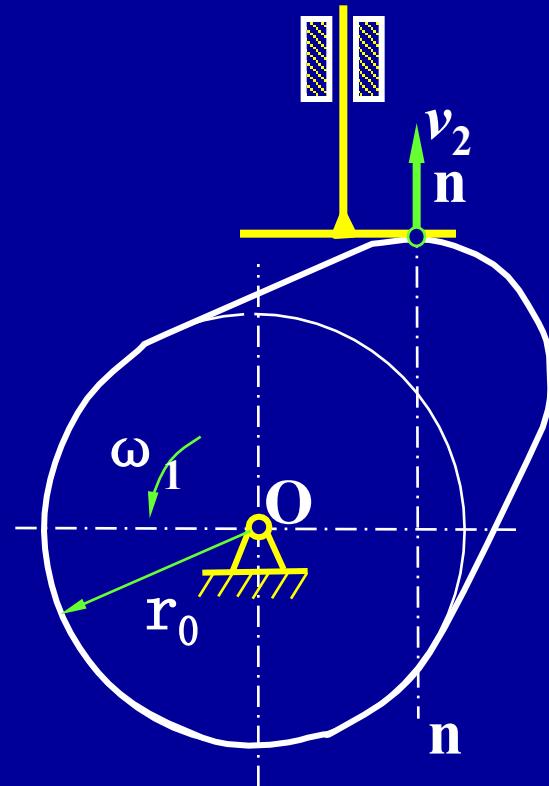
因此，应将从动件导路向推程相对速度瞬心的同侧偏置。

注意：用偏置法可减小推程压力角，但同时增大了回程压力角，故偏距  $e$  不能太大。



提问：对于平底推杆凸轮机构：

$$\alpha = [\text{填空1}]$$



作答



§3-1 凸轮机构的应用和类型

§3-2 从动件的常用运动规律

§3-3 凸轮机构的压力角

§3-4 图解法设计凸轮的轮廓

★§3-5 解析法设计凸轮的轮廓



根据工作的相关要求，合理的选择从动件的运动规律之后，下一步就要根据实际条件下，结构所允许的空间和具体要求，初步确定出凸轮的基圆半径，然后再对凸轮的轮廓曲线进行设计。

常用方法有图解法和解析法，本节通过几个典型的凸轮轮廓设计，重点介绍图解法的应用。

# 一、凸轮廓线设计方法的基本原理

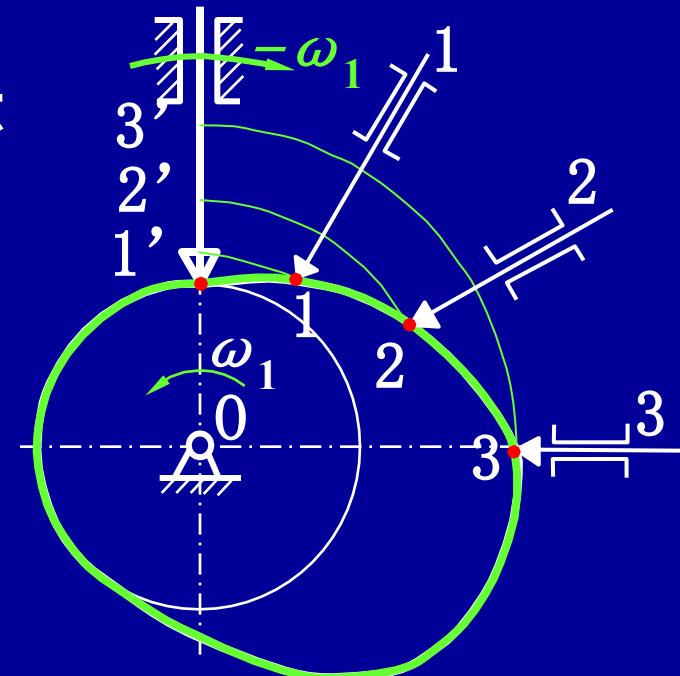
## 反转原理：

若凸轮以角速度  $\omega_1$  旋转，若给整个凸轮机构施以  $-\omega_1$  时，  
则不影响各构件之间的相对运动，此时，凸轮将静止，而从动  
件尖顶复合运动的轨迹即凸轮的轮廓曲线。

依据此原理可以用几何作图的方法

设计凸轮的轮廓曲线，例如：

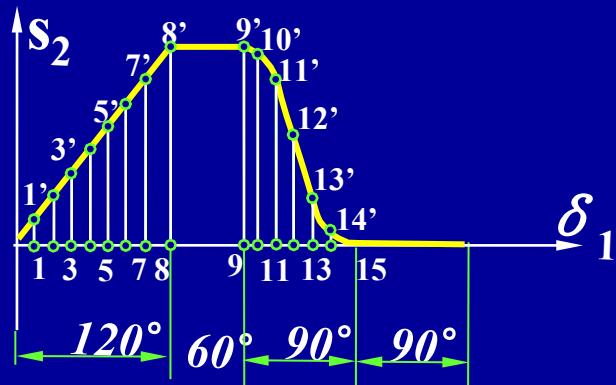
- 对心直动尖顶从动件盘形凸轮
- 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮
- 滚子直动从动件盘形凸轮
- 对心直动平底从动件盘形凸轮
- 摆动从动件盘形凸轮机构



## 二、直动从动件盘形凸轮轮廓的绘制

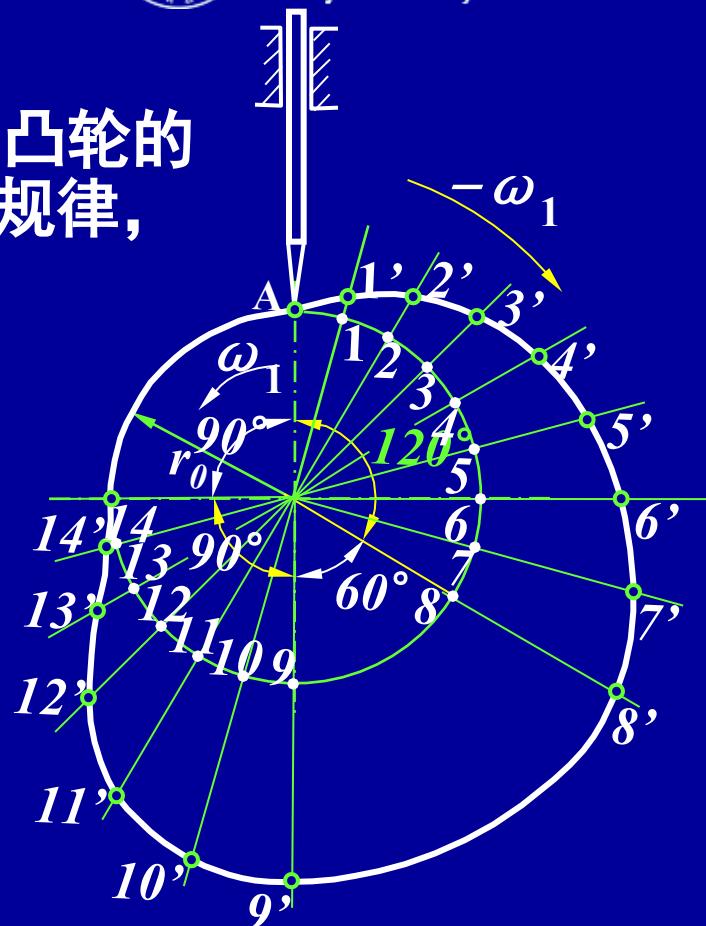
### 1. 对心直动尖顶从动件盘形凸轮

对心直动尖顶从动件凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 $r_0$ ，角速度 $\omega_1$ 和从动件的运动规律，设计该凸轮轮廓曲线。



设计步骤小结：

- ①选各自比例尺作基圆和位移线图。
- ②反向等分各运动角。原则是：陡密缓疏。
- ③确定反转后，从动件尖顶在各等份点的位置。
- ④将各尖顶点连接成一条光滑曲线。

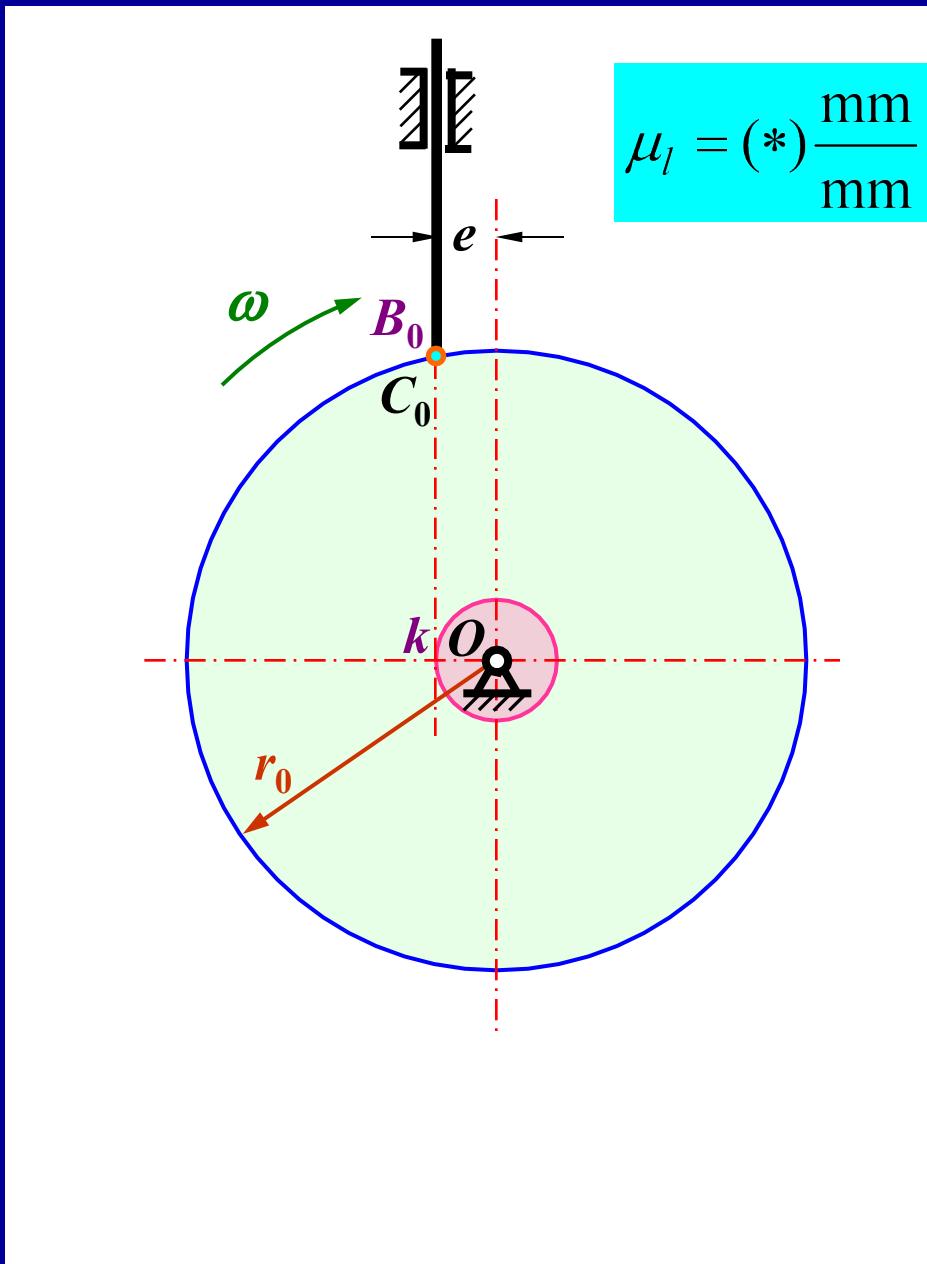




## 2. 偏置直动尖顶从动件盘形凸轮

若已知从动件位移线图和偏距 $e$ ,凸轮基圆半径 $r_0$ 以及凸轮以等角速度 $\omega$ 顺时针回转, 要求绘制凸轮廓。

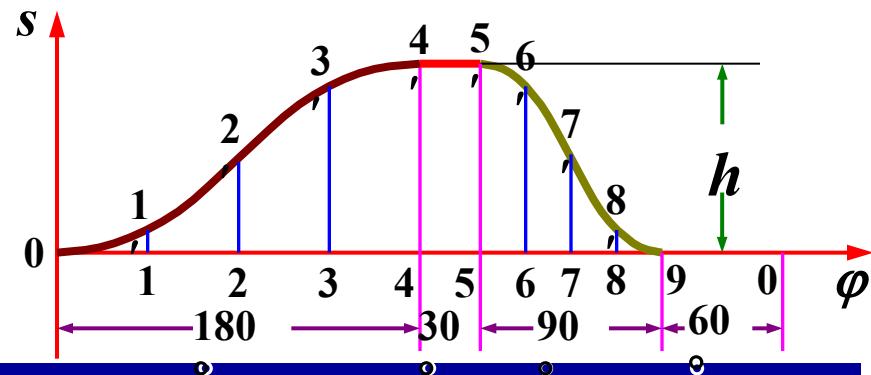
(1) 选取适当的长度比例尺 $\mu_l$ , 以 $r_0$ 为半径作基圆, 以 $e$ 为半径作偏距圆, 点 $k$ 为从动件导路线与偏距圆的切点, 导路线与基圆的交点 $B_0(C_0)$ 便是从动件尖顶的起始位置。



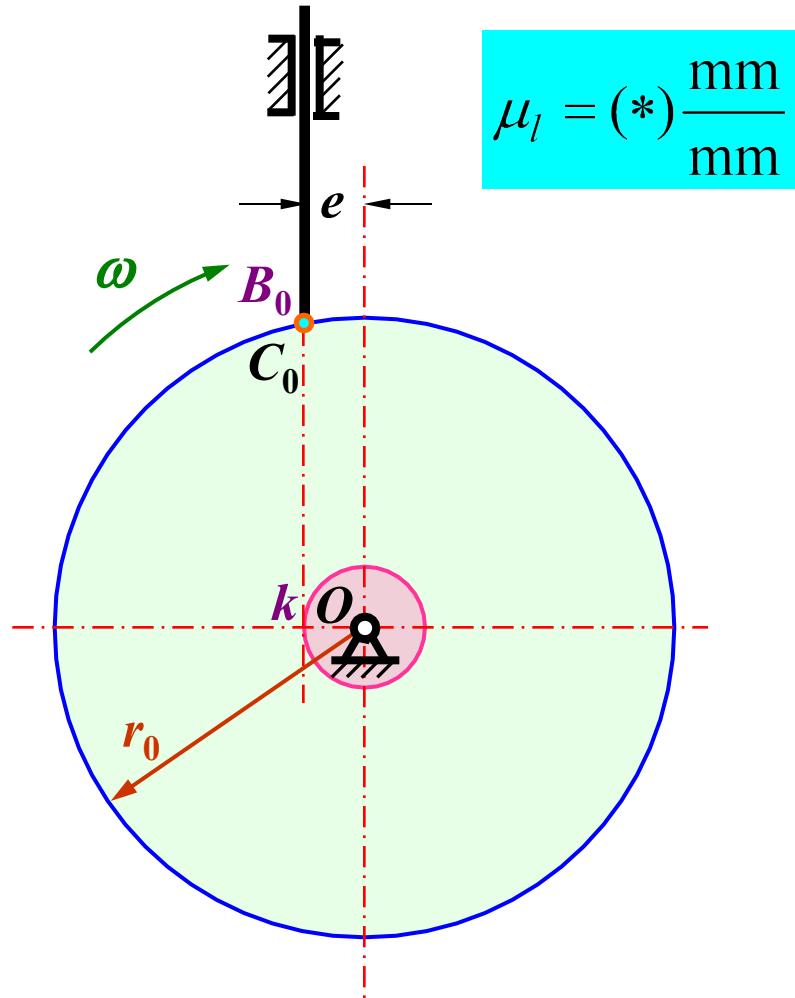


$$\mu_\varphi = (*) \frac{(^{\circ})}{\text{mm}}$$

$$\mu_s = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$



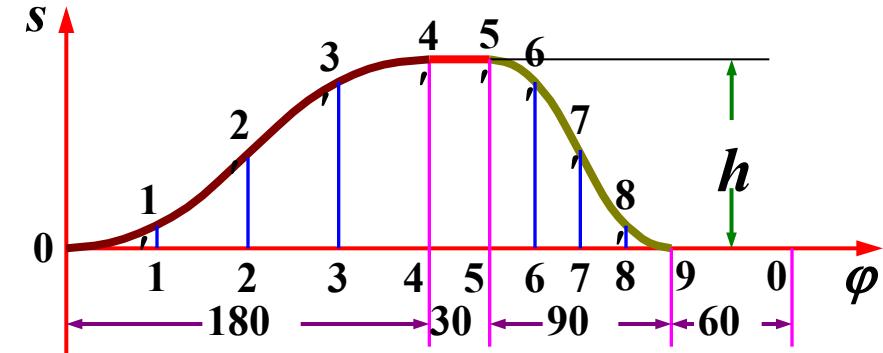
(2) 画位移线图：选取横坐标角度比例尺  $\mu_\varphi$ , 并取纵坐标长度比例尺  $\mu_s = \mu_l$ , 绘制从动件的位移线图  $s-\varphi$ , 将推程运动角和回程运动角分别进行若干等分 (图中各为4等分)。



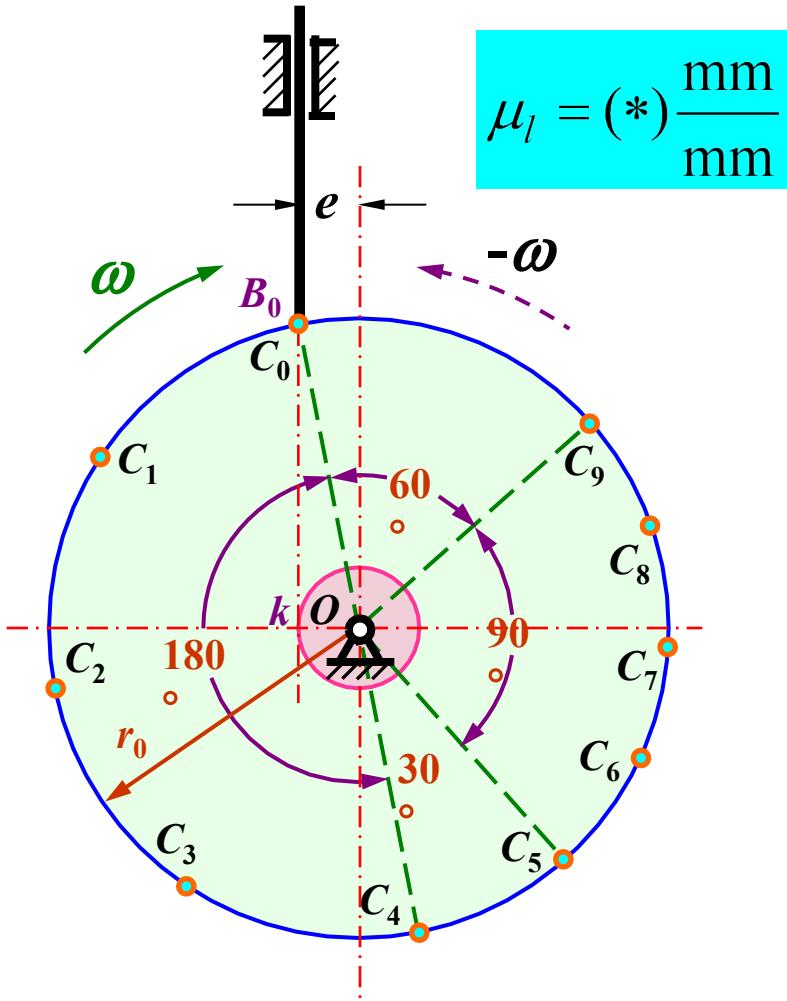
$$\mu_l = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

$$\mu_\phi = (*) \frac{(^{\circ})}{\text{mm}}$$

$$\mu_s = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$



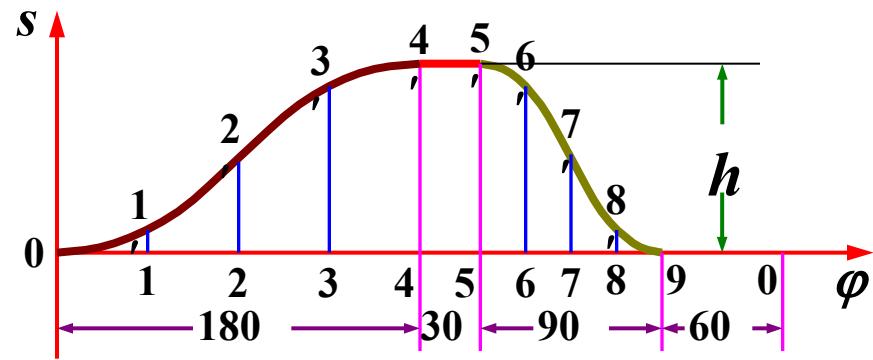
(3) 在基圆上, 自 $OC_0$ 开始沿 $\omega$ 相反方向取推程运动角 $\Phi=180^{\circ}$ 、远休止角 $\Phi_s=30^{\circ}$ 、回程运动角 $\Phi'=90^{\circ}$ 、近休止角 $\Phi'_s=60^{\circ}$ , 在基圆上得 $C_4$ 、 $C_5$ 、 $C_9$ 诸点。将推程运动角和回程运动角分成与位移曲线对应的等分, 得 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ 和 $C_6$ 、 $C_7$ 、 $C_8$ 诸点。



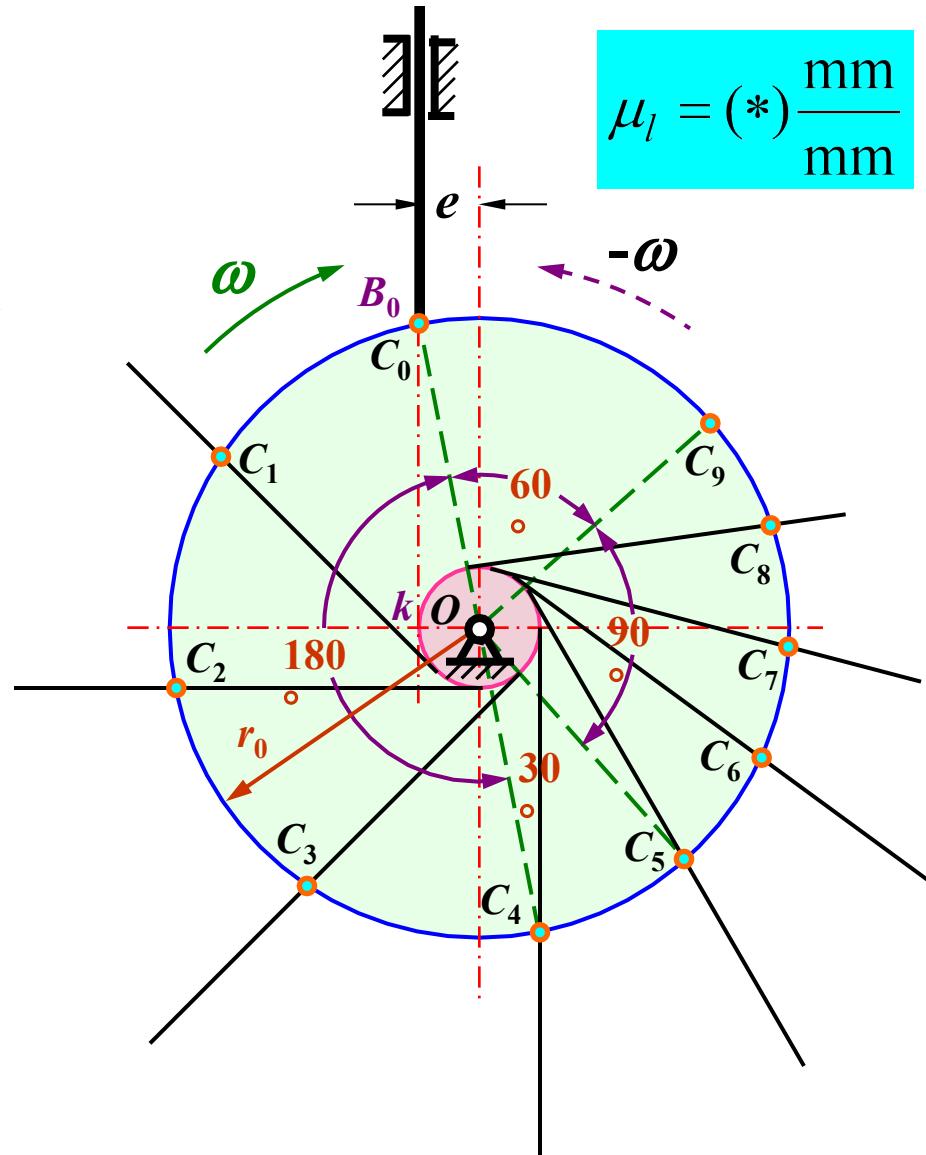


$$\mu_\varphi = (*) \frac{(^{\circ})}{\text{mm}}$$

$$\mu_s = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$



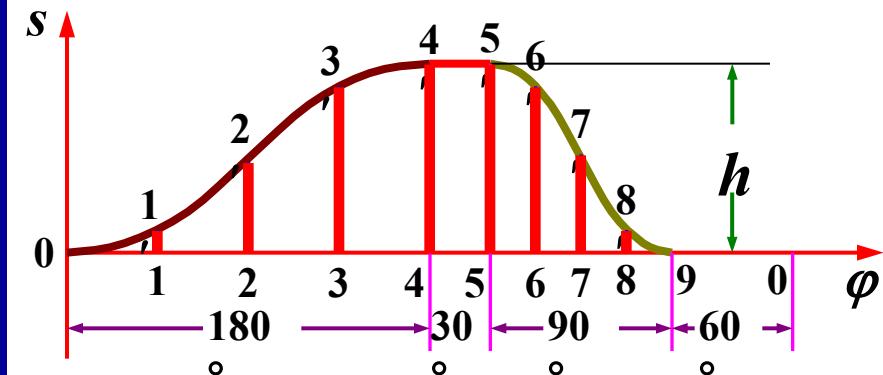
(4) 过  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$ ...作偏距圆的一系列切线，它们便是反转后从动件导路的一系列位置。



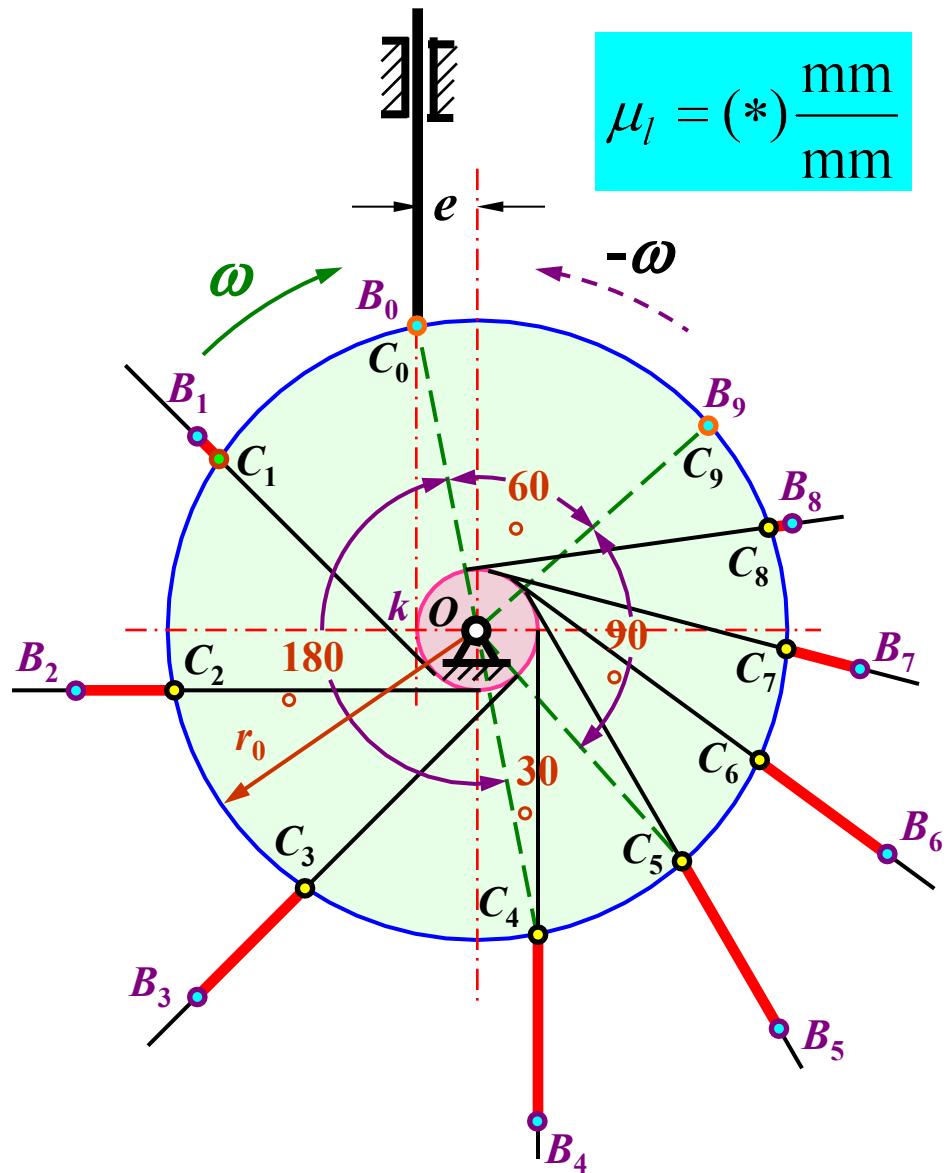


$$\mu_\varphi = (*) \frac{(^{\circ})}{\text{mm}}$$

$$\mu_s = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$



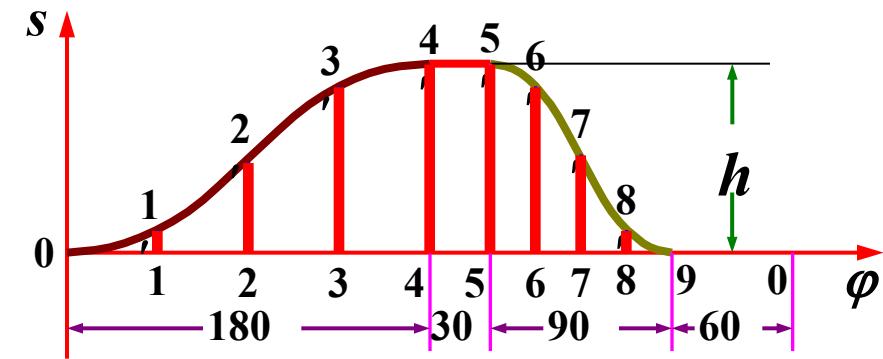
(5) 沿以上各切线自基圆开始量取从动件相应的位移量，即取线段 $C_1B_1 = 11'$ 、 $C_2B_2 = 22'$ 、 $C_3B_3 = 33' \dots$ ，得反转后尖顶的一系列位置 $B_1$ 、 $B_2$ 、 $B_3 \dots$ 。



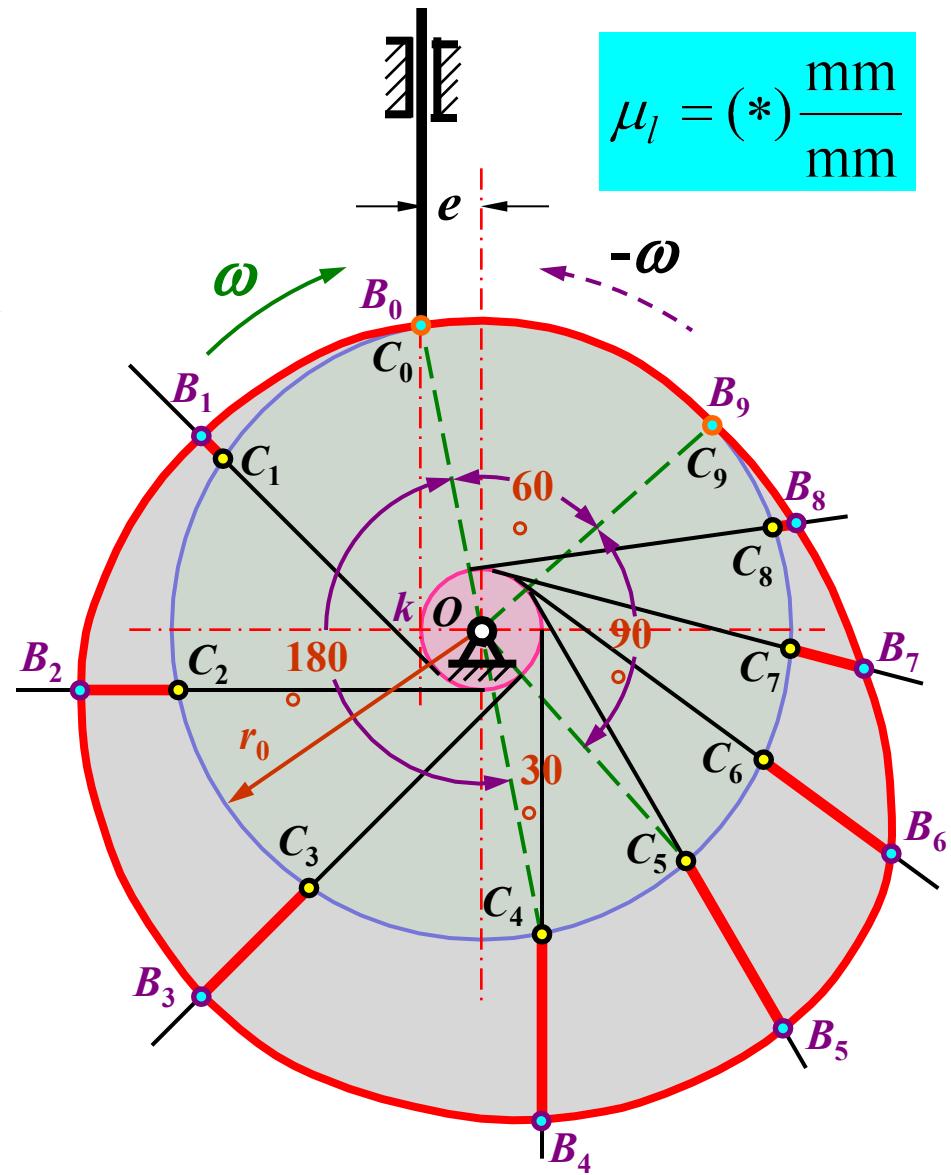


$$\mu_\phi = (*) \frac{(^{\circ})}{\text{mm}}$$

$$\mu_s = (*) \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$



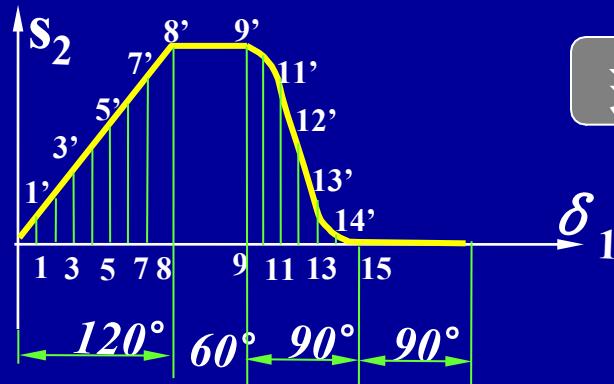
(6) 将点  $B_0$ 、 $B_1$ 、 $B_2$ ...连成光滑曲线（ $B_4$ 和 $B_5$ 之间以及 $B_9$ 和 $B_0$ 之间均为以 $O$ 为圆心的圆弧），便得到所求的凸轮廓廓曲线。



### 3. 滚子直动从动件盘形凸轮



滚子直动从动件凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 $r_0$ ，角速度 $\omega_1$ 和从动件的运动规律，设计该凸轮轮廓曲线。

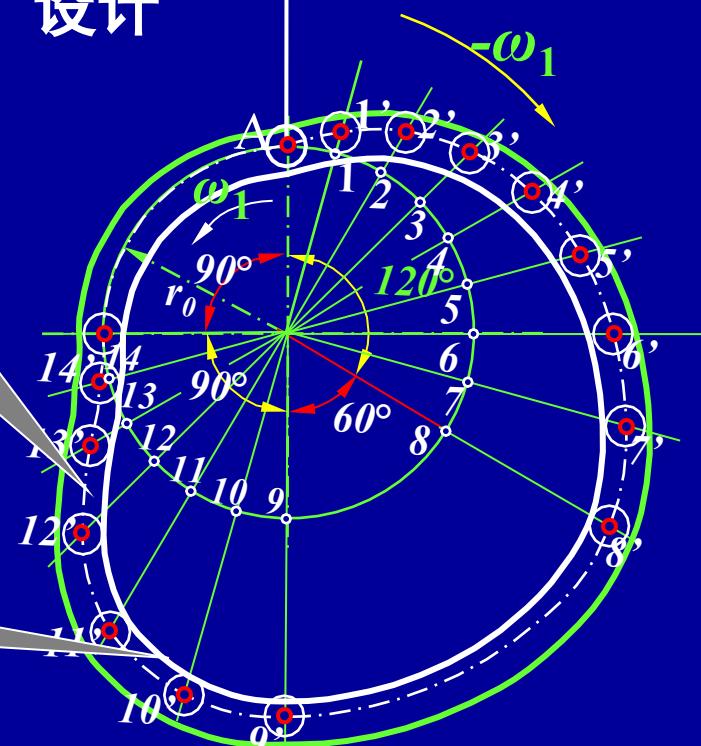


理论轮廓

设计步骤小结：

实际轮廓

- ① 选比例尺作基圆和位移线图。
- ② 反向等分各运动角。原则是：陡密缓疏。
- ③ 确定反转后，从动件尖顶在各等份点的位置。
- ④ 将各尖顶点连接成一条光滑曲线。
- ⑤ 作各位置滚子圆的内(外)包络线。



# 滚子半径的确定

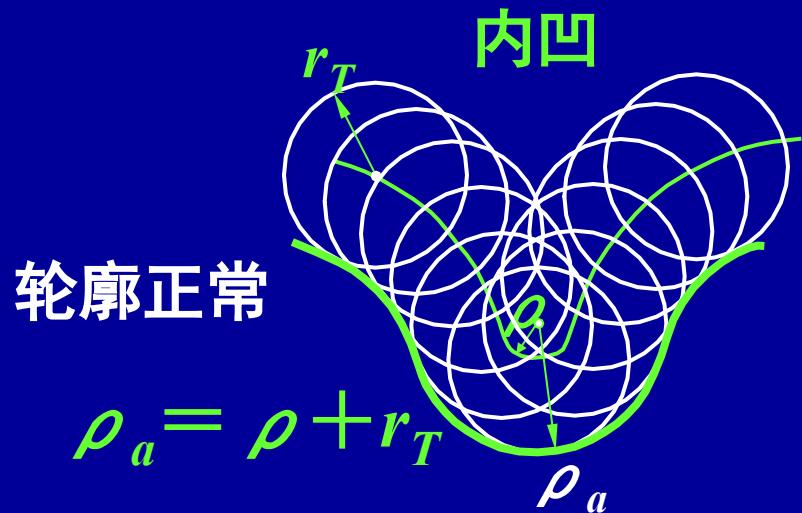


天津科技大学

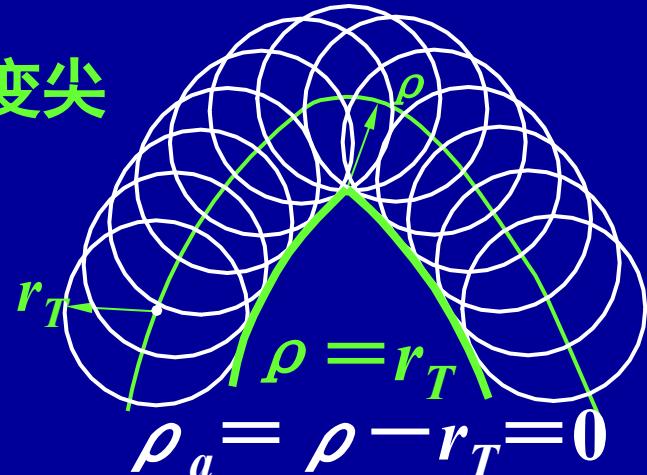
Tianjin University of Science & Technology

$\rho_a$ —工作轮廓的曲率半径,  $\rho$ —理论轮廓的曲率半径,

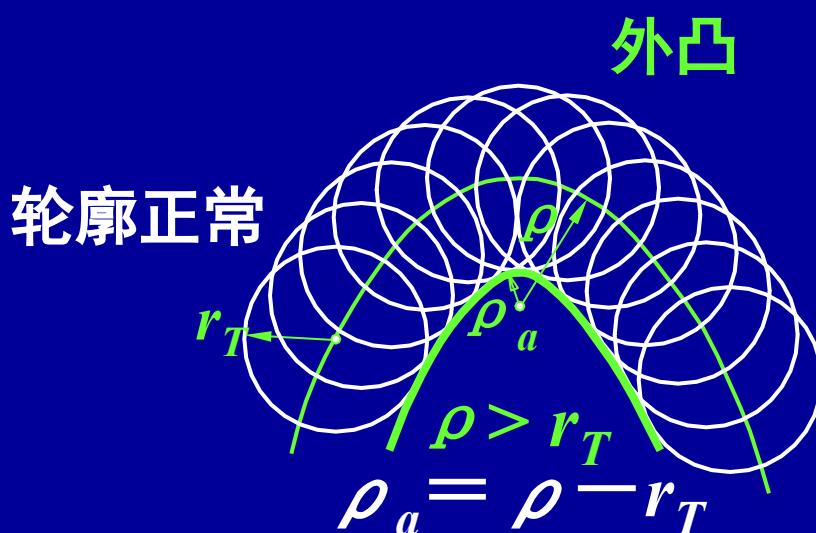
$r_T$ —滚子半径



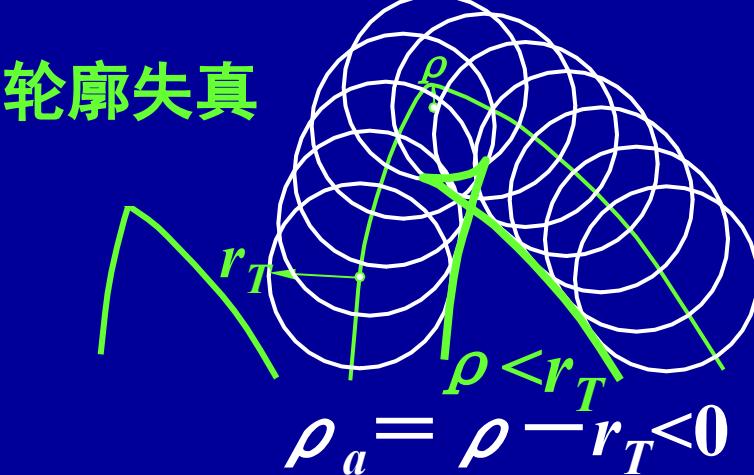
轮廓正常



$$\rho_a = \rho + r_T$$



轮廓正常



轮廓失真

对于外凸轮廓, 要保证正常工作, 应使:  $\rho_{min} > r_T$

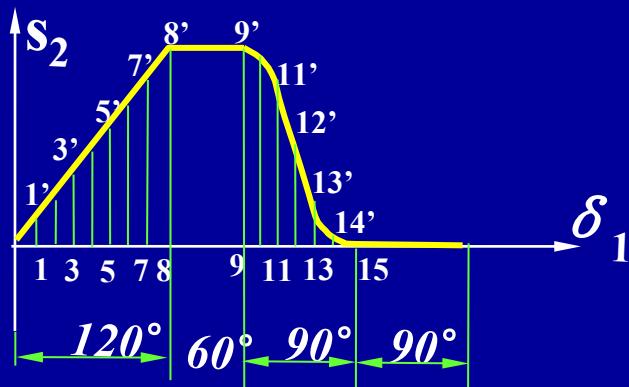
#### 4. 对心直动平底从动件盘形凸轮



天津科技大学

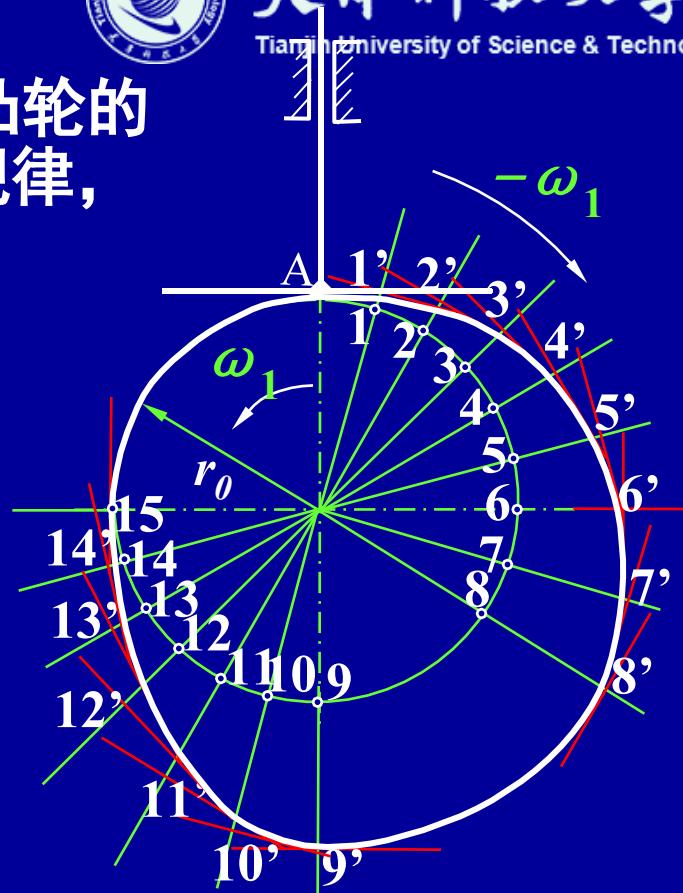
Tianjin University of Science & Technology

对心直动平底从动件凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 $r_0$ ，角速度 $\omega_1$ 和从动件的运动规律，设计该凸轮廓廓曲线。



设计步骤：

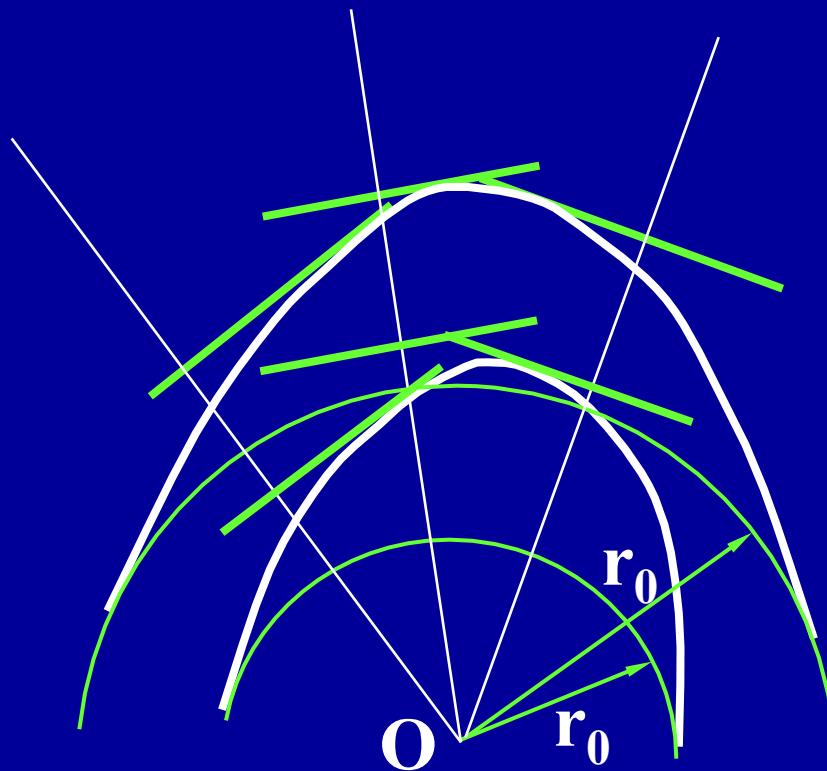
- ①选比例尺 $\mu_l$ 作基圆 $r_0$ 。
- ②反向等分各运动角。原则是：陡密缓疏。
- ③确定反转后，从动件平底直线在各等份点的位置。
- ④作平底直线族的内包络线。





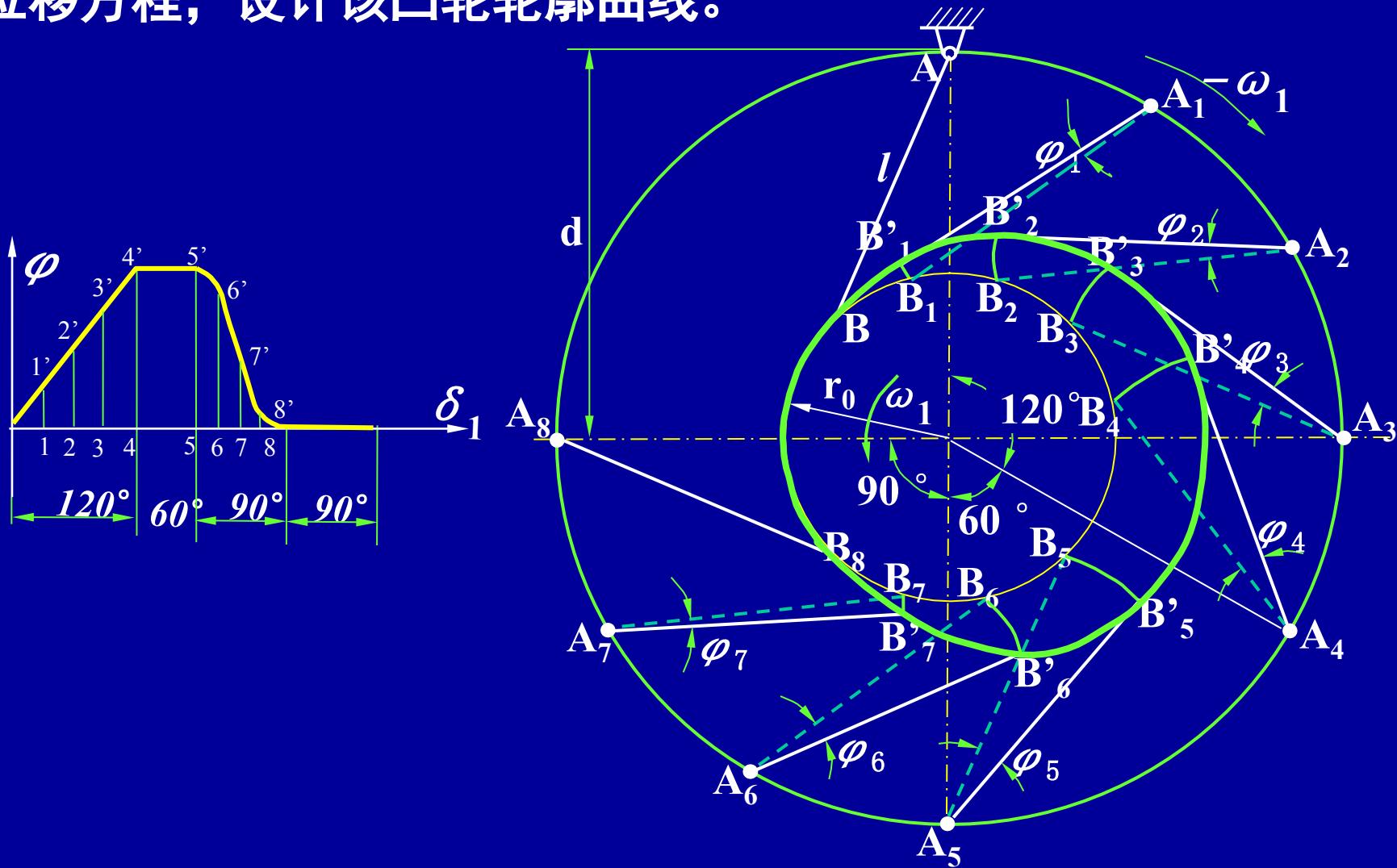
对平底推杆凸轮机构，也有失真现象。

可通过增大 $r_0$ 解决此问题。



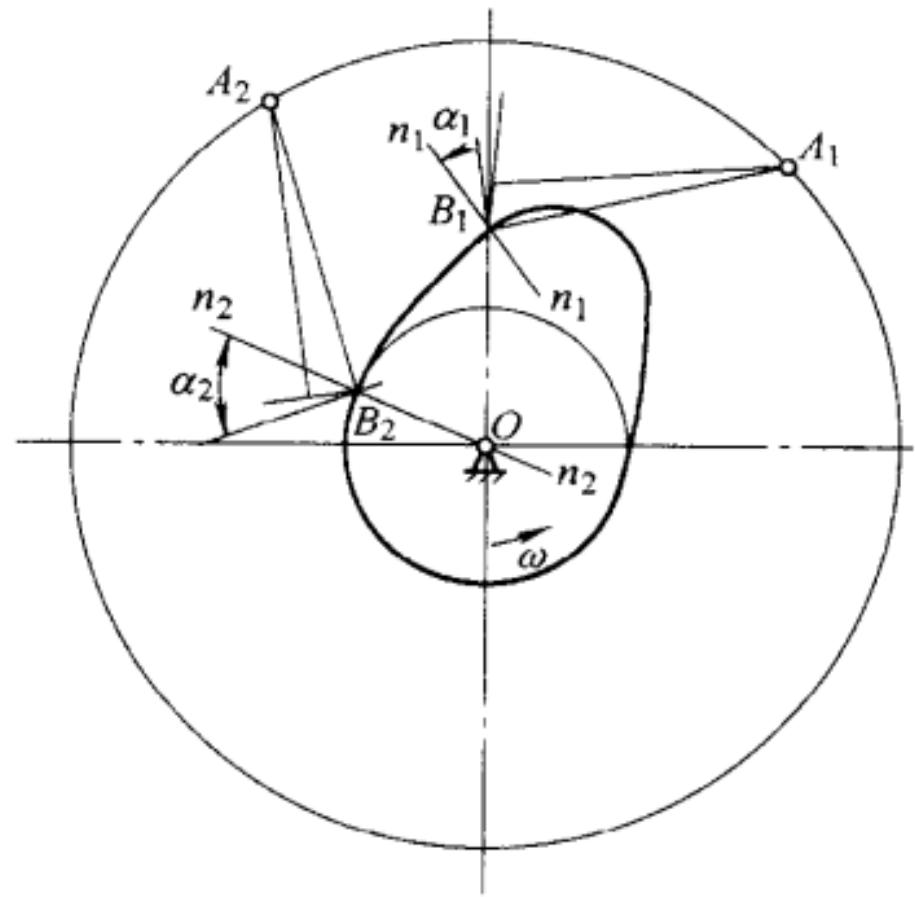
### 三、摆动从动件盘形凸轮机构

摆动从动件凸轮机构中，已知凸轮的基圆半径 $r_0$ ，角速度 $\omega_1$ ，摆杆长度 $l$ 以及摆杆回转中心与凸轮回转中心的距离 $d$ ，摆杆角位移方程，设计该凸轮轮廓曲线。





说明：利用此方法设计凸轮轮廓，必须要进行推程压力角的校核。以尖顶摆动从动件盘型凸轮为例，在凸轮上选择轮廓比较陡峭的区段，取若干点B<sub>1</sub> B<sub>2</sub>。 . . .，做这些点的轮廓法线和从动件尖顶的运动方向线，求出它们的压力角，看是否有超过许用值的，如果有则需要重新设计。



由前面分析，可以加大基圆半径的方法。



§3-1 凸轮机构的应用和类型

§3-2 从动件的常用运动规律

§3-3 凸轮机构的压力角

§3-4 图解法设计凸轮的轮廓

★§3-5 解析法设计凸轮的轮廓

## ★§3—5 解析法设计凸轮的轮廓



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

## 原理：反转法

**结果：求出轮廓曲线的解析表达式--- 参数方程。**

已知条件:  $e$ 、 $r_{min}$ 、 $r_T$ 、 $S_2 = S_2(\delta_1)$ 、 $\omega_1$ 及其方向。

# 理论轮廓的极坐标参数方程：

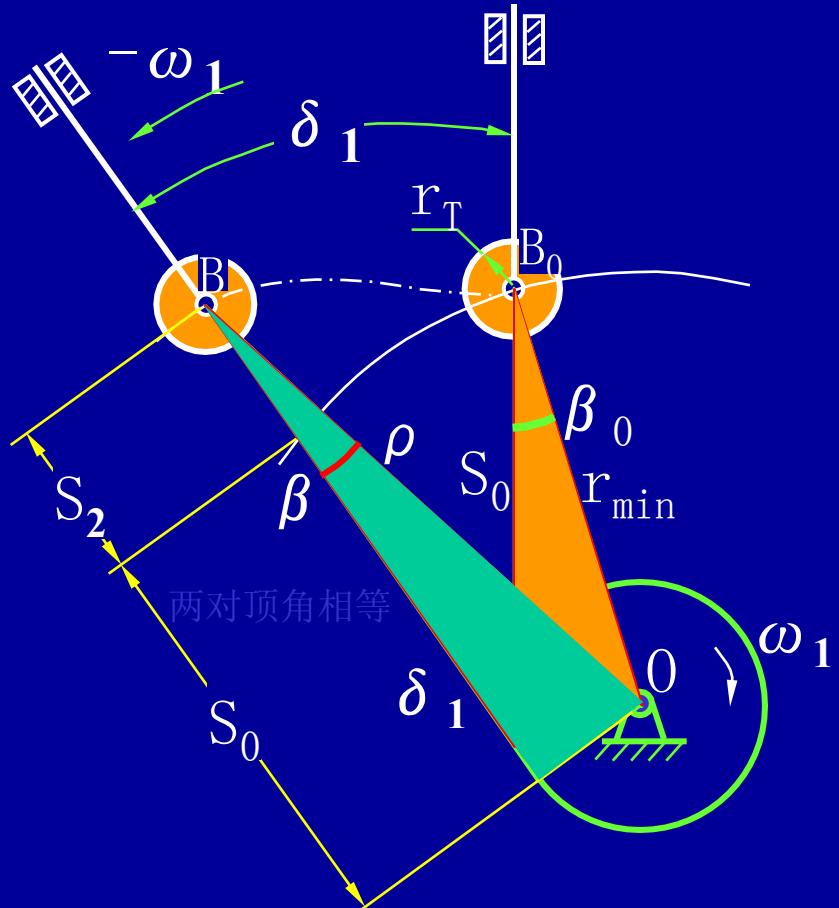
$$\left\{ \begin{array}{l} \rho = \sqrt{(S_2 + S_0)^2 + e^2} \\ \theta = \delta_1 + \beta - \beta_0 \end{array} \right.$$

$$\pi - (\theta + \beta_0) = \pi - (\delta_1 + \beta)$$

其中： $S_0 = \sqrt{r_{min}^2 - e^2}$

$$\operatorname{tg}\beta_0 = e / S_0$$

$$\operatorname{tg}\beta = e/(S_2 + S_0)$$





实际轮廓方程是理论轮廓的等距曲线。由高  
等数学可知：等距线对应点具有公共的法线。

实际轮廓上对应点的 T 位置：

位于理论轮廓 B 点法线 n-n 与滚子圆的交线上。

由图有： $\lambda = \alpha + \beta$

其中： $\operatorname{tg} \alpha = \frac{ds_2/d\delta_1 \pm e}{S_2 + \sqrt{r_{min}^2 + e^2}}$

直接引用前面的结论

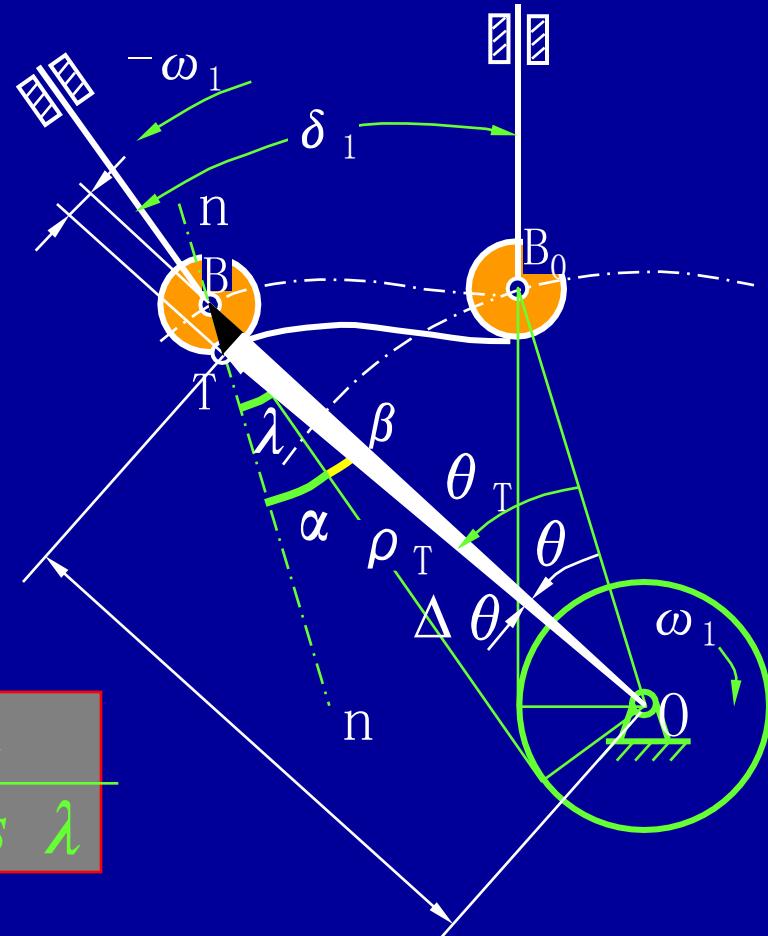
T 点的极坐标参数方程为：

余弦定理

$$\begin{cases} \rho_T = \sqrt{\rho^2 + r_{Tm}^2 - 2 \rho r_T \cos \lambda} \\ \theta_T = \theta + \Delta \theta \end{cases}$$

其中：

$$\Delta \theta = \operatorname{arctg} \frac{r_T \sin \lambda}{\rho - r_T \cos \lambda}$$



直角坐标参数方程为：

$$\begin{cases} x = \rho_T \cos \theta_T \\ y = \rho_T \sin \theta_T \end{cases}$$



## 本章重点：

- ①常用从动件运动规律：特性及作图法；
- ②理论轮廓与实际轮廓的关系；
- ③凸轮压力角  $\alpha$  与基圆半径  $r_{min}$  的关系；
- ④掌握用图解法设计凸轮轮廓曲线的步骤与方法；
- ⑤了解解析法在凸轮轮廓设计中的应用。



## §4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实现定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

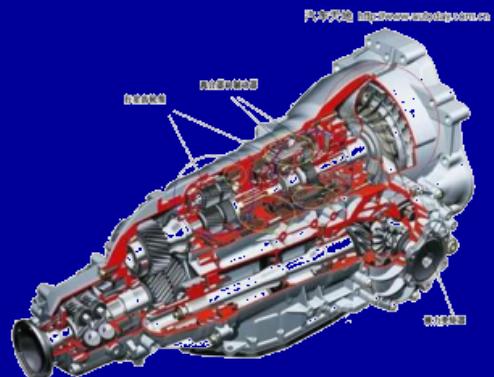
§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



齿轮机构用于传递空间任意两轴之间的运动和动力，是现代机械中应用最广泛的一种传动机构。无论大型设备，还是精密机械，无论是传动还是定位，几乎都会用到齿轮机构。





**结构特点：**圆柱体或圆锥体外（或内）均匀分布有大小一样的**轮齿**。

**作用：**传递空间任意两轴（平行、相交、交错）的旋转运动，或将**转动转换为移动**。

**优点：**

- ①传动比准确、传动平稳。
- ②圆周速度大，高达300 m/s。
- ③传动功率范围大，从几瓦到10万千瓦。
- ④效率高( $\eta \rightarrow 0.99$ )、使用寿命长、工作安全可靠。
- ⑤可实现平行轴、相交轴和交错轴之间的传动。

**缺点：**要求较高的制造和安装精度，加工成本高、不适宜远距离传动(如单车)。

# 齿轮传动的类型

分类：

按相对运动分

平面齿轮传动  
(轴线平行)

圆柱齿轮

直齿  
斜齿  
人字齿

外齿轮传动  
内齿轮传动  
齿轮齿条

非圆柱齿轮

空间齿轮传动  
(轴线不平行)

两轴相交

圆锥齿轮  
球齿轮

直齿  
斜齿

两轴交错

蜗轮蜗杆传动  
交错轴斜齿轮

渐开线齿轮(1765年)

摆线齿轮 (1650年)

圆弧齿轮 (1950年)

抛物线齿轮(近年)

按齿廓曲线分

按速度高低分：高速、中速、低速齿轮传动。

按传动比分：定传动比、变传动比齿轮传动。

按封闭形式分：开式齿轮传动、闭式齿轮传动。



§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



一堆齿轮传动，它的基本要求之一就是要保证瞬时角速度之比固定，否则当主动轮的角速度固定时，从动轮的角速度就难以确定，这样将会产生惯性现象，继而将会产生影响齿轮寿命、增加机器噪声和振动、影响工作精度的惯性力矩。

因此在研究齿轮机构之前，必须要分析一对齿轮的齿廓要满足什么样的条件，才是能实现定角速比的传动（固定传动比）。

## §4-2 齿廓实现定角速度比的条件

共轭齿廓：一对能实现预定传动比( $i_{12} = \omega_1 / \omega_2$ )规律的啮合齿廓。

### 1. 齿廓啮合基本定律

一对齿廓在任意点K接触时，作法线n-n

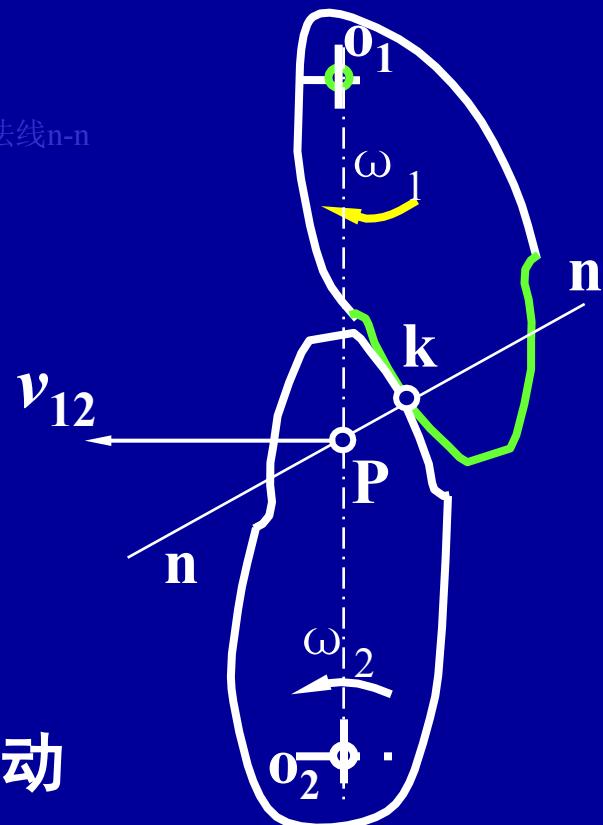
根据三心定律可知：P点为相对瞬心。

由： $v_{12} = O_1 P \omega_1 = O_2 P \omega_2$

得： $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = O_2 P / O_1 P$

齿廓啮合基本定律：

互相啮合的一对齿轮在任一位置时的传动比，都与连心线 $O_1 O_2$ 被其啮合齿廓的在接触处的公法线所分成的两段成反比。



P也称为节点。



如果要求传动比为常数，则应使  $O_2 P / O_1 P$  为常数。

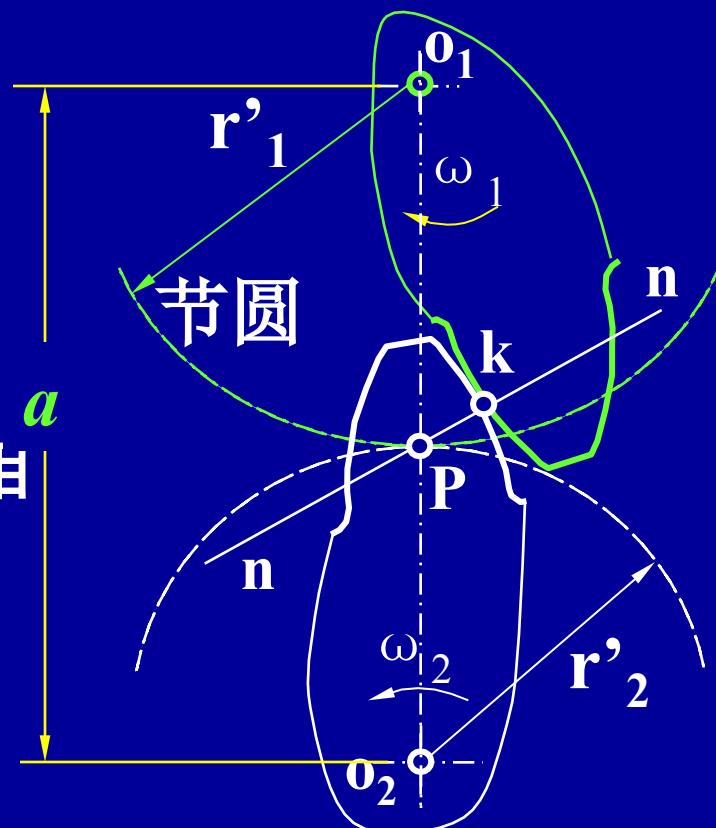
由于  $O_2$ 、 $O_1$  为定点，故节点  $P$  必需为一个定点。

节圆：

设想在  $P$  点放一只笔，则笔尖在两个齿轮运动平面内所留轨迹。

两节圆相切于  $P$  点，且两轮节点处速度相同，故两节圆作纯滚动。

中心距： $a = r'_1 + r'_2$





## 2. 齿廓曲线的选择

理论上，满足齿廓啮合定律的曲线有无穷多，但考虑到便于制造和检测等因素，工程上只有极少数几种曲线可作为齿廓曲线，其中应用最广的是渐开线，其次是摆线(仅用于钟表)和变态摆线(摆线针轮减速器)，近年来提出了圆弧和抛物线。

渐开线齿廓的提出已有近两百多年的历史，目前还没有其它曲线可以替代。主要在于它具有很好的传动性能，而且便于制造、安装、测量和互换使用等优点。本章只研究渐开线齿轮。



§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



### 一、渐开线的形成和特性

一条直线在圆上作纯滚动时，直线上任一点的轨迹 —— 渐开线

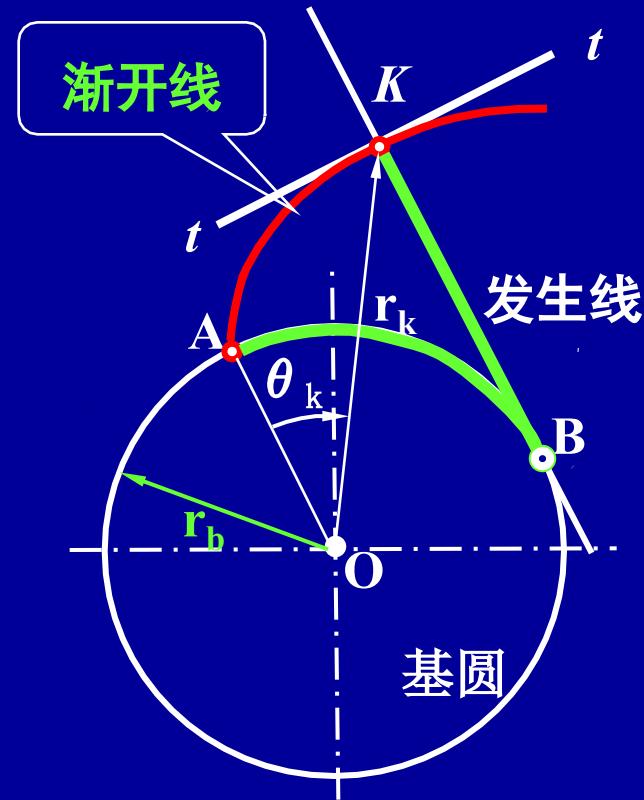
BK — 发生线，基圆 —  $r_b$

$\theta_k$  — AK段的展角

### 2. 渐开线的特性

①  $\widehat{AB} = \overline{BK}$ ; 纯滚动，无滑动

② 纯滚动时，B为瞬心，K点速度沿t-t线，是渐开线的切线，故BK为法线，且B点为曲率中心，BK为曲率半径，因发生线始终切于基圆，故渐开线上任意点的法线切于基圆；



③定义：啮合时K点正压力方向与速度方向所夹锐角为渐开线上该点之压力角 $\alpha_k$ 。

因齿轮定轴转动，故K点速度方向与 $ok$ 垂直

$$r_b = r_k \cos \alpha_k \quad \cos \alpha_k = r_b / r_k$$

④离中心越远，渐开线上的压力角越大。

K离中心越远 $r_k \uparrow \rightarrow r_b/r_k \downarrow \rightarrow \cos \alpha_k \downarrow \rightarrow \alpha_k \uparrow$

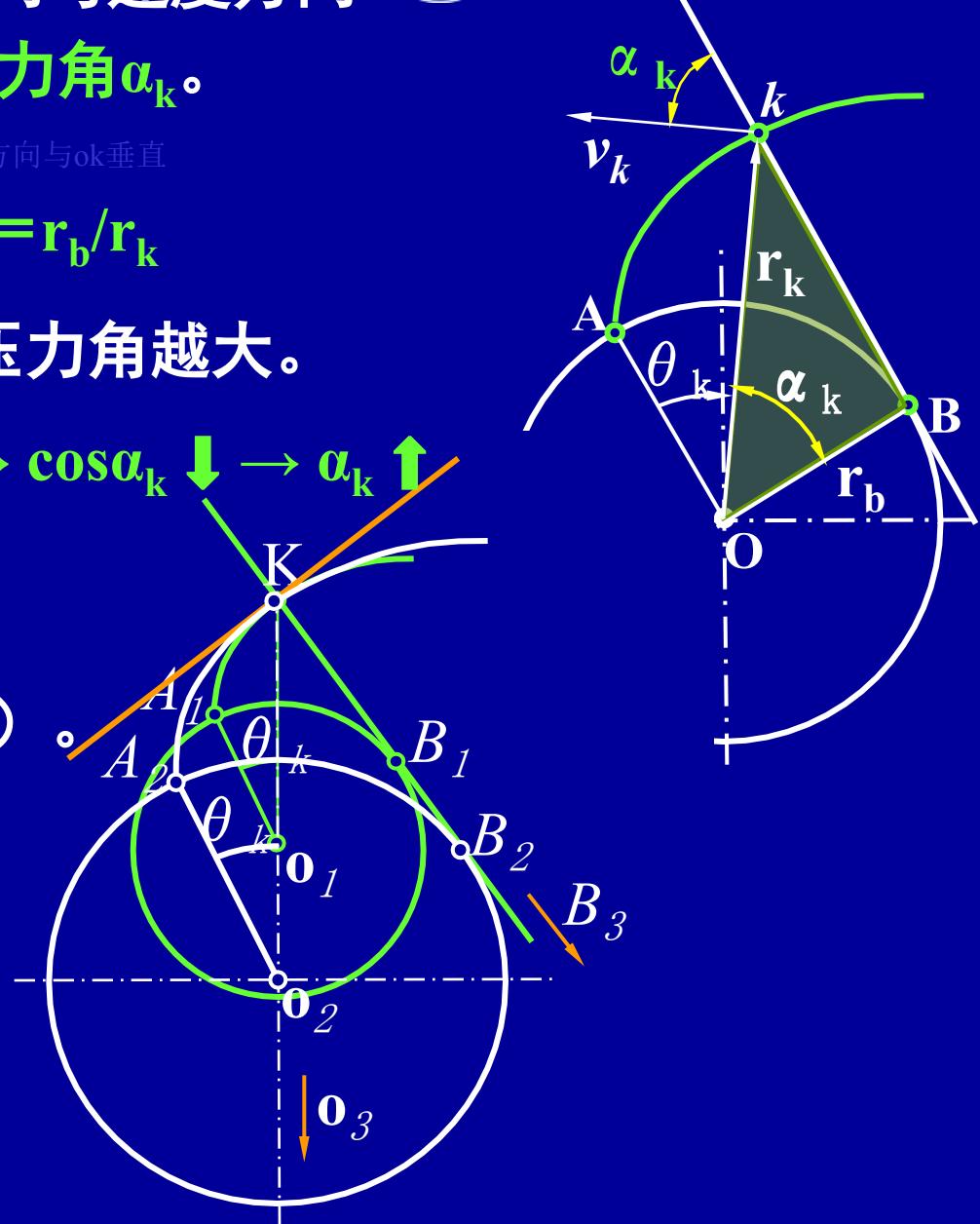
⑤渐开线形状取决于基圆

基圆越大，曲率半径BK越大，渐开线趋近直线

当 $r_b \rightarrow \infty$ ，变成直线（齿条）。

⑥基圆内无渐开线。

⑦同一基圆上任意两条渐开线公法线处处相等。



# ⑦同一基圆上任意两条渐开线的公法线处处相等。

两条反向渐开线,

$$\begin{aligned}\overline{AB} &= \overline{AN_1} + \overline{N_1B} \\ \overline{AB} &= \overline{AN_2} + \overline{N_2B} \\ \therefore \quad A_1B_1 &= A_2B_2\end{aligned}$$

由性质①和②有:

- 1.发生线与弧长相等
- 2.渐开线任一点发现切于基圆

两条同向渐开线:

$$\begin{aligned}\overline{A_1E_1} &= \overline{A_2E_2} \\ B_1E_1 &= A_1E_1 - A_1B_1 \\ B_2E_2 &= A_2E_2 - A_2B_2\end{aligned}$$

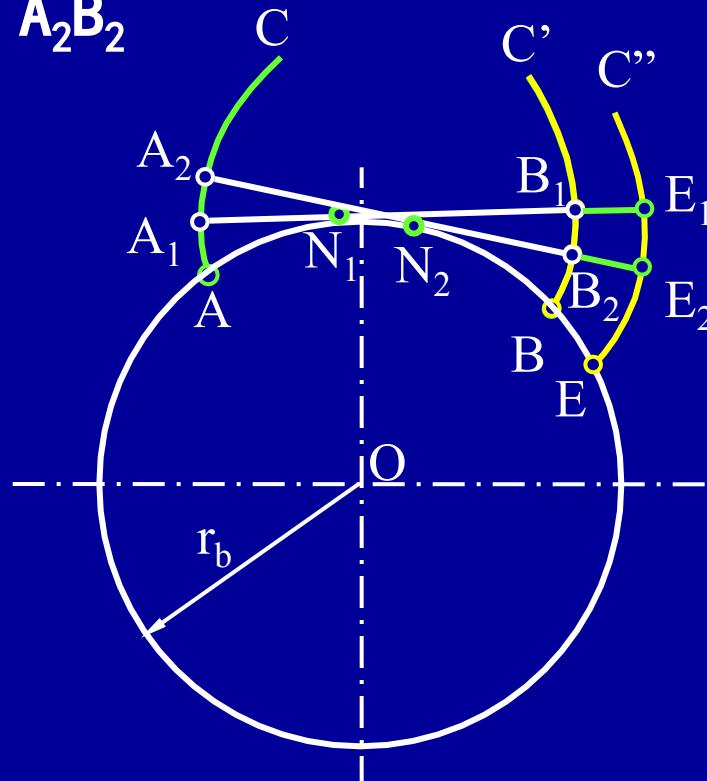
由上面的到的结论推到

$$\left. \begin{aligned} B_1E_1 &= B_2E_2 \end{aligned} \right\}$$

顺口溜:

弧长等于发生线,  
曲线形状随基圆,

基圆切线是法线,  
基圆内无渐开线。



## 二、渐开线齿廓的啮合特性

渐开线齿廓是否满足定角速比要求



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology

### 1. 渐开线齿廓满足定角速比要求

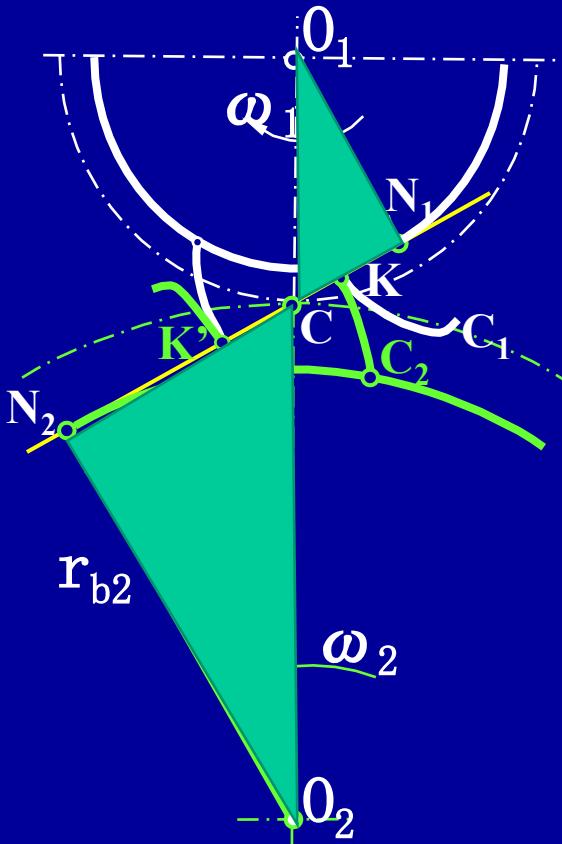
两齿廓在任意点K啮合时，过K作两齿廓的法线N<sub>1</sub>N<sub>2</sub>，是基圆的切线，为定直线。

因为基圆位置不变

两轮中心连线也为定直线，故交点C必为定点。 在位置K'时同样有此结论。

$$i_{12} = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = O_2 C / O_1 C = r_{b2}/r_{b1} = \text{const}$$

工程意义： $i_{12}$ 为常数可减少因速度变化所产生的附加动载荷、振动和噪音，延长齿轮的使用寿命，提高机器的工作精度。



要使两齿轮作定传动比传动，则两轮的齿廓无论在任何位置接触，过接触点所作公法线必须与两轮的连心线交于一个定点。



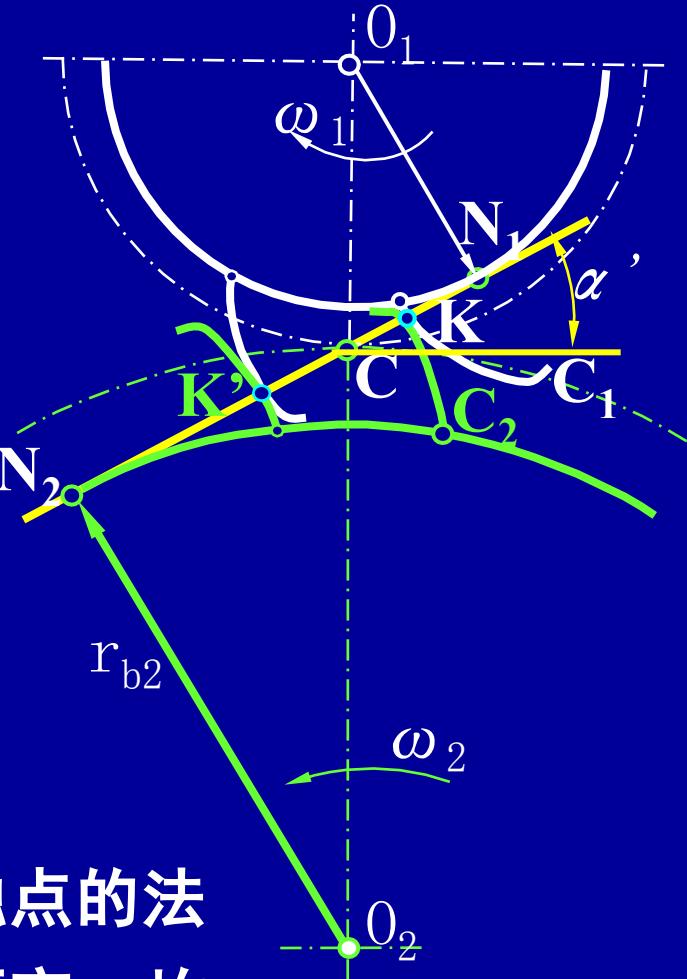
## 2. 齿廓间正压力方向不变

$N_1N_2$ 是啮合点的轨迹，  
称为**啮合线** 即啮合点为一条  
固定直线。

啮合线与节圆公切线之间的夹  
角 $\alpha'$ ，称为**啮合角**

实际上 $\alpha'$ 就是节圆上的压力角

由渐开线的性质可知：啮合线又是接触点的法  
线，正压力总是沿法线方向，而法线不变，故  
正压力方向不变。该特性对传动的平稳性有利。





### 3.运动可分性

$$\triangle O_1N_1P \cong \triangle O_2N_2P$$

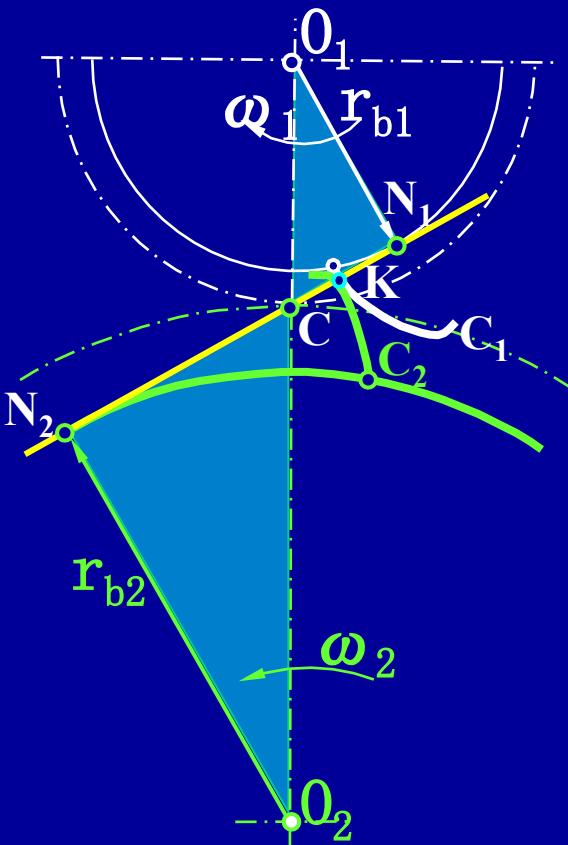
故传动比又可写成：

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = O_2C / O_1C = r_{b2} / r_{b1}$$

——基圆半径之反比。基圆半径是定值

实际安装中心距略有变化时，不影响  $i_{12}$ ，  
这一特性称为运动可分性，对加工和装配  
很有利。

由于上述特性，工程上广泛采用渐开线齿廓曲线。





§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



## 一. 外齿轮

### 1. 名称与符号

齿数和基圆 —  $z$ ;  $d_b$ ,  $r_b$

齿顶圆 —  $d_a$ ,  $r_a$

齿根圆 —  $d_f$ ,  $r_f$

齿厚 —  $s_k$  任意圆上的弧长

齿槽宽 —  $e_k$  弧长

齿距 (周节) —  $p_k = s_k + e_k$   $\pi d_k = z p_k$   
同侧齿廓弧长  $d_k = z p_k / \pi$

法向齿距 (周节) —  $p_n = p_b$  (基圆齿距)

分度圆——人为规定的计算基准圆

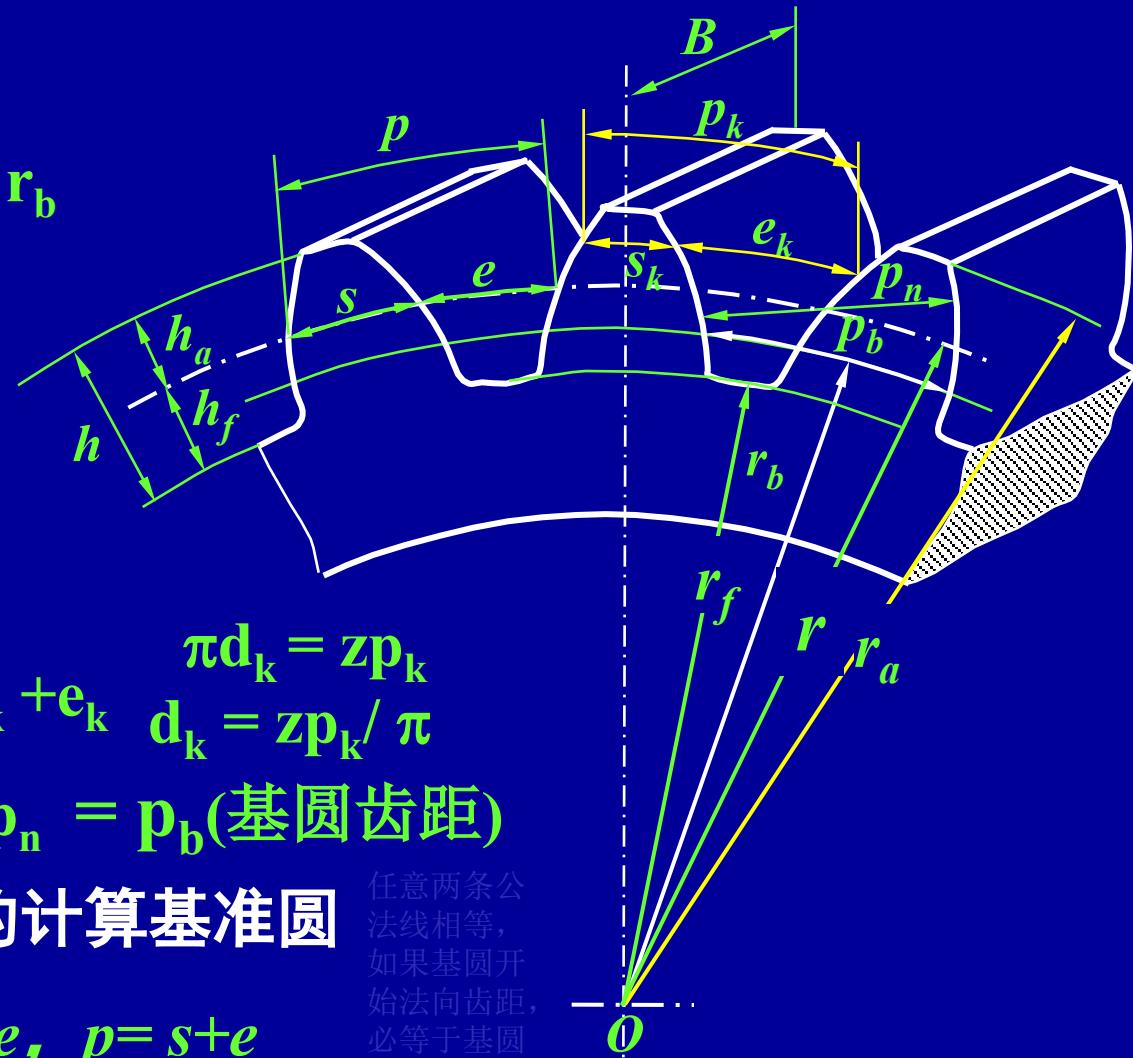
表示符号:  $d$ ,  $r$ ,  $s$ ,  $e$ ,  $p = s + e$

齿顶高  $h_a$

齿根高  $h_f$

齿全高  $h = h_a + h_f$

齿宽 —  $B$





## 分度圆的定义——人规定的计算基准圆

$$\pi d_k = z p_k, \quad d_k = z p_k / \pi$$

由上式可以发现，圆的直径根据参数取值不同也是不同的，甚至还有无理数，这样在计算压力角的时候，极其不利于计算，为了便于齿轮在设计、制造、互换中更为简便，因此人们规定了齿轮上的某一个圆，使它的直径为标准值（整数或有理数），这个圆就是前面提到的分度圆，分度圆上的压力角就简称为压力角 $\alpha$ ，分度圆上 $p$ 与 $\pi$ 的比值称为模数 $m$ 。

$\alpha$ 、 $m$ 以及齿数 $z$ 都是齿轮的标准参数，后面内容逐一说明。



## 2. 基本参数及其计算

① 齿数— $z$

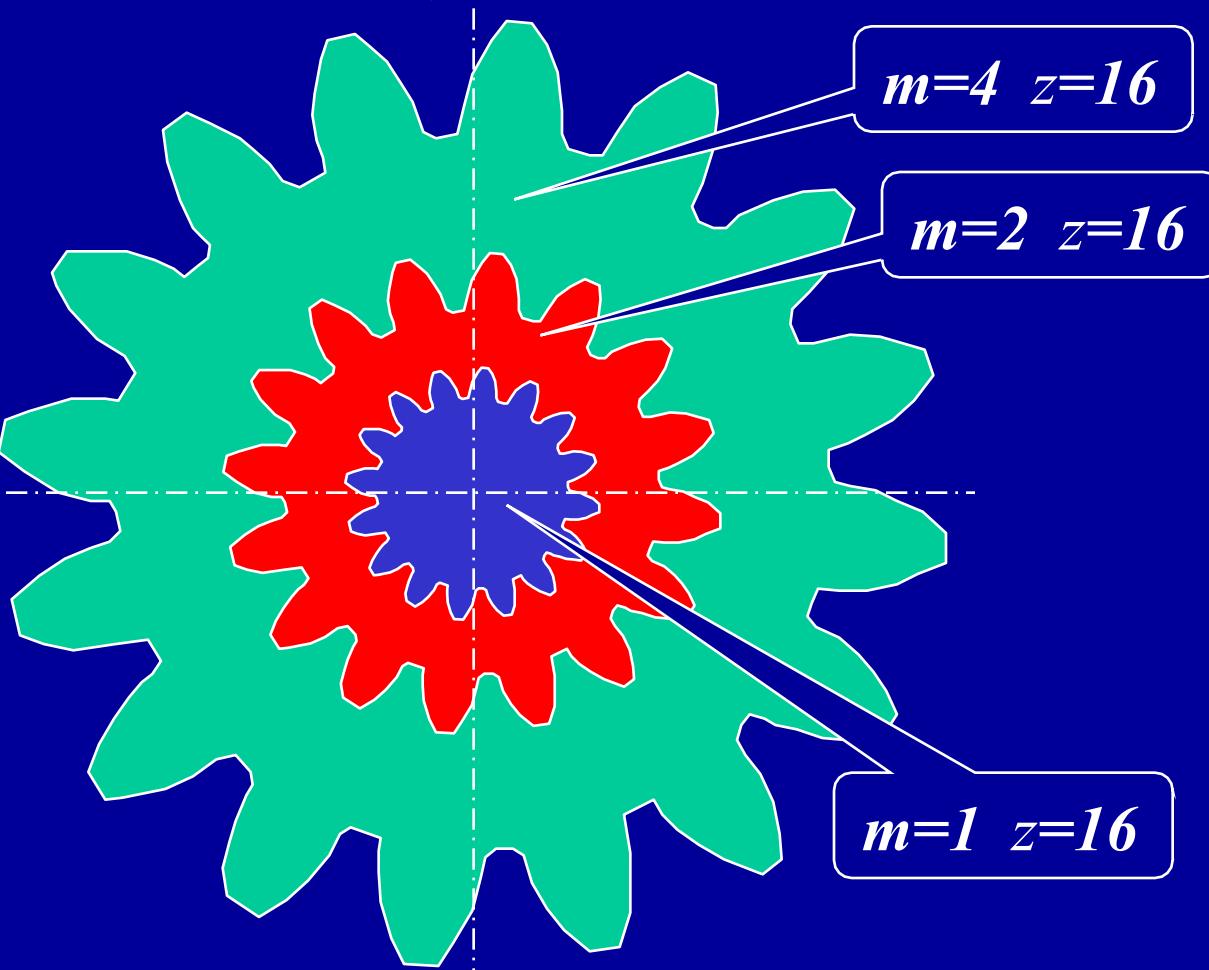
② 模数— $m$  分度圆周长:  $\pi d = z p$ ,  $\rightarrow d = z p / \pi$

人为规定:  $m = p / \pi$  只能取某些简单值, 称为模数  $m$ 。

于是有:

$$d = mz, \quad r = mz/2$$

模数的单位: mm, 它是决定齿轮尺寸的一个基本参数。齿数相同的齿轮, 模数大, 尺寸也大, 抗弯能力越强。





我国通过国家标准规定了模数m的系列取值。

标准模数系列表（GB/T 1357—2008）(单位：mm)

| 第一系列 | 1     | 1.25  | 1.5  | 2    | 2.5  | 3   | 4   | 5   | 6     | 8 | 10 |
|------|-------|-------|------|------|------|-----|-----|-----|-------|---|----|
|      | 12    | 16    | 20   | 25   | 32   | 40  | 50  |     |       |   |    |
| 第二系列 | 1.125 | 1.375 | 1.75 | 2.25 | 2.75 | 3.5 | 4.5 | 5.5 | (6.5) | 7 | 9  |
|      | 11    | 14    | 18   | 22   | 28   | 35  | 45  |     |       |   |    |

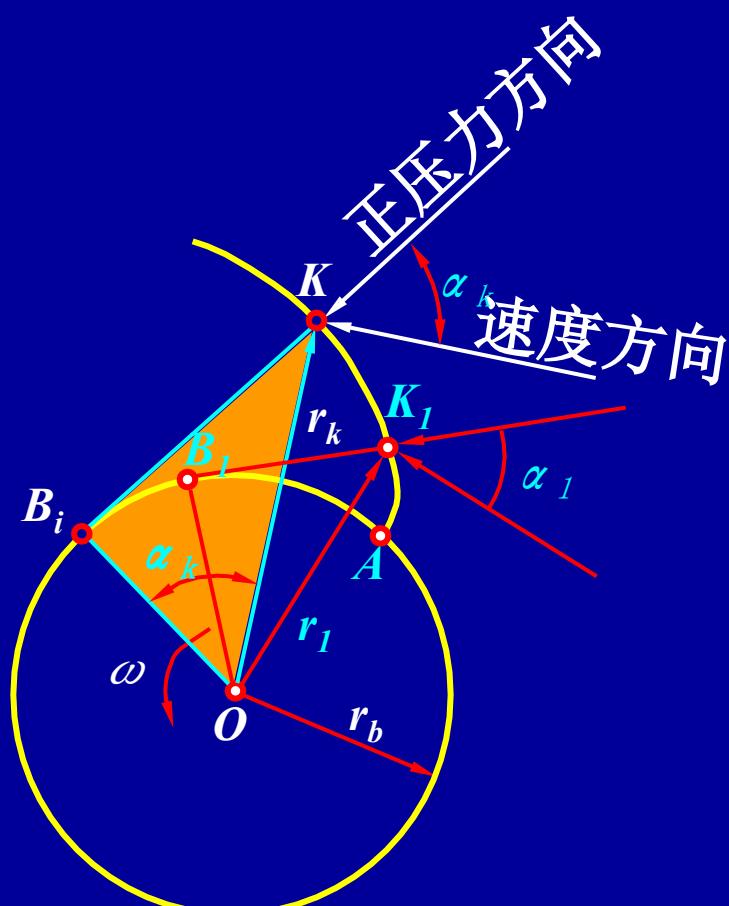
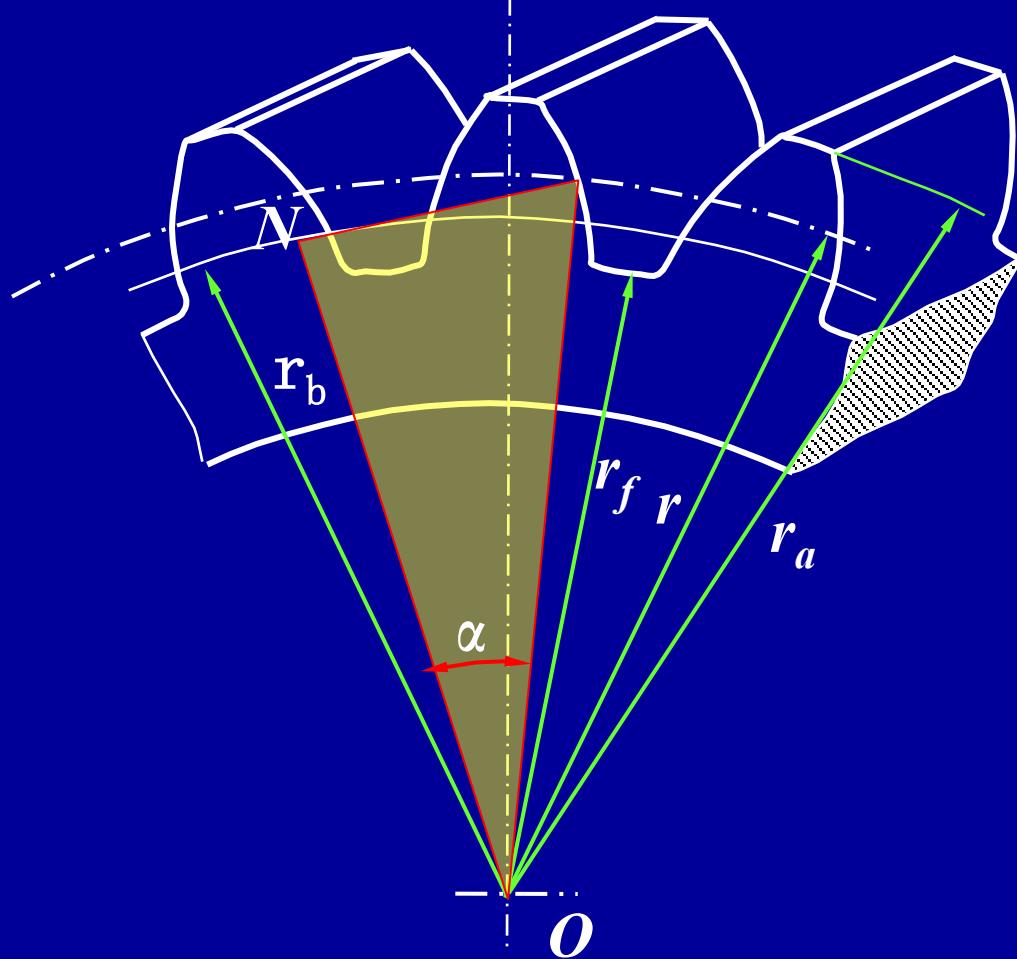


### ③分度圆压力角

由  $r_b = r_k \cos \alpha_k$  得:  $\alpha_k = \arccos(r_b/r_k)$

对于同一条渐开线:  $r_k \downarrow \rightarrow \alpha_k \downarrow \quad \alpha_b = 0$

定义分度圆压力角为齿轮的压力角:





$$\alpha = \arccos(r_b/r)$$

或  $r_b = r \cos \alpha$ ,  $d_b = d \cos \alpha$

对于分度圆大小相同的齿轮，  
如果  $\alpha$  不同，则基圆大小将不  
同，因而其齿廓形状也不同。

$\alpha$  是决定渐开线齿廓形状的一个重要参数。

我国国家标准规定分度圆上压力角的标准值： $\alpha = 20^\circ$

由  $d = mz$  知：  $m$  和  $z$  一定时，分度圆是一个大小唯一确定的圆。

由  $d_b = d \cos \alpha$  可知，基圆也是一个大小唯一确定的圆。

称  $m$ ,  $z$ ,  $\alpha$  为渐开线齿轮的三个基本参数。

标准齿轮

1. 分度圆模数、压力角为标准值；
2. 具有标准的齿顶高和齿根高；
3. 分度圆齿厚等于齿槽宽。

不能同时具备上述特征的直齿轮都是非标准齿轮。

# 轮齿各高度尺寸的计算

分度圆直径:  $d=mz$

齿顶高:  $h_a=h_a^*m$

齿顶高系数:  $h_a^*$

正常齿:  $h_a^*=1$

短齿制:  $h_a^*=0.8$

齿根高:  $h_f=(h_a^*+c^*)m$

顶隙系数:  $c^*$

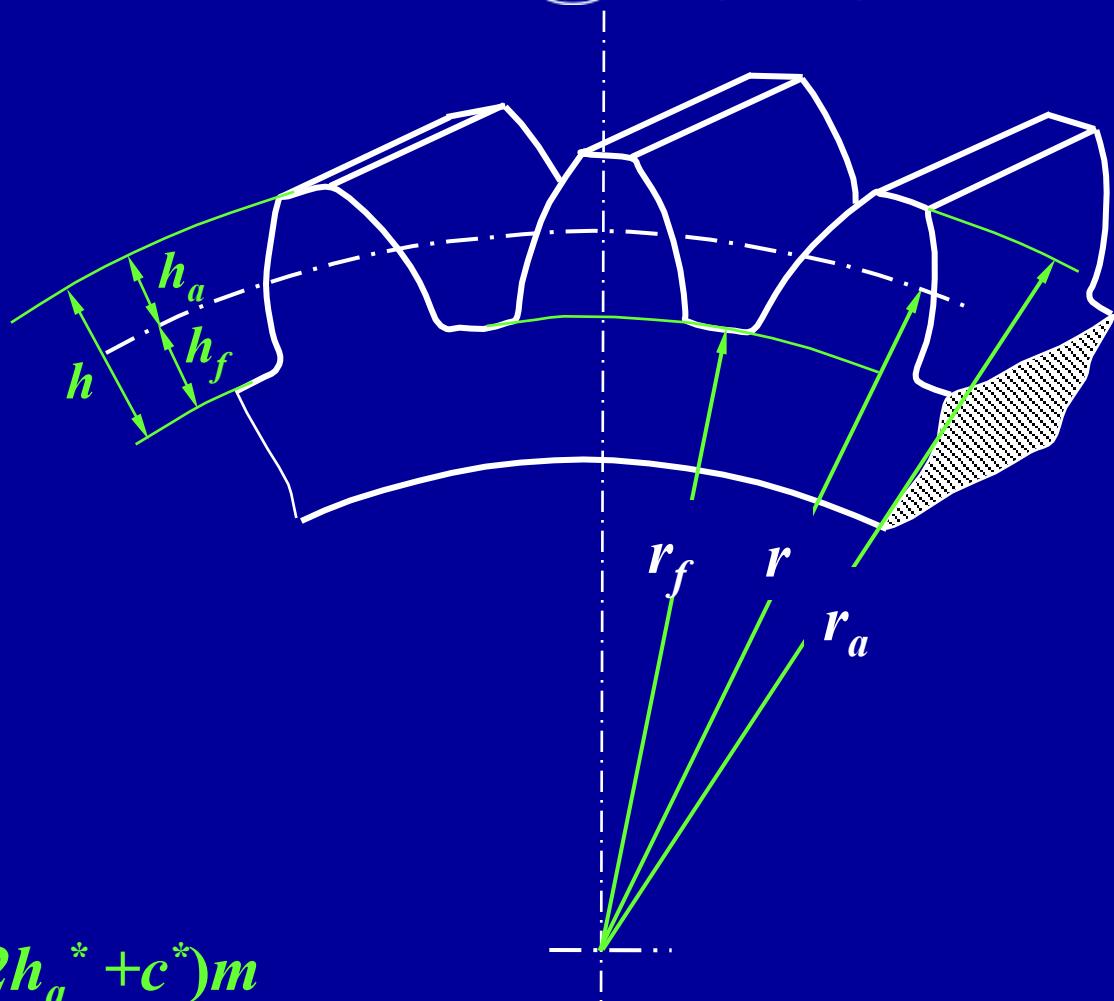
正常齿:  $c^*=0.25$

短齿制:  $c^*=0.3$

全齿高:  $h=h_a+h_f=(2h_a^*+c^*)m$

齿顶圆直径:  $d_a=d+2h_a=(z+2h_a^*)m$

齿根圆直径:  $d_f=d-2h_f=(z-2h_a^*-2c^*)m$





基圆直径:

由  $r_b = r_k \cos \alpha_k$  可得:  $d_b = d \cos \alpha$

$$d_b = d \cos \alpha = m z \cos \alpha$$

法向齿距:

$$p_n = p_b$$

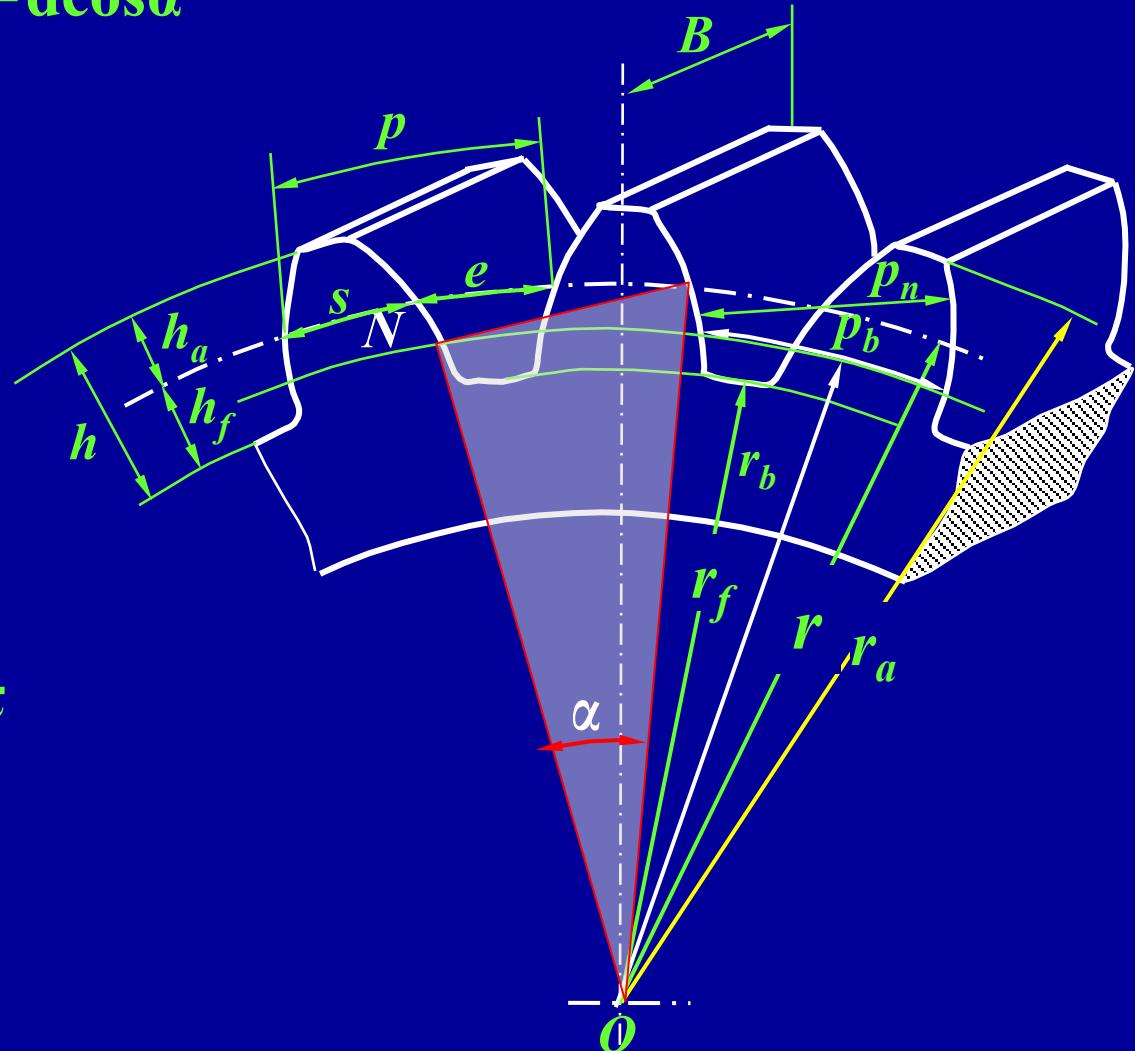
$$= \pi d_b / z$$

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

$$\because m = p / \pi \quad \therefore p = m \pi$$

$$= p \cos \alpha$$

统一用  $p_b$  表示





## 二、齿条

$z \rightarrow \infty$ 的特例。齿廓曲线（渐开线） $\rightarrow$ 直线

**特点：** 齿廓是直线，各点法线和速度方向线平行

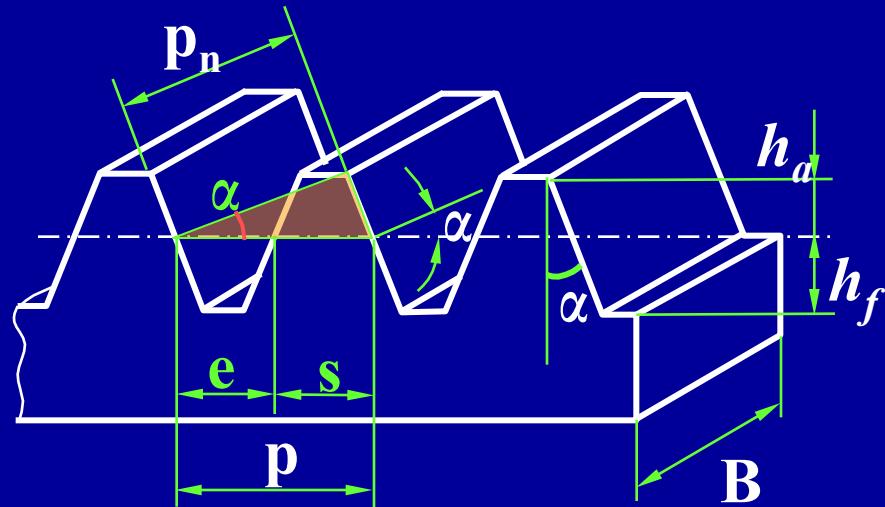
1) 压力角处处相等，且等于齿形角，  $\alpha$ 为常数。

2) 齿距处处相等:  $p = \pi m$        $p_n = p \cos \alpha$

其它参数的计算与外齿轮相同, 如:

$$s = \pi m / 2 \quad e = \pi m / 2$$

$$h_a = h_{a^*} m \quad h_f = (h_{a^*} + c^*) m$$





### 三、内齿轮

结构特点：轮齿分布在空心圆柱体内表面上。

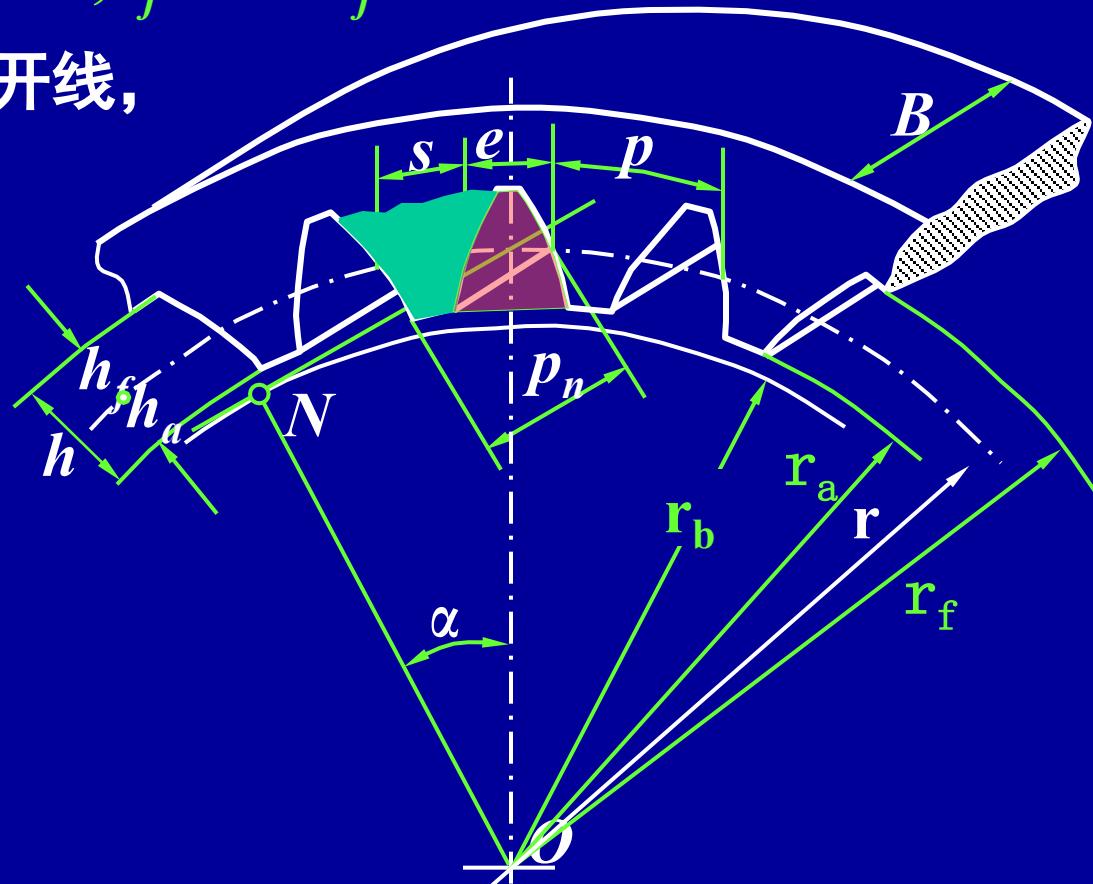
不同点：

1) 轮齿与齿槽正好与外齿轮相反。

2)  $d_f > d > d_a$  ,  $d_a = d - 2h_a$  ,  $d_f = d + 2h_f$

3) 为保证齿廓全部为渐开线，

要求  $d_a > d_b$  。





§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构

## §4-5 渐开线标准齿轮的啮合

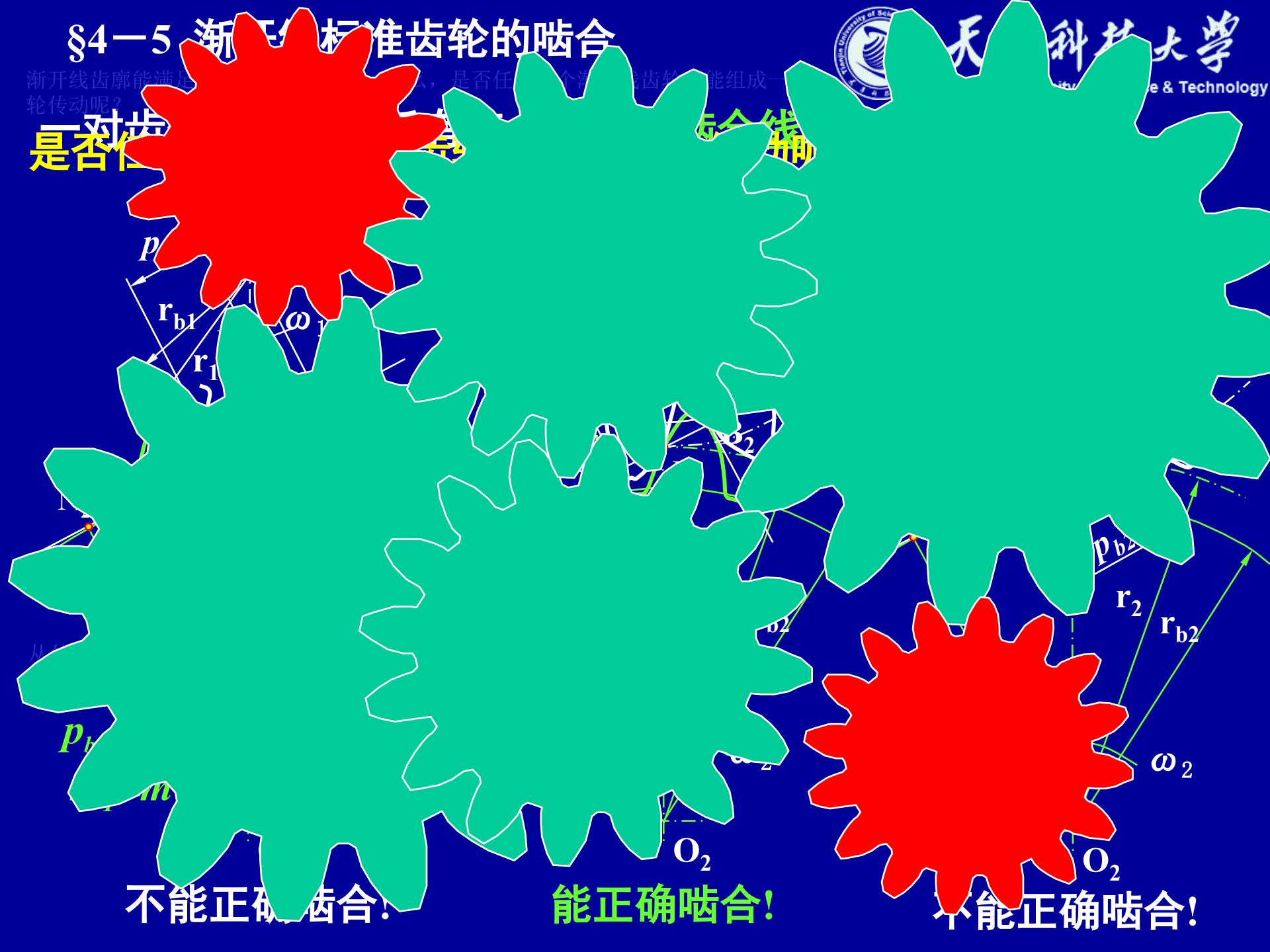


科技大学

Technology & Technology

渐开线齿廓能满足  
轮传动呢？

一对齿  
是否能



不能正确啮合！

能正确啮合！

不能正确啮合！

# 一. 正确啮合条件



要使进入啮合区内的各对齿轮都能正确地进入啮合，两齿轮的相邻两齿同侧齿廓间的法向距离应相等：

$$B_1B_2 = p_{b1} = \pi d_{b1}/z_1 \quad ① \quad B_1B_2 = p_{b2} = \pi d_{b2}/z_2 \quad ②$$

将①式上下都乘以一个分度圆直径 $d_1$ 则变为：

$$\frac{\pi d_1}{z_1} \frac{d_{b1}}{d_1} = p_1 \cos\alpha_1 = \pi m_1 \cos\alpha_1$$

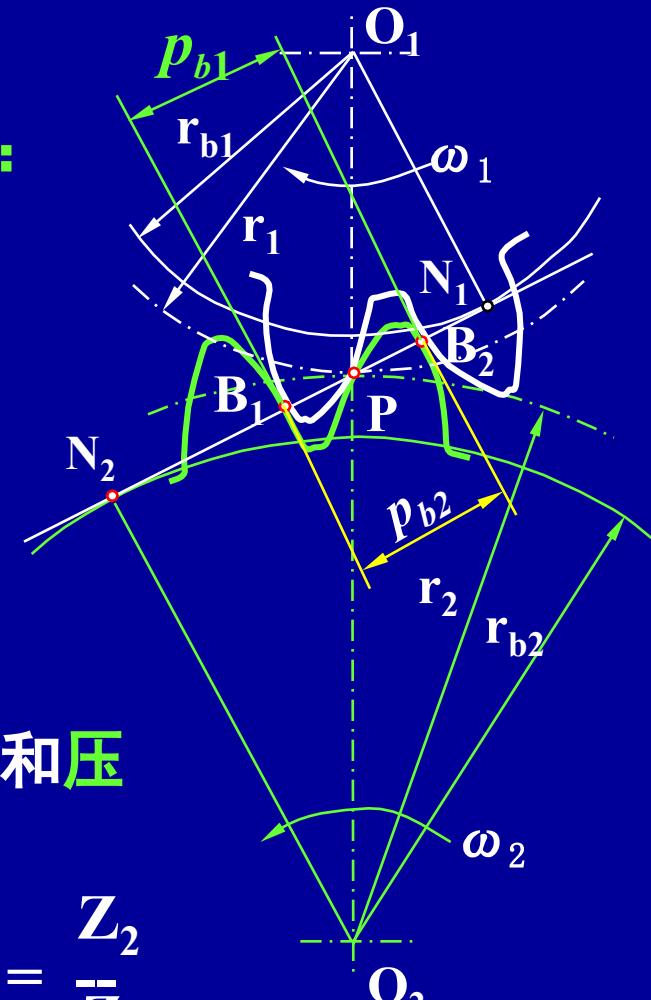
同理最后可得：  $m_1 \cos\alpha_1 = m_2 \cos\alpha_2$

因 $m$ 和 $\alpha$ 都取标准值，使上式成立的条件为：

结论：  $m_1 = m_2$  ,  $\alpha_1 = \alpha_2$

一对渐开线齿轮的正确啮合条件是它们模数和压力角应分别相等。

传动比：  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d'_2}{d'_1} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$



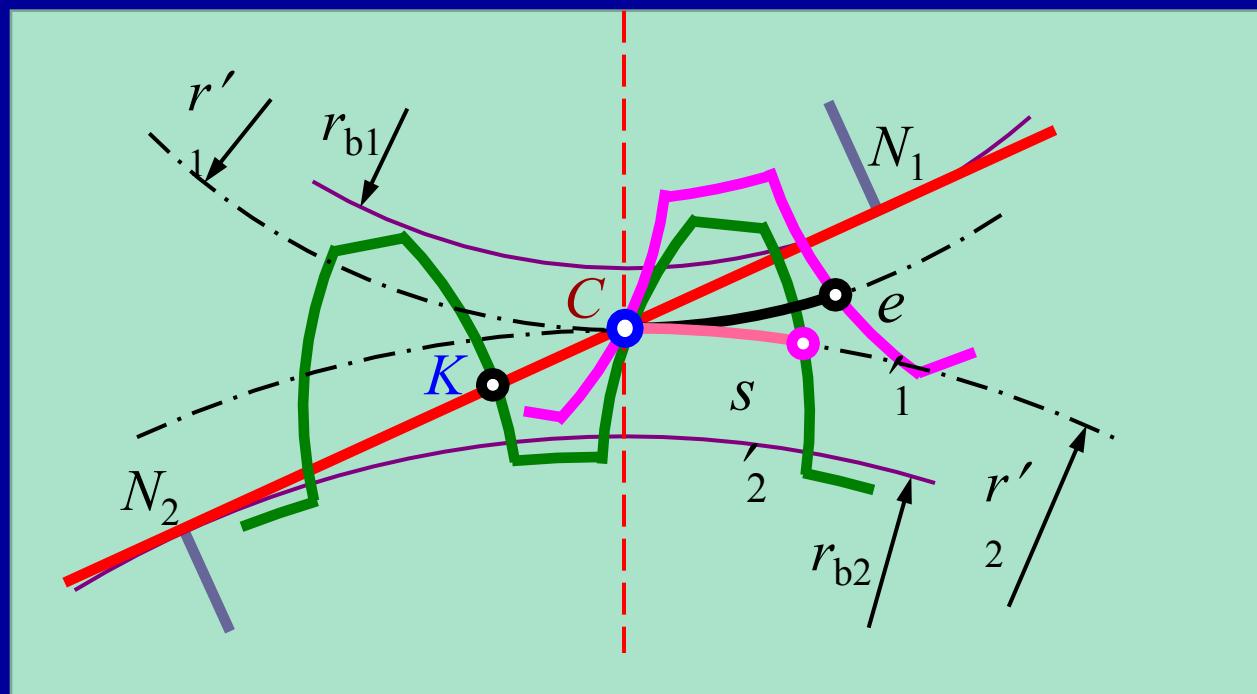
## 二. 标准中心距



齿轮啮合传动时，为了在啮合齿廓之间形成润滑油膜，避免因轮齿摩擦发热膨胀而卡死，齿廓之间必须留有间隙，此间隙称为齿侧间隙。

齿侧间隙的度量，节圆齿侧侧隙：一轮节圆上的齿槽宽与另一轮节圆上的齿厚之差

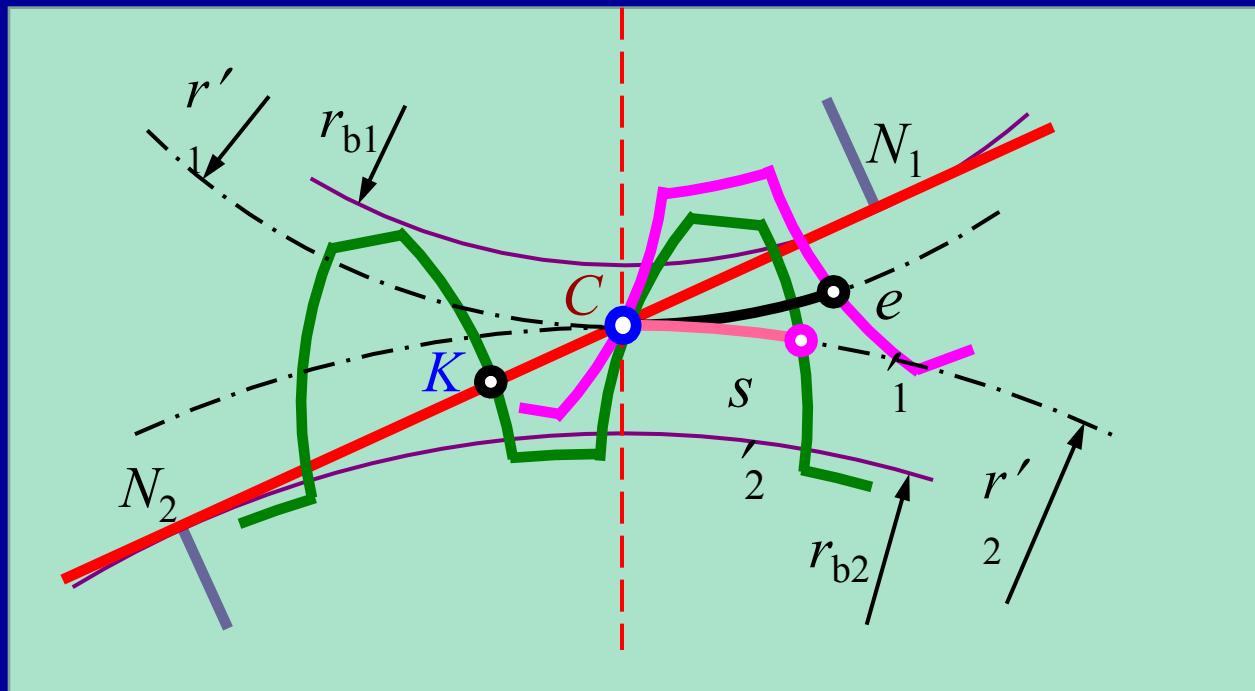
$$j_t = e'_1 - s'_2$$





但是，齿侧间隙的存在会产生齿间冲击，影响齿轮传动的平稳性。因此，这个间隙只能很小，通常由齿轮公差来保证。对于齿轮运动设计仍按无齿侧间隙进行设计。

$$s'_1 = e'_2, \quad s'_2 = e'_1$$





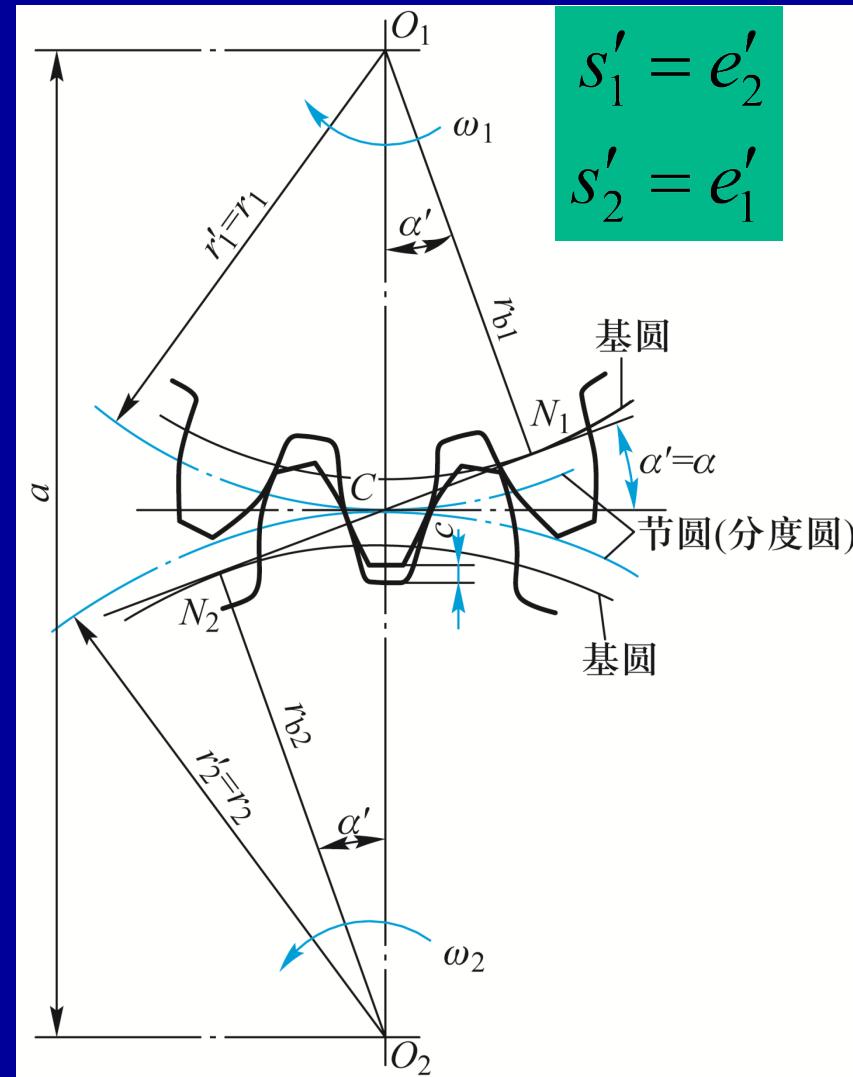
一对模数、压力角分别相等的外啮合标准齿轮，因其分度圆上的齿厚等于齿槽宽，若将两齿轮安装成其分度圆相切的位置，两轮的节圆与分度圆重合，则满足无侧隙条件。

标准齿轮的这种安装称为标准安装，相应的中心距称为标准中心距：

$$a = r'_1 + r'_2 = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

顶隙为标准值：

$$c = c^* m = h_f - h_a$$





### 三、重合度

轮齿在从动轮顶圆与 $N_1N_2$  线交点 $B_2$ 处进入啮合，主动轮齿根推动从动轮齿顶。随着传动的进行，啮合点沿 $N_1N_2$  线移动。  
在主动轮顶圆与 $N_1N_2$  线交点处 $B_1$ 脱离啮合。主动轮：啮合点从齿根走向齿顶，而在从动轮，正好相反。

#### 1.一对轮齿的啮合过程

$B_2$  ---起始啮合点

$B_1$ ---终止啮合点

$B_1B_2$  —实际啮合线

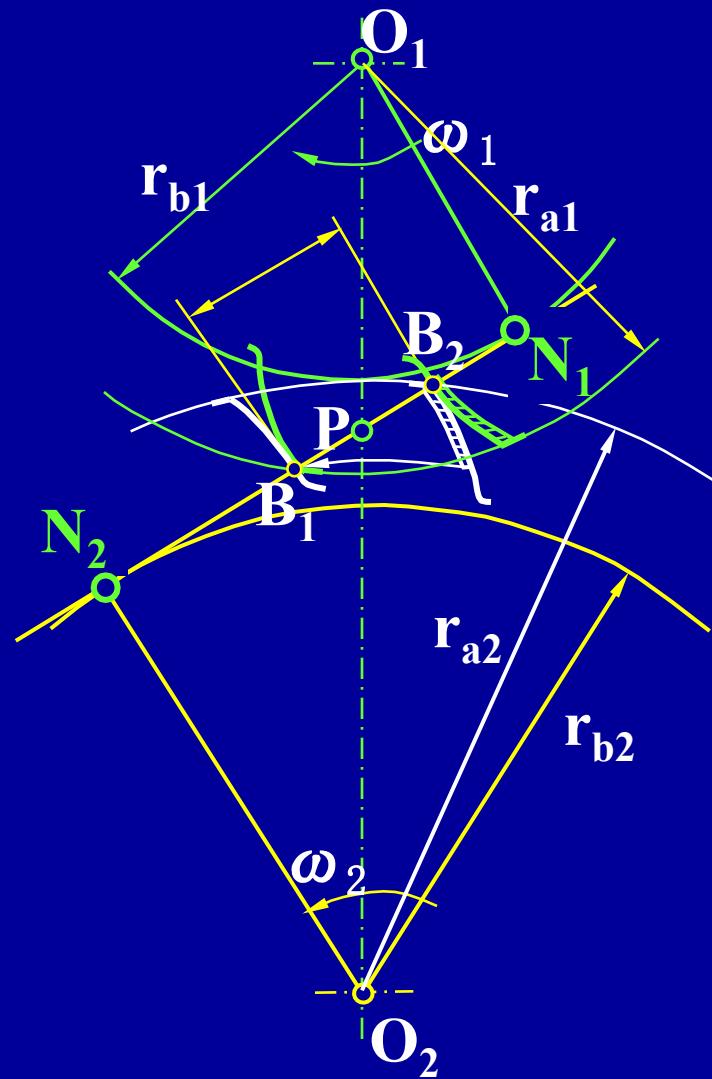
$N_1N_2$  : 因基圆内无渐开线

理论上可能的最长啮合线段--

理论啮合线段

$N_1$ 、 $N_2$  —啮合极限点

阴影线部分—齿廓的实际工作段。





## 2. 连续传动条件

一对轮齿啮合传动的区间是有限的。要保证齿轮连续转动，则在前一对轮齿脱离啮合之前，后一对轮齿必须及时地进入啮合。

为保证连续传动，要求：

实际啮合线段  $B_1B_2 \geq p_b$  (齿轮的法向齿距)，

即：  $B_1B_2/p_b \geq 1$

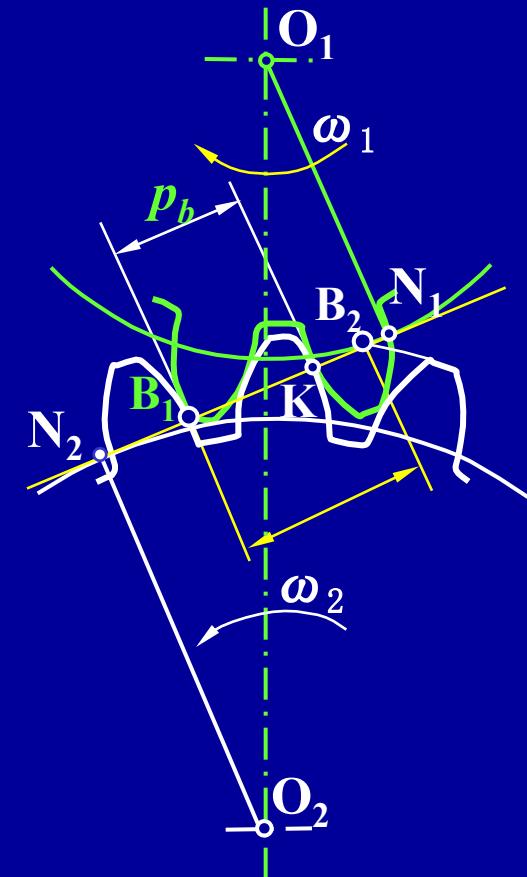
定义：  $\varepsilon = B_1B_2/p_b$  为一对齿轮的重合度

一对齿轮的连续传动条件是：  $\varepsilon \geq 1$

从理论上讲，重合度为1就能保证连续传动，但齿轮制造和安装有误差

为保证可靠工作，工程上要求：  $\varepsilon \geq [\varepsilon]$

$[\varepsilon]$  的推荐值：



| 使用场合            | 一般机械制造业 | 汽车拖拉机   | 金属切削机 |
|-----------------|---------|---------|-------|
| $[\varepsilon]$ | 1.4     | 1.1~1.2 | 1.3   |

采用标准齿轮，总是有：  $\varepsilon \geq 1$  故不必验算。



§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

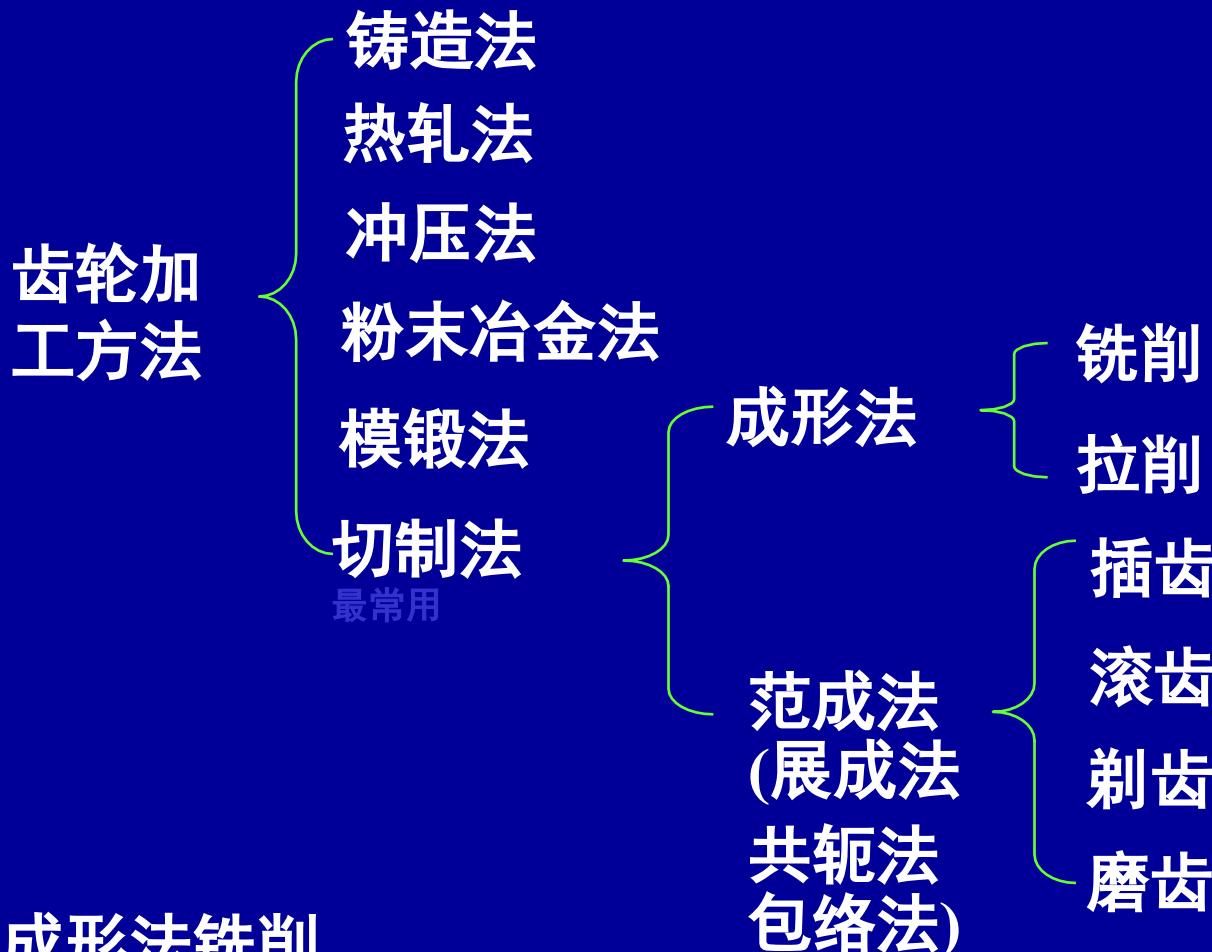
§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

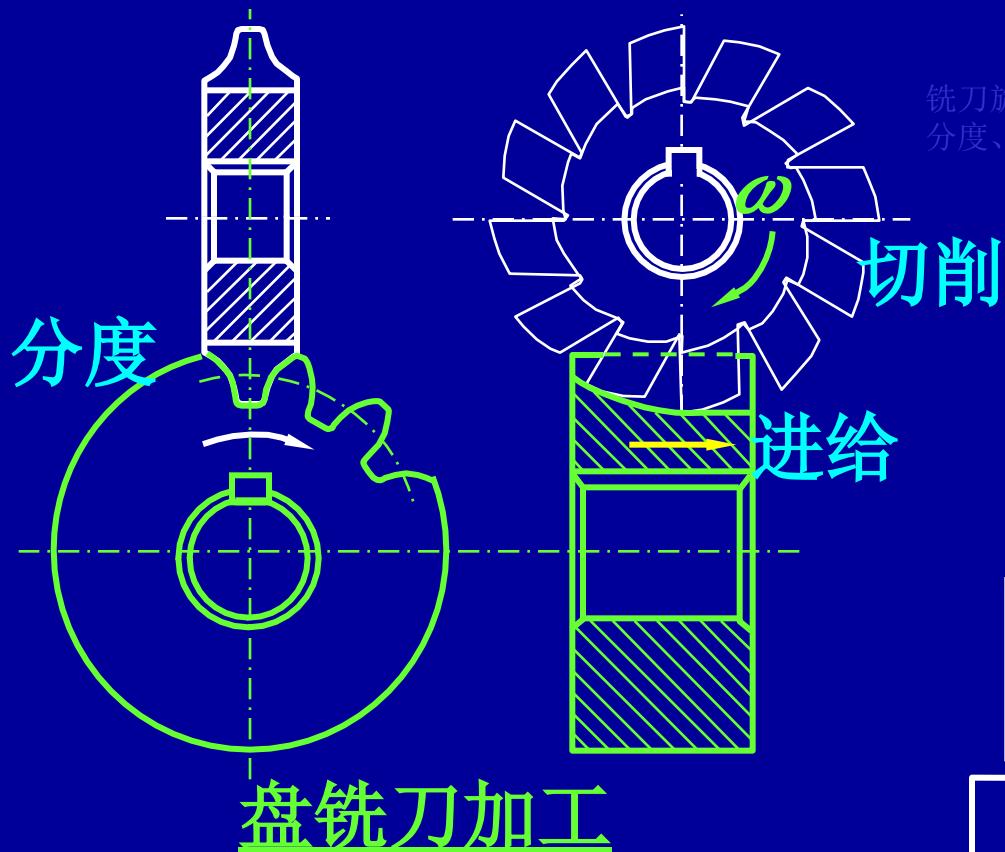
§4-9 圆锥齿轮机构



### 一、成形法铣削

盘铣刀

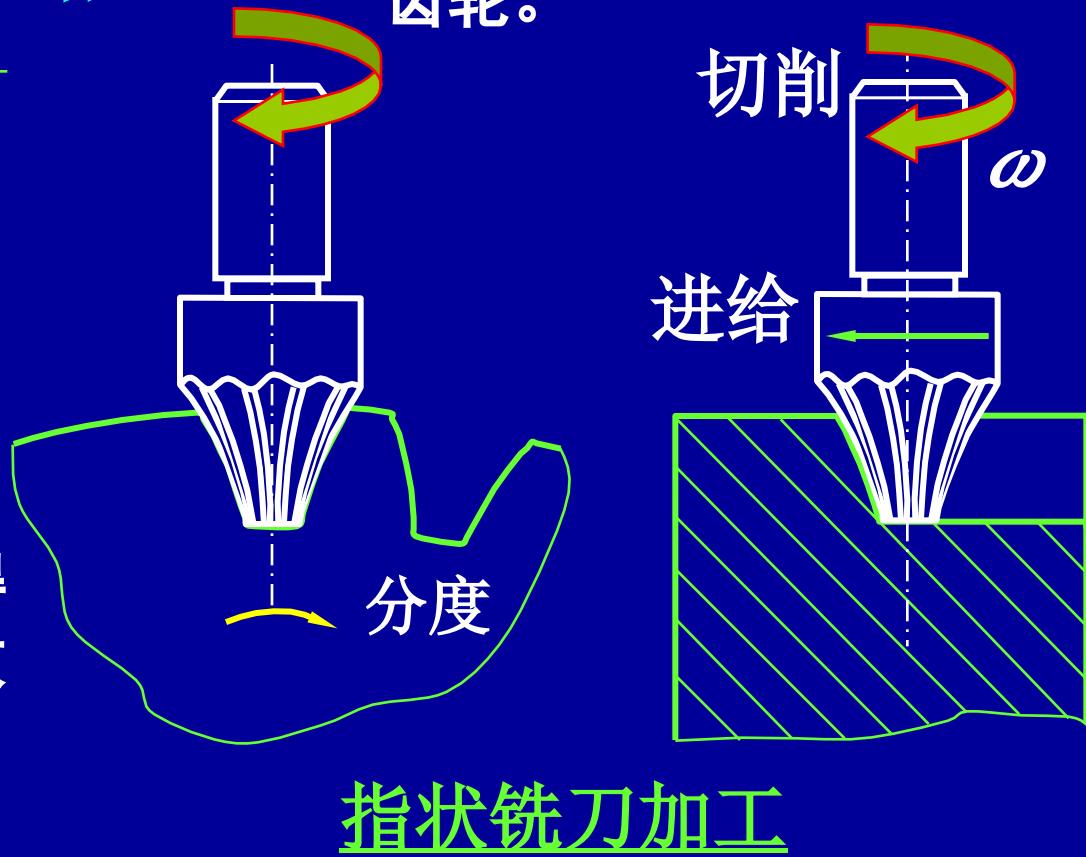
指状铣刀



由 $d_b=mz\cos\alpha$ 可知，渐开线形状随齿数变化。要想获得精确的齿廓，加工一种齿数的齿轮，就需要一把刀具。这在工程上是不现实的。

铣刀旋转，工件进给  
分度、断续切削。

适用于加工大模数  
 $m>20$  的齿轮和人字  
齿轮。





## 8把一组各号铣刀切制齿轮的齿数范围

| 铣刀<br>号数       | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7      | 8          |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|------------|
| 所切<br>齿轮<br>齿数 | 12~13 | 14~16 | 17~20 | 21~25 | 26~34 | 35~54 | 55~134 | $\geq 135$ |

成形法加工的特点：

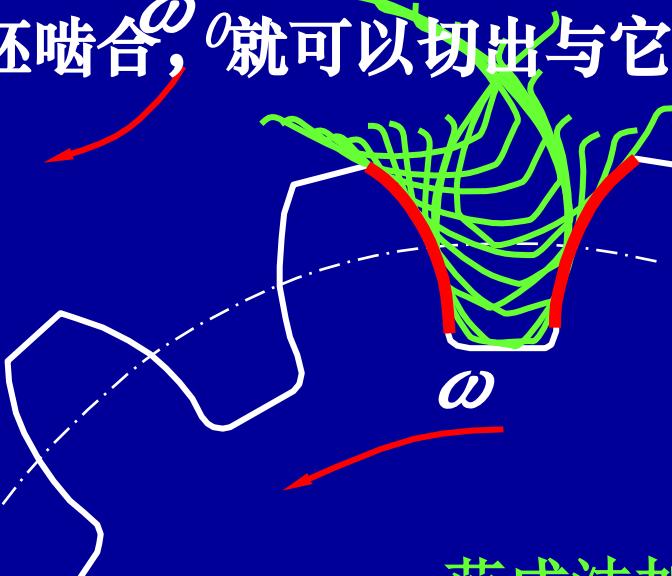
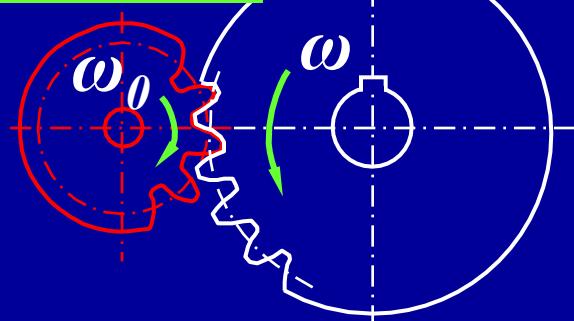
产生齿形误差和分度误差，精度较低，加工不连续，生产效率低。适于单件生产。



## 二、范成法

1. 范成法(展成法)是利用一堆齿轮(齿廓或齿条)相互啮合时,切其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿的。即把其中一个齿轮(齿条)做成刀具,与另一给齿轮胚啮合,就可以切出与它共轭的渐开线齿廓。

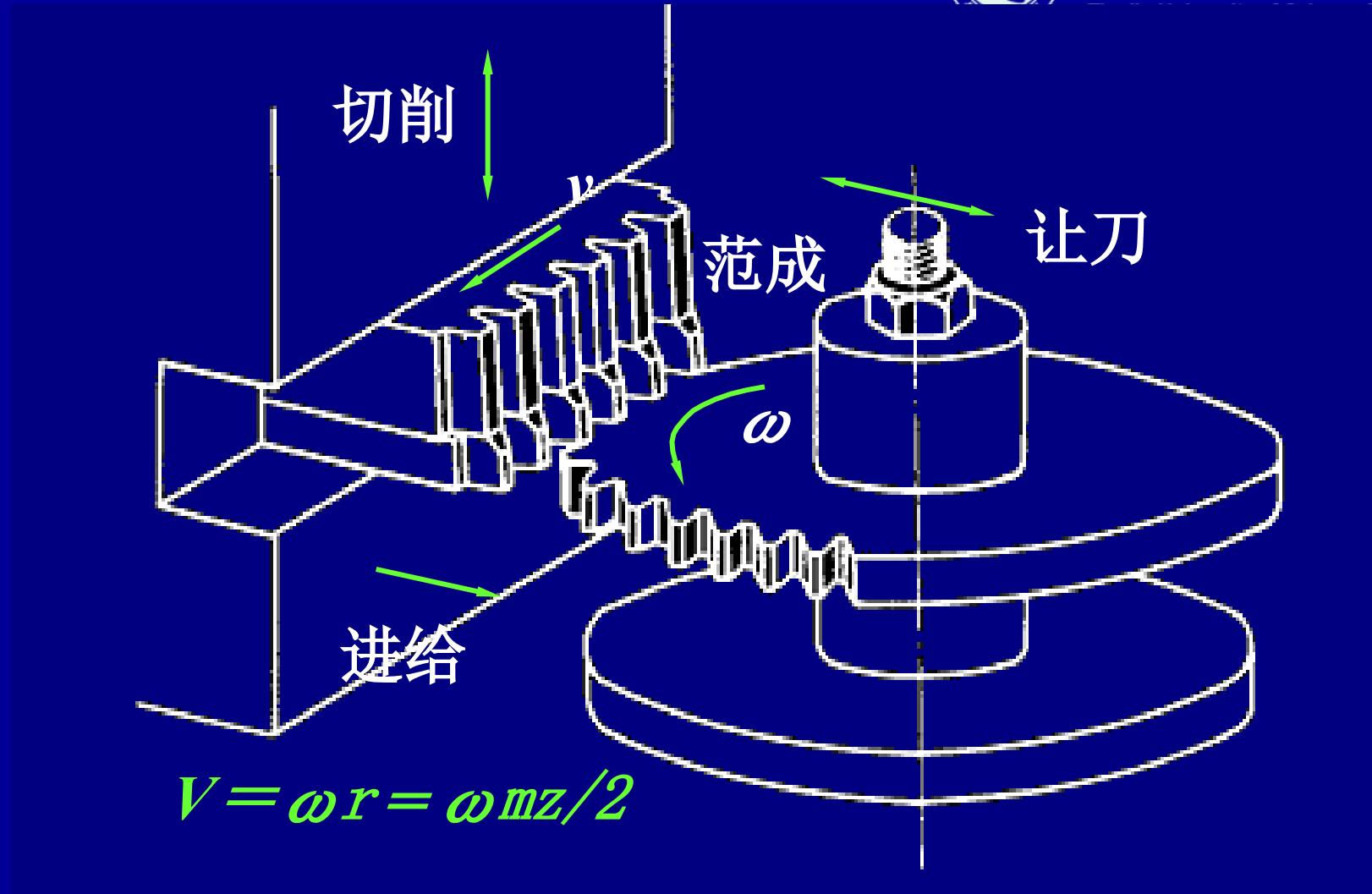
范成运动



范成法加工  
原理演示

$$i = \omega_0 / \omega = z/z_0 \quad \text{齿轮插刀加工}$$

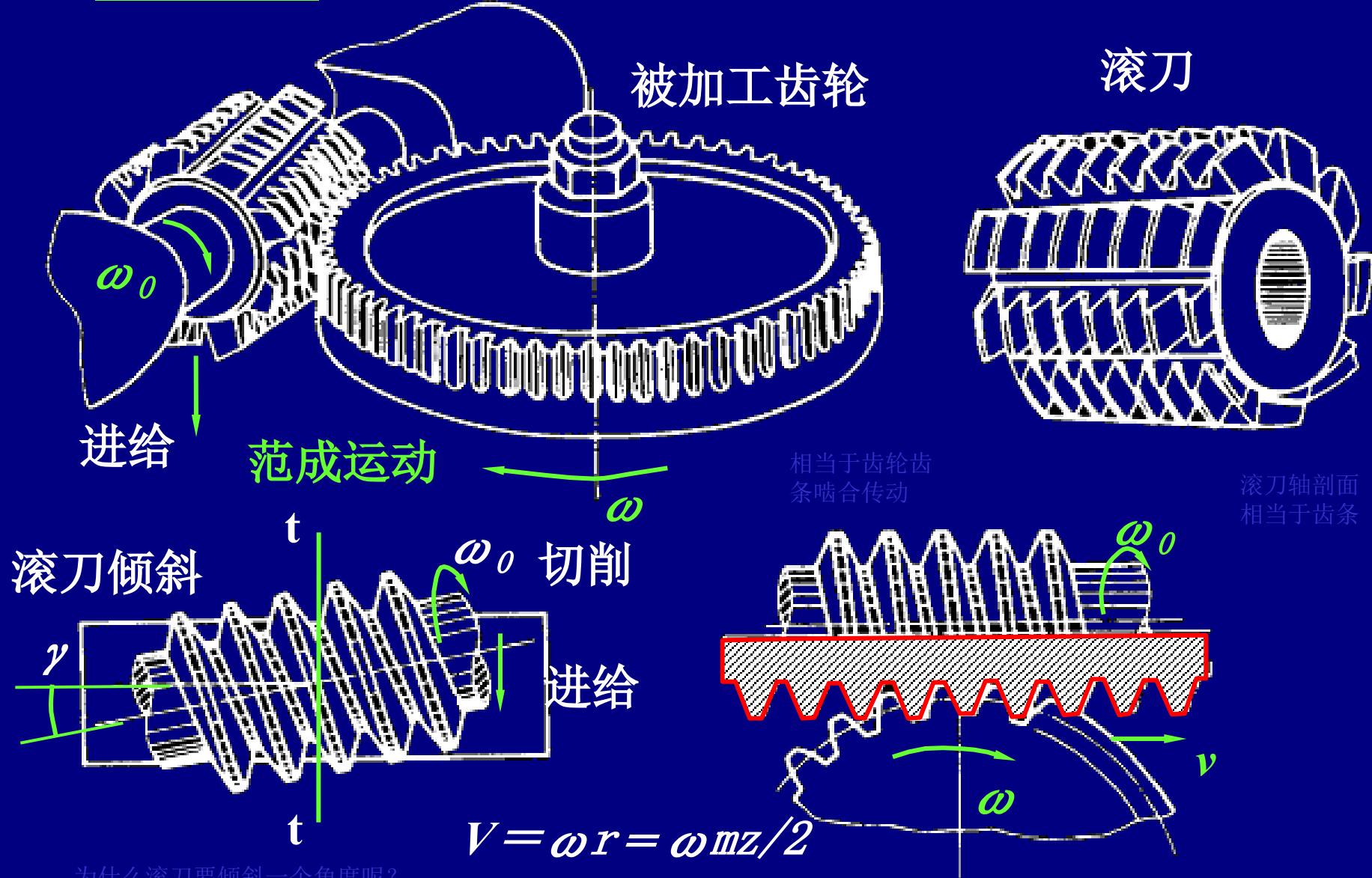
## 2. 齿条插刀

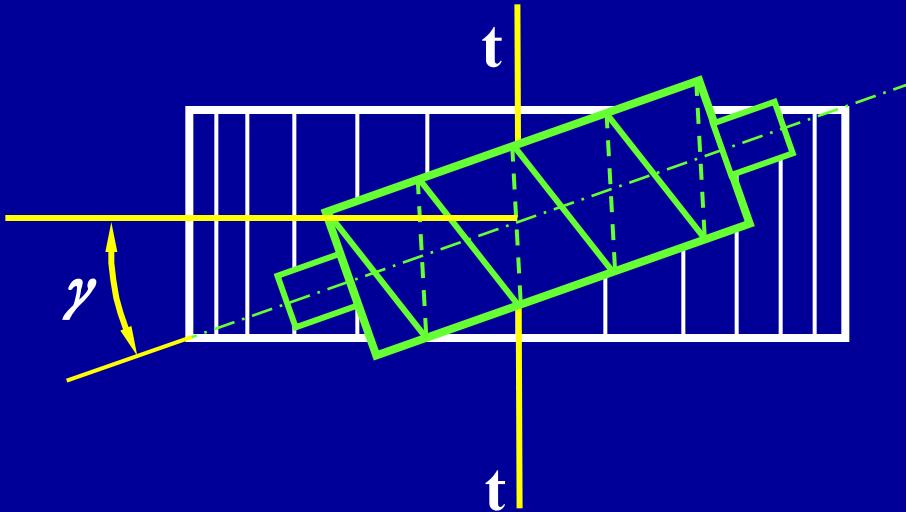


齿条插刀加工时齿廓包络过程

插齿加工过程为断续切削，生产效率低。

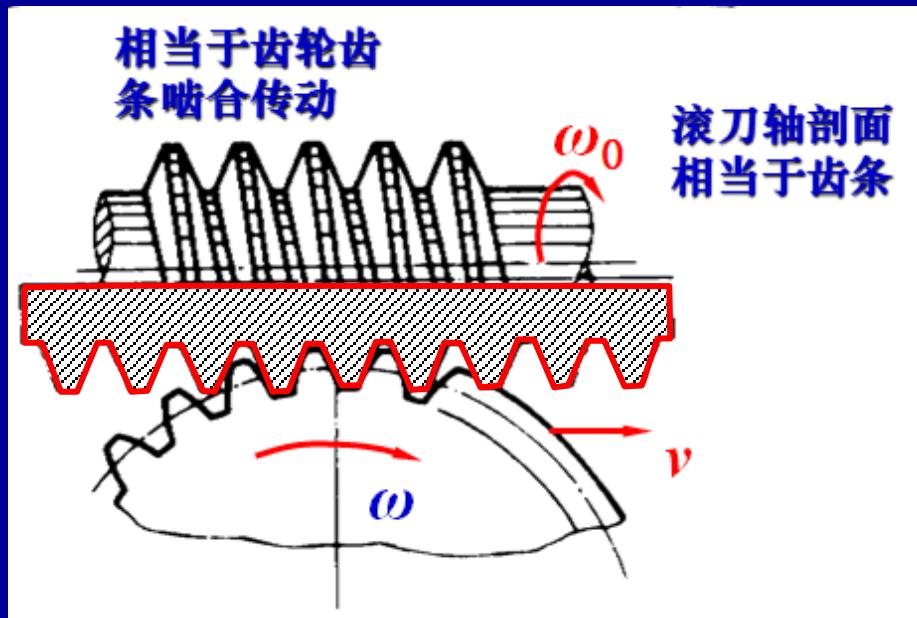
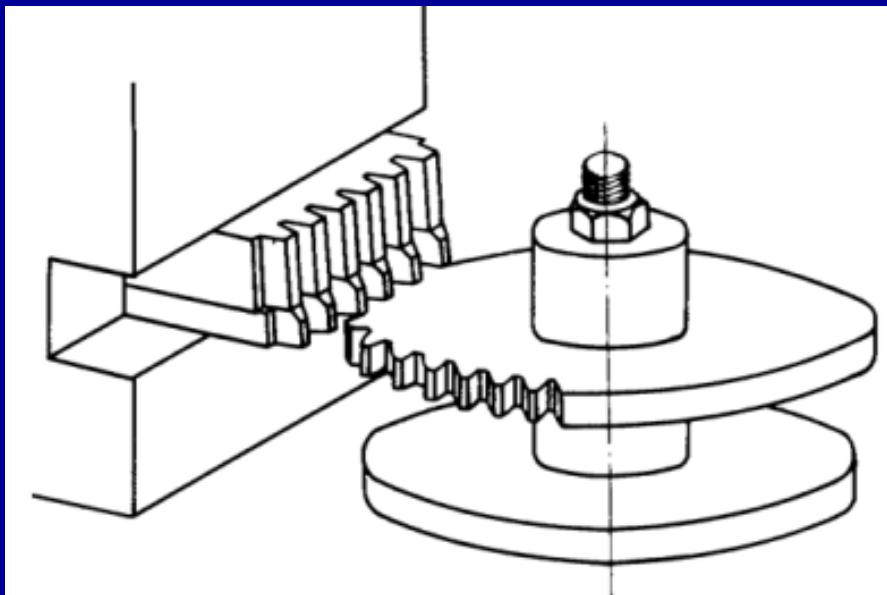
### 3. 齿轮滚刀

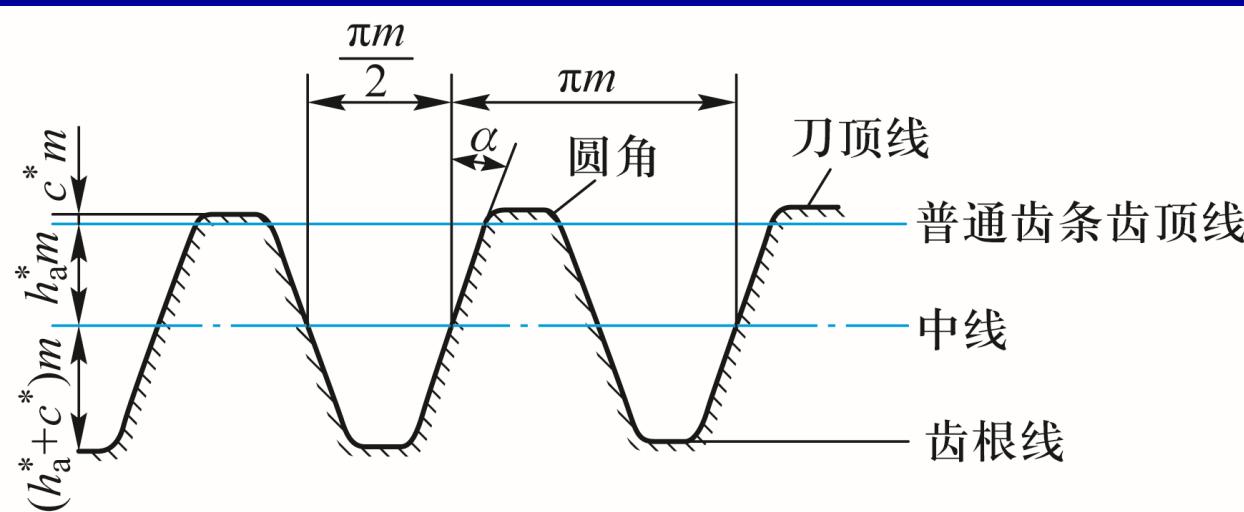




## 范成法加工的特点：

一种模数只需要一把刀具连续切削，生产效率高，精度高，用于批量生产。





## 标准齿条型刀具的特点：

- 刀具顶部增加了 $c^*m$ 的高度，目的是为了切出被切齿轮的径向间隙。
- 齿条刀的齿厚和齿槽宽相等的直线为分度线，又称为中线。
- 因齿廓为直线，故齿距、模数、压力角 $\alpha$ 都相同， $\alpha$ 也称为齿形角或刀具角。
- 切制时，刀具中线与轮坯分度圆相切，并保证纯滚动，则成型的齿轮分度圆上齿厚等于齿槽宽，且模数、压力角与刀具相等。



1、一堆齿轮正确啮合的条件是什么？

$$m_1 = m_2, \quad \alpha_1 = \alpha_2$$

2、一对齿轮能够连续传动的条件是什么

?

实际啮合线段  $B_1B_2 \geq p_b$  (齿轮的法向齿距)



§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



## 一、根切现象

图示现象称为轮齿的根切。

根切的后果：

①削弱轮齿的抗弯强度；

②使重合度 $\varepsilon$ 下降。

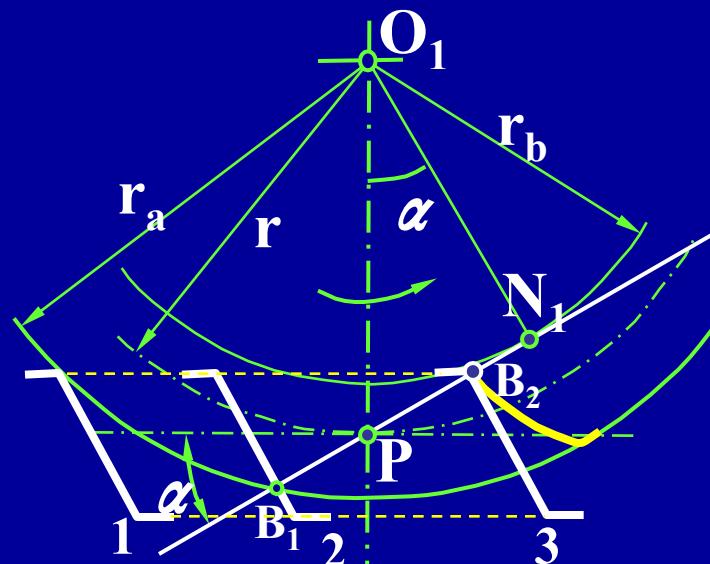
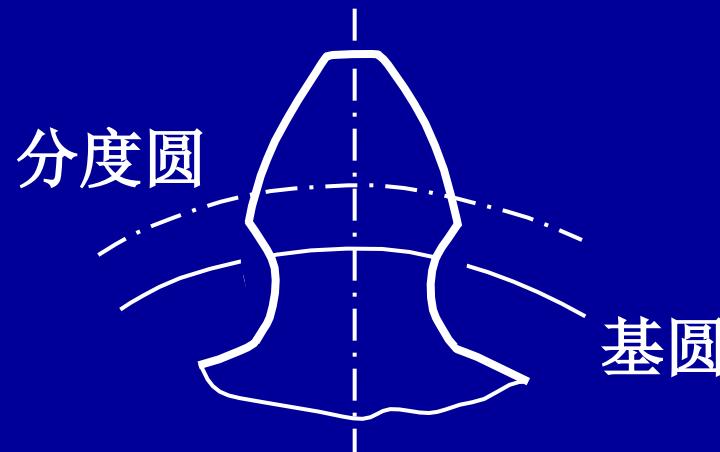
以下分析产生根切的原因：

当 $B_2$ 落在 $N_1$ 点的下方： $PB_2 < PN_1$

刀具在位置1开始切削齿间；

在位置2开始切削渐开线齿廓；

在位置3切削完全部齿廓；



$PB_2 < PN_1$  不根切

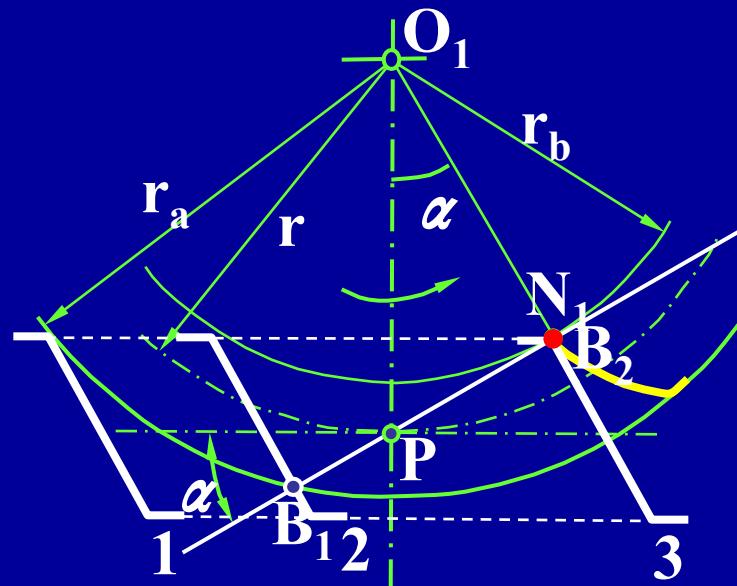


当 $B_2$ 落在 $N_1$ 点之上： $PB_2=PN_1$

刀具在位置1开始切削齿间；

在位置2开始切削渐开线齿廓；

在位置3切削完全部齿廓；



$PB_2=PN_1$  不根切

在位置2开始切削渐开线齿廓；在位置3切削完全部齿廓；

到达位置4时，轮坯转过 $\varphi$

基圆转过的弧长为：

$$\widehat{N_1 N'_1} = r_b \varphi \\ = r \varphi \cos \alpha$$

刀具沿水平移动的距离：

$$N_1 M = r \varphi$$

轮坯转过的弧长=刀具的水平移动距离（纯滚动）

沿法线移动的距离：

$$N_1 K = N_1 M \cos \alpha$$

$$= r \varphi \cos \alpha$$

弧长与直线长度相等：

$$\overline{N_1 K} = \widehat{N_1 N'_1}$$

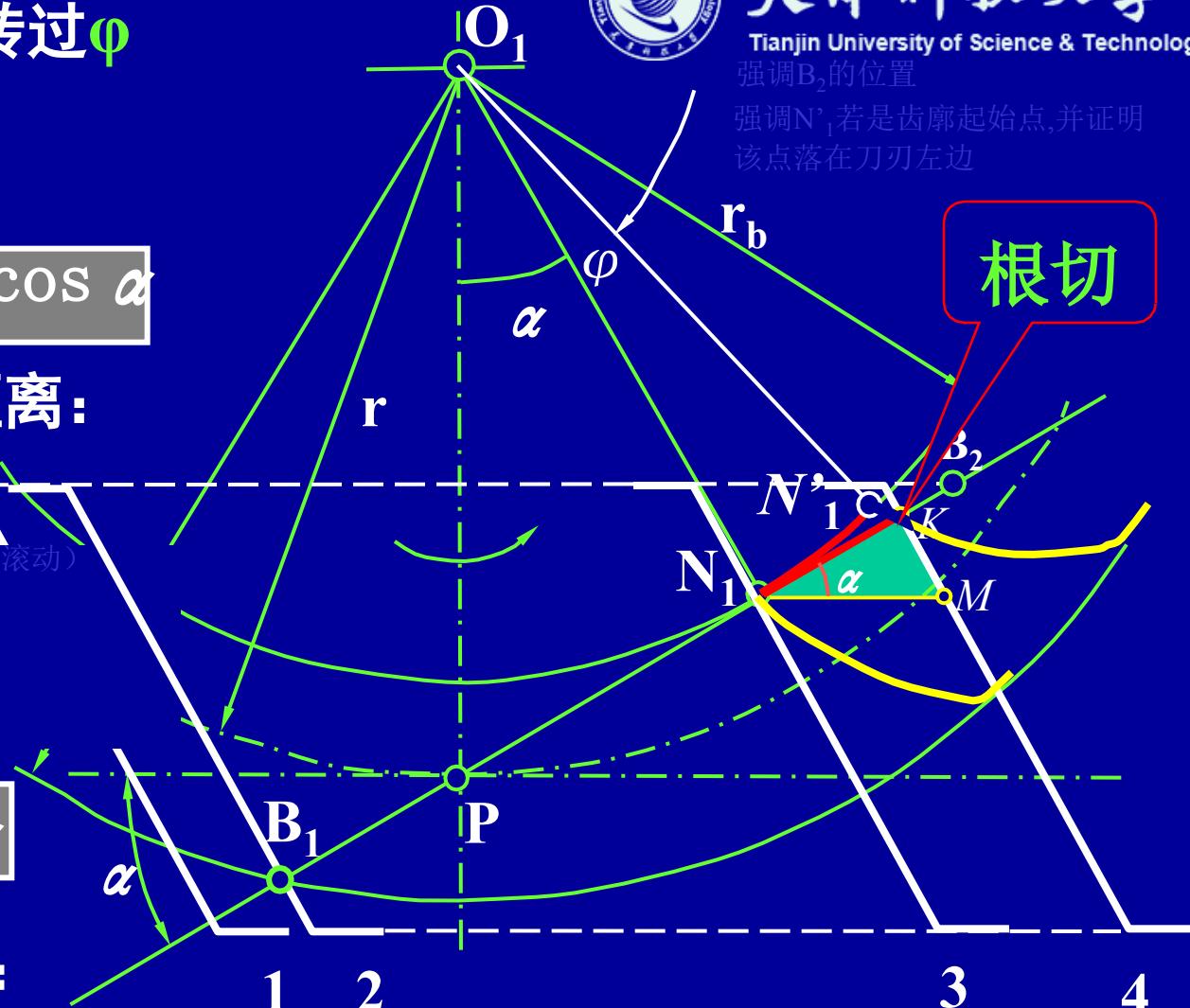
已加工好的齿廓根部落在刀刃的左侧，被切掉；



强调 $B_2$ 的位置

强调 $N'_1$ 若是齿廓起始点，并证明该点落在刀刃左边

根切

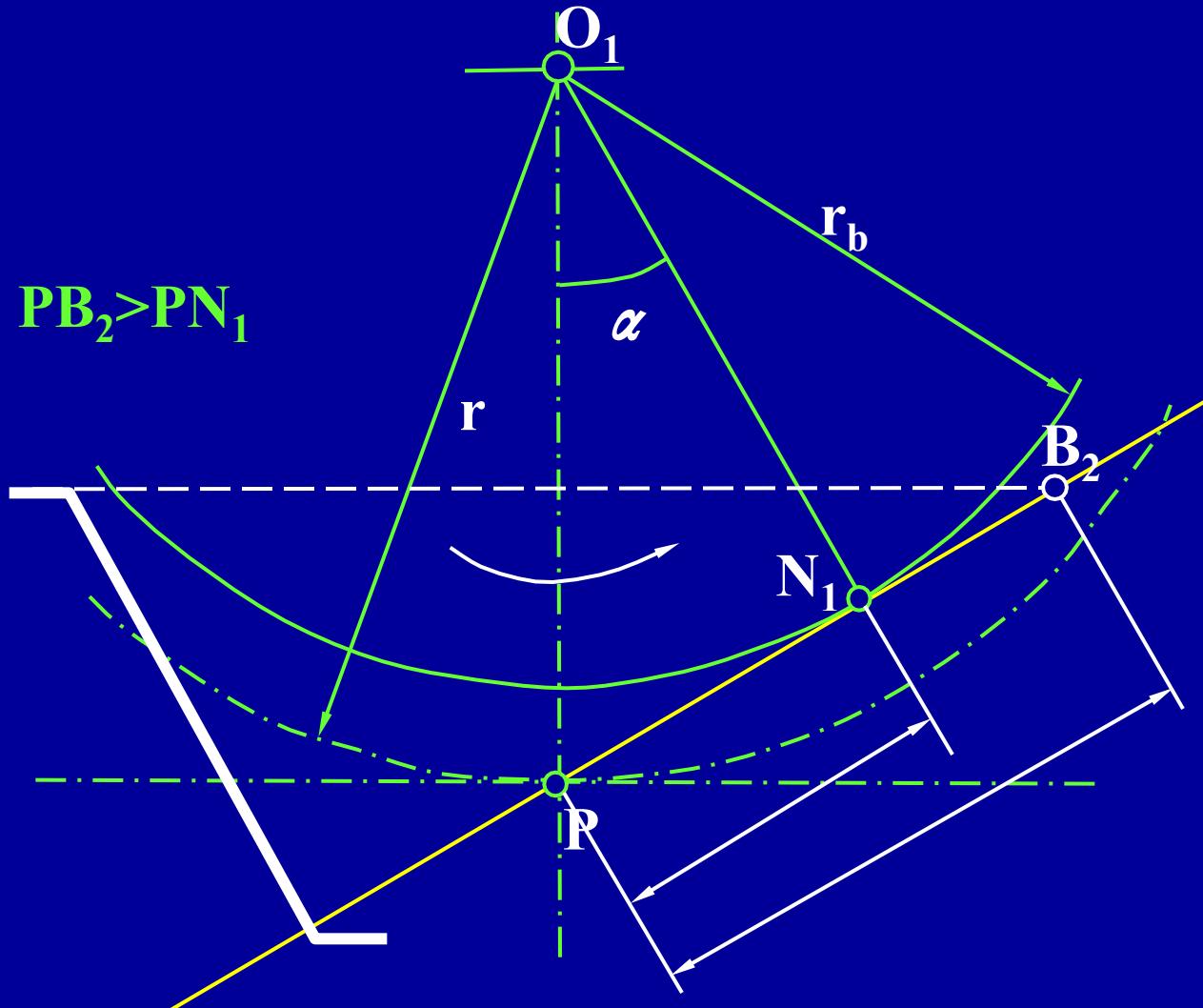


发生根切



结论：刀具齿顶线与啮合线的交点 $B_2$ 落在极限啮合点 $N_1$ 的右上方，必发生根切。

根切条件为： $PB_2 > PN_1$



## 二、渐开线齿轮不发生根切的最少齿数



当被加工齿轮的模数m确定之后，其刀具齿顶线与啮合线的交点B<sub>2</sub>就唯一确定，

这时极限啮合点N<sub>1</sub>的位置随基圆大小变动。

当N<sub>1</sub> B<sub>2</sub>两点重合时，正好不根切。

不根切的条件： P N<sub>1</sub> ≥ P B<sub>2</sub>

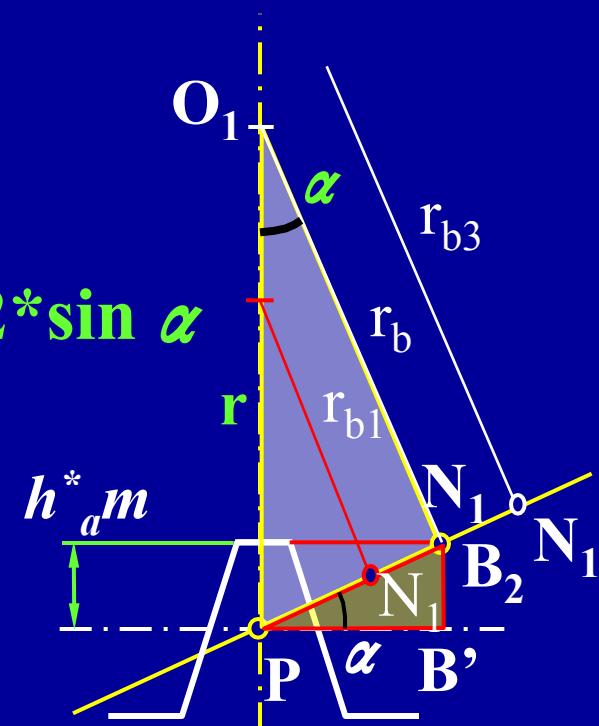
在△PN<sub>1</sub>O<sub>1</sub> 中有： PN<sub>1</sub>=r sin α =mz/2 \* sin α

在△PB<sub>2</sub>B' 中有： PB<sub>2</sub>=h<sub>a</sub>\*m / sin α

因 P N<sub>1</sub> ≥ P B<sub>2</sub>代入求得： z ≥ 2 h<sub>a</sub>\*/ sin<sup>2</sup>α

即： z<sub>min</sub> = 2 h<sub>a</sub>\*/ sin<sup>2</sup>α

取α=20°, h<sub>a</sub>\*=1, 得: z<sub>min</sub>=17



允许略有根切，  
z可取14.



### 三、变位齿轮及其齿厚的确定

标准齿轮的优点：

计算简单、互换性好。

缺点：

- ①当 $z < z_{\min}$ 时，产生根切。但实际生产中经常要用到 $z < z_{\min}$ 的齿轮。
- ②不适合  $a' \neq a$  的场合。 $a' < a$  时，不能安装。当 $a' > a$  时，产生过大侧隙，且 $\varepsilon \downarrow$
- ③小齿轮容易坏。原因： $\rho$ 小，滑动系数大，齿根薄。希望两者寿命接近。

为改善上述不足，就必须对齿轮进行变位修正。



# 1. 加工齿轮时刀具的移位

从避免根切引入

当需要更少的齿数，却又为避免根切，  
可径向移动力具

$xm$  ----移距

$x$ -----为移距系数。

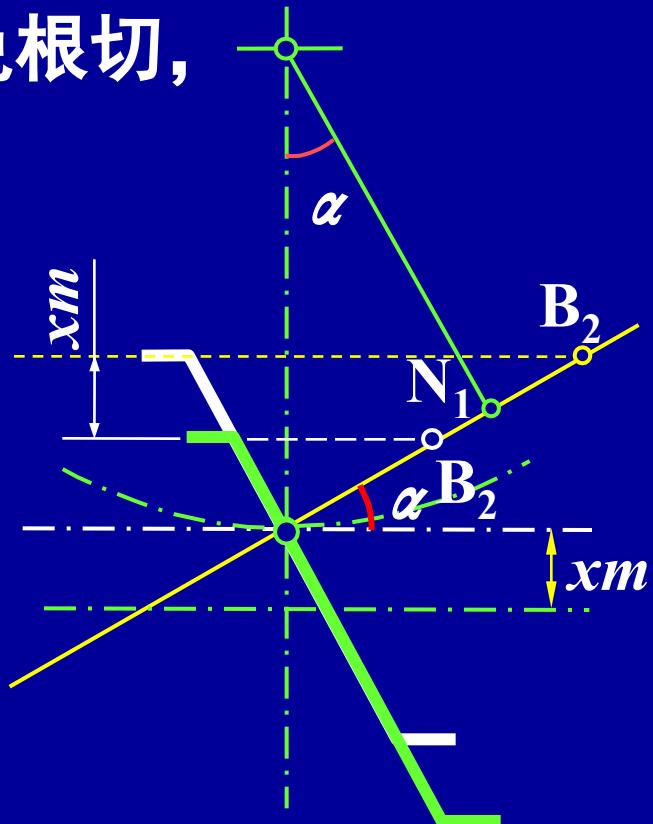
规定：

远离轮坯中心时， $x>0$ ， 刀具中线

→ 正变位齿轮。

靠近轮坯中心时， $x<0$ ，

→ 负变位齿轮。



用同一把齿条刀具切制齿数相同的标准齿轮、正变位齿轮及负变位齿轮。

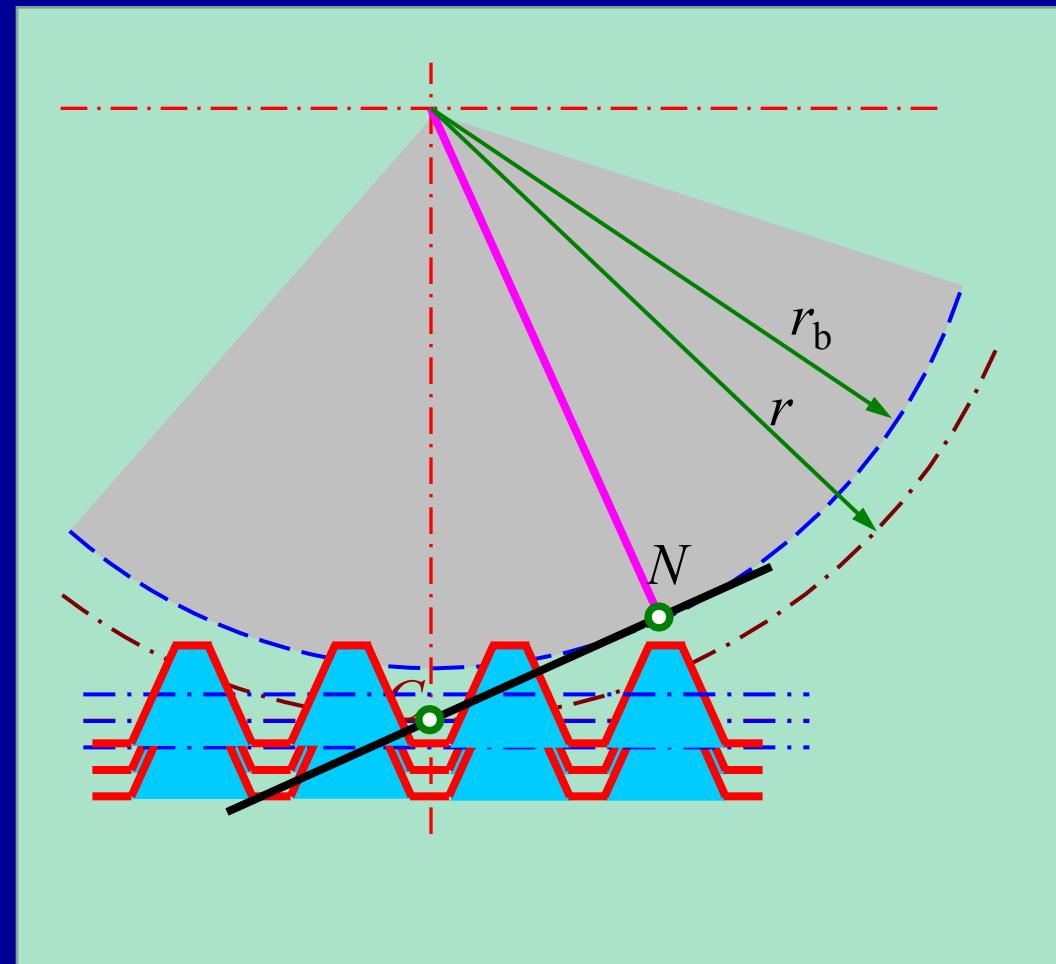
加工标准齿轮时——刀

具中线与分度圆相切，  
作刀具齿廓法线与基圆  
相切，得啮合线和节点，  
节圆与分度圆重合。

加工正变位齿轮时——

刀具外移，啮合线、节  
点位置不变，分度圆仍  
与节圆重合。刀具上一  
条节线与分度圆相切。

加工负变位齿轮时——





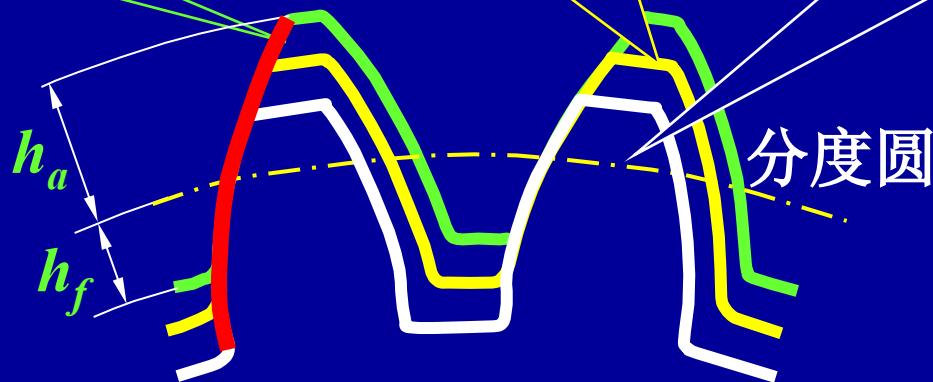
由于刀具一样，变位齿轮的基本参数 $m$ 、 $z$ 、 $\alpha$ 与标准齿轮相同，故 $d$ 、 $d_b$ 与标准齿轮也相同，只不过齿廓曲线取自同一条渐开线的不同段。

变位后，齿轮的齿顶高与齿根高有变化。

正变位齿轮  $x>0$

标准齿轮  $x=0$

负变位齿轮  $x<0$



## 2. 齿厚与齿槽宽的确定

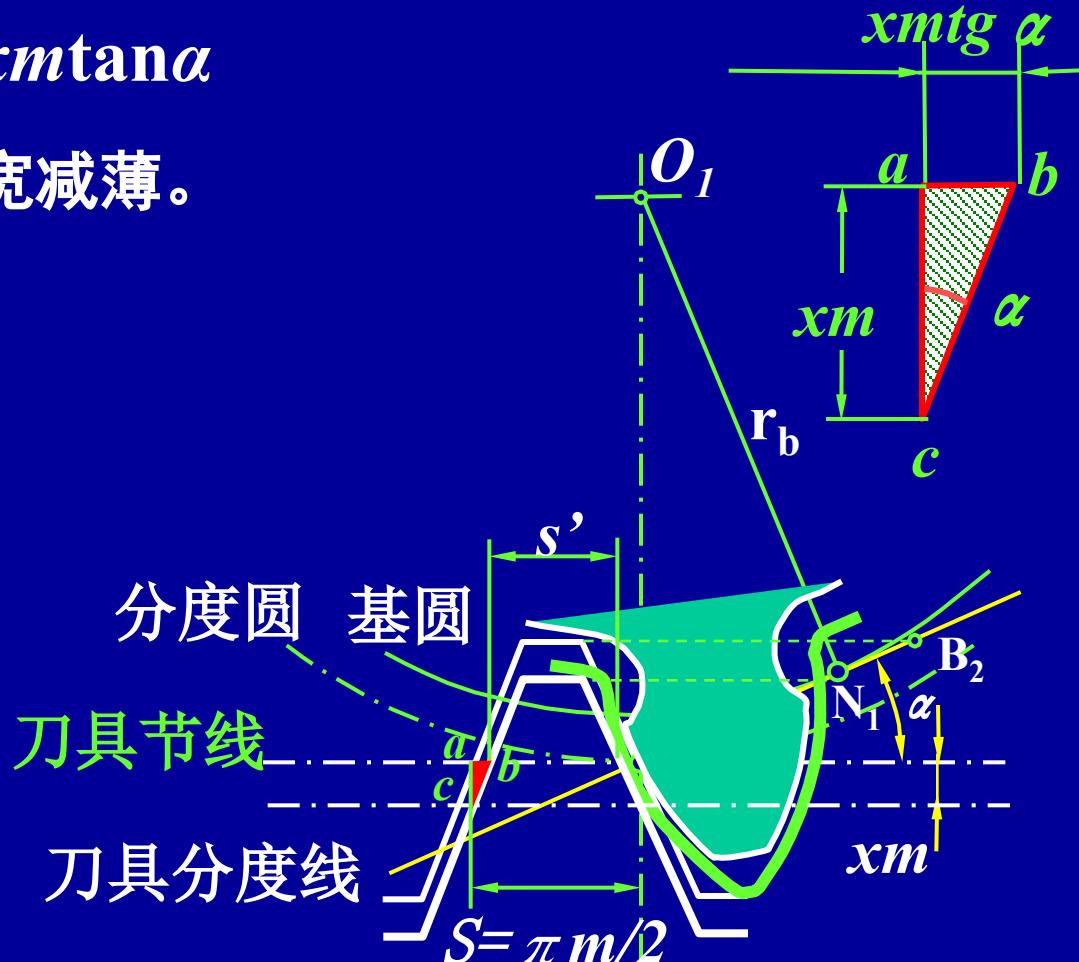
齿厚:  $s = \pi m / 2 + 2xm \tan \alpha$

齿槽宽:  $e = \pi m / 2 - 2xm \tan \alpha$

正变位: 齿厚变宽, 齿槽宽减薄。

负变位: 正好相反。

采用变位修正法加工变位齿轮, 不仅可以避免根切, 而且与标准齿轮相比, 齿厚等参数发生了变化, 因而, 可以用这种方法来提高齿轮的弯曲强度, 以改善齿轮的传动质量。且加工所用刀具与标准齿轮的一样, 所以 变位齿轮在各类机械中获得了广泛地应用。





### 三、 变位齿轮传动的类型

#### 1. 等移距变位齿轮传动

- 等移距变位——两轮变位系数满足  $x_1 + x_2 = 0, \quad x_1 = -x_2 \neq 0$
- 为强化小齿轮, 取  $x_1 > 0$ ; 为使两轮不根切,  $z_1 + z_2 \geq 2z_{min}$
- 小齿轮分度圆齿厚的增加量, 等于大齿轮分度圆齿厚的减少量, 当按两轮分度圆相切进行安装时, 仍可实现无侧隙啮合, 即无侧隙啮合时的安装中心距等于标准中心距  $a$ , 喷合角  $\alpha'$  等于压 力角  $\alpha$ 。
- 齿根高、齿顶高均不同于标准齿轮, 等移距变位也称高度变位。



## 2. 不等移距变位齿轮传动

- 不等移距变位——除标准齿轮传动 ( $x_1 = x_2 = 0$ ) 和等移距变位齿轮传动 ( $x_1 = -x_2 \neq 0$ ) 之外的其他变位齿轮传动
- 若小齿轮齿厚小于大齿轮齿槽宽，则两轮分度圆相切时，必然出现大齿侧间隙，因此可缩小中心距消除间隙；反之，会出现无法安装现象，可增大中心距解决。
- 因此，可以通过合理选择变位系数的大小，来满足实际条件下，配凑中心距的需要。
- 因中心距的增减，两分度圆不相切，因此分度圆和节圆不重合，啮合角 $\alpha'$ 不等于压力角 $\alpha$ ，所以也称角度变位。



§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

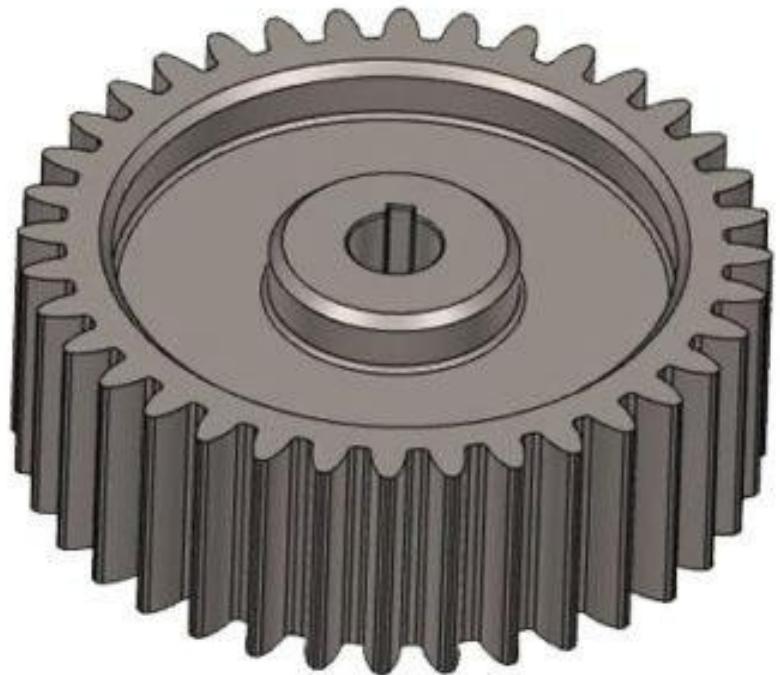
§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology



## §4—8 平行轴斜齿轮传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

### 1. 斜齿轮啮合的共轭齿廓曲面

直齿轮：啮合线→啮合面 两基圆的内公切面

考虑齿轮宽度，则直齿轮的齿廓曲面是发生面在基圆柱上作纯滚动时，发生面内一条与轴线平行的直线KK所展成的曲面。

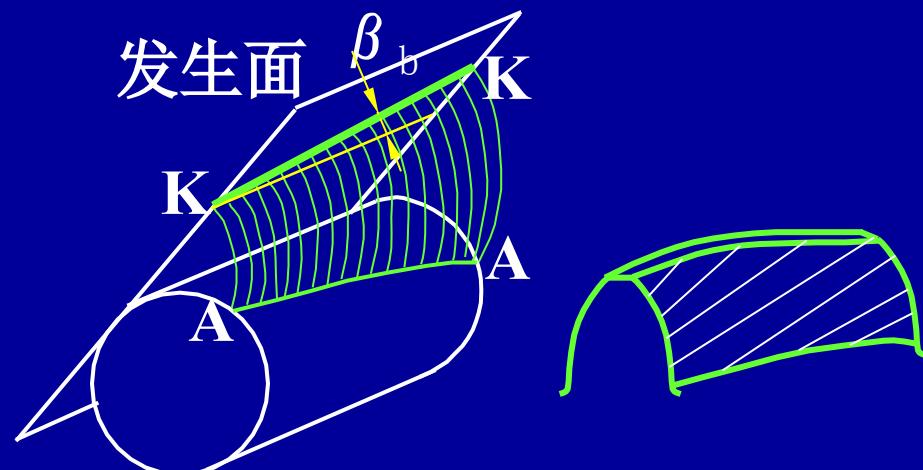
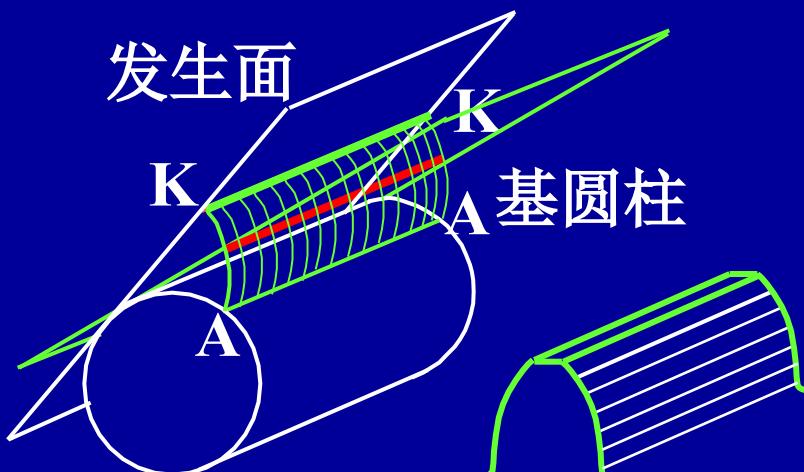
啮合点→接触线，即啮合面与齿廓曲面的交线。

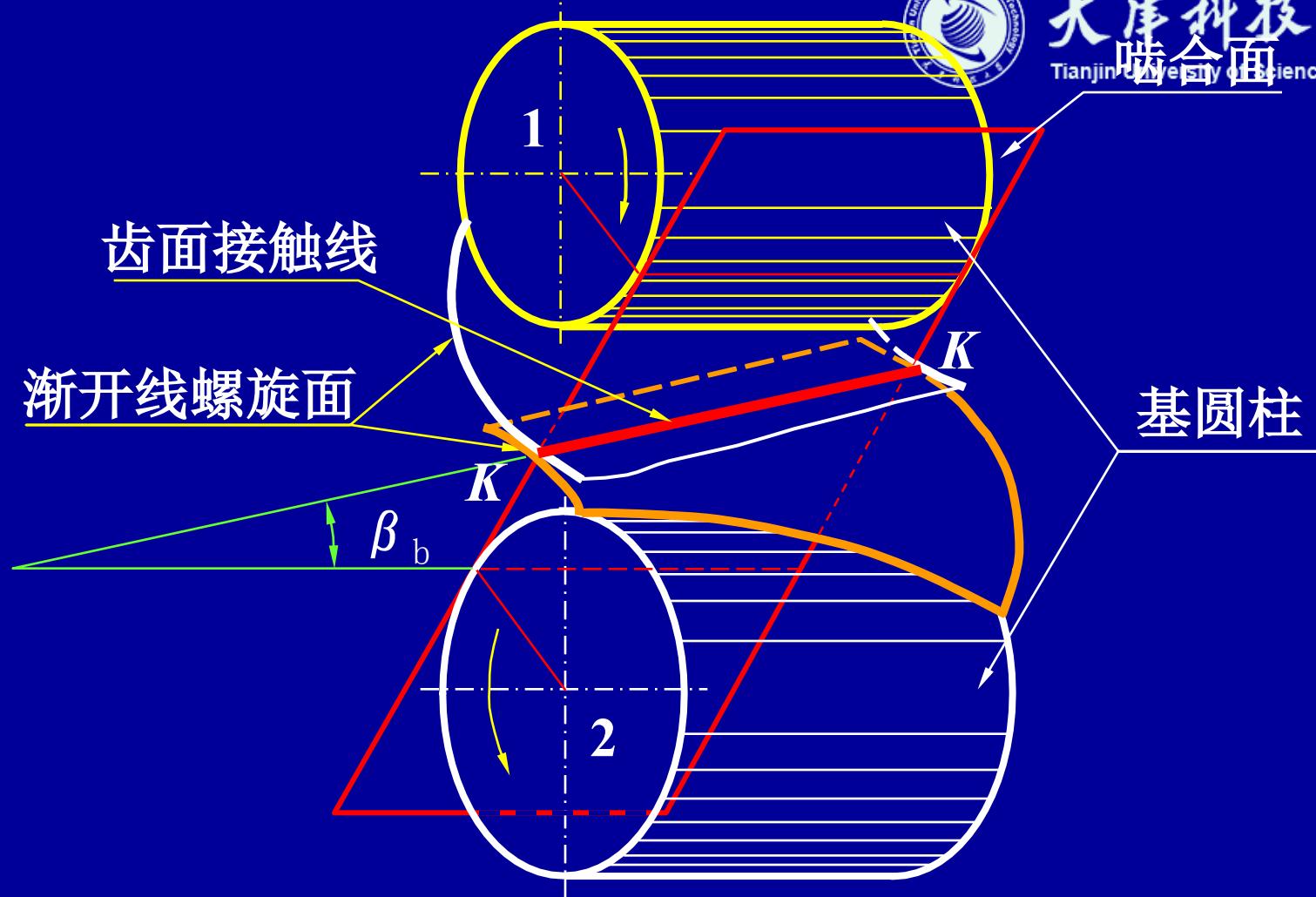
啮合特点：沿齿宽同时进入或退出啮合。突然加载或卸载，运动平稳性差，冲击、振动和噪音大。

斜直线KK的轨迹—斜齿轮的齿廓曲面 →螺旋线渐开面

$\beta_b$  — 基圆柱上的螺旋角

KK线上每一点都产生一条渐开线，其形状相同而起始点不在同一条母线上





齿面接触线始终与K-K线平行并且位于两基圆的公切面内。

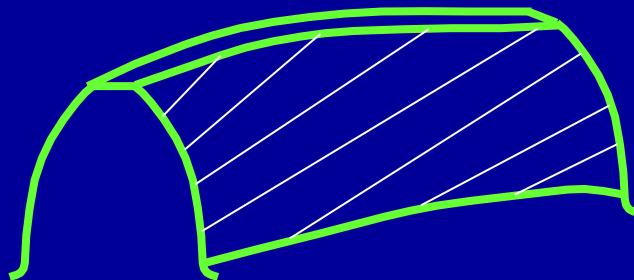


在端面内，斜齿轮的齿廓曲线为渐开线，相当于直齿圆柱齿轮传动，满足定传动比要求。

啮合特点：

接触线长度的变化：

短→长→短

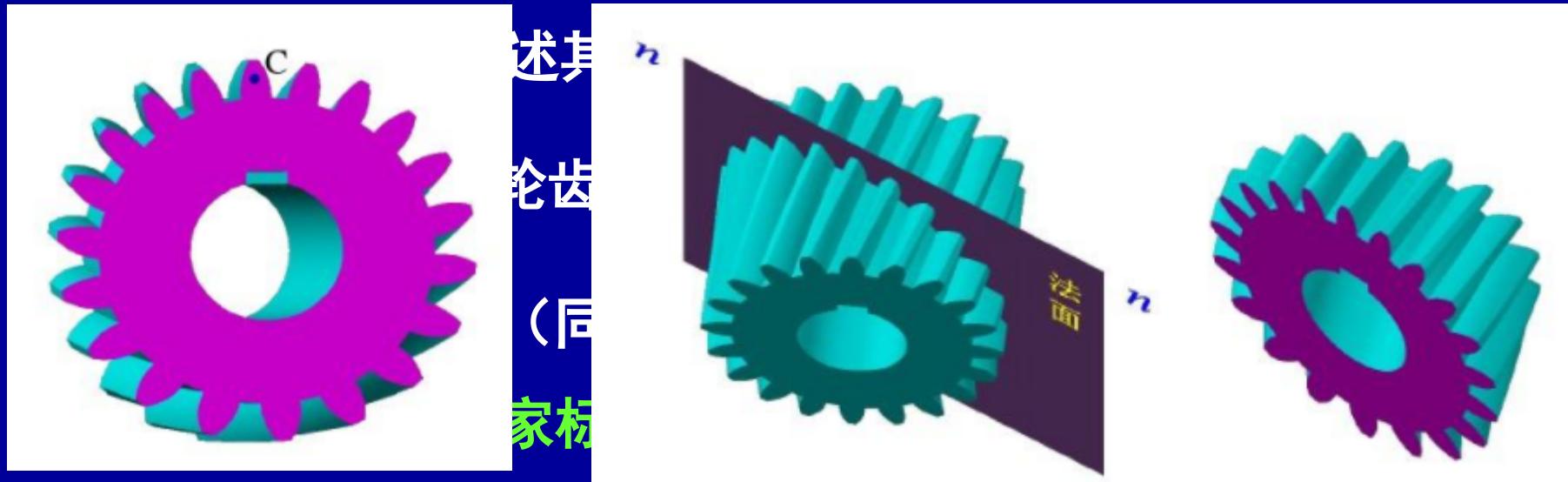


加载、卸载过程是逐渐进行的→传动平稳、冲击、振动和噪音较小，适宜高速、重载传动。



## 二、斜齿轮各部分名称和几何尺寸计算

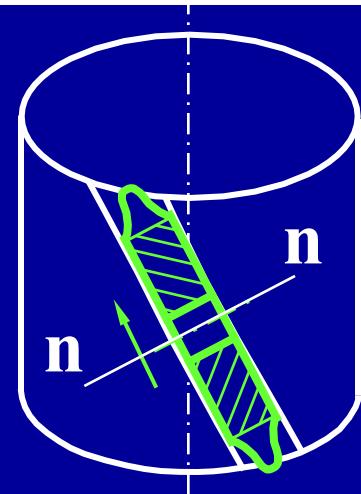
- 由于斜齿轮的齿面为渐开螺旋面，故需用端面( $t$ )和法面



压力角、齿顶高系数、顶隙系数) 取为标准值。

端面参数:  $m_t, \alpha_t, h_{at}^*, c_t^*$

法面参数:  $m_n, \alpha_n, h_{an}^*, c_n^*$



# 1. 斜齿轮的螺旋角

定义分度圆柱上的螺旋角为斜齿轮的螺旋角 $\beta$ 。

将分度圆柱展开，得一矩形，有：

$$\tan \beta = \pi d/l$$

同理，将基圆柱展开，得一矩形，有：

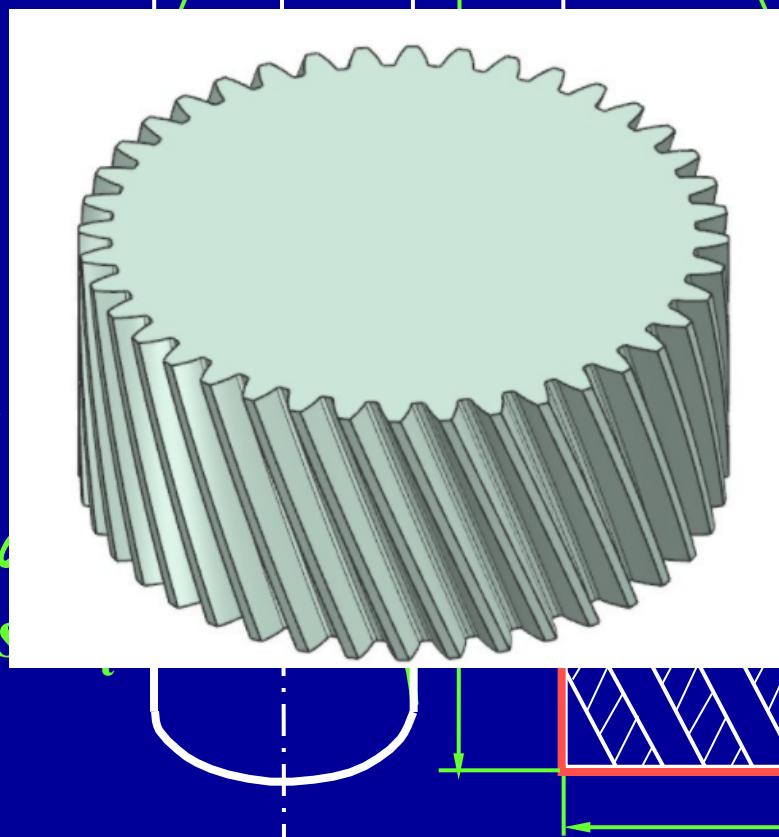
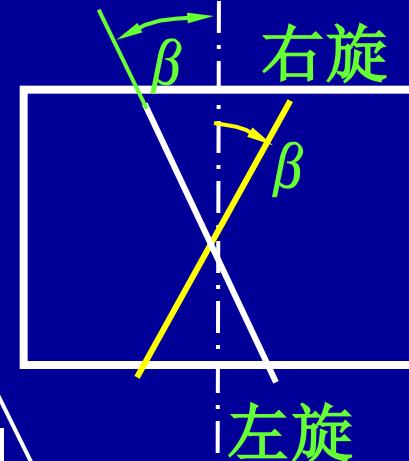
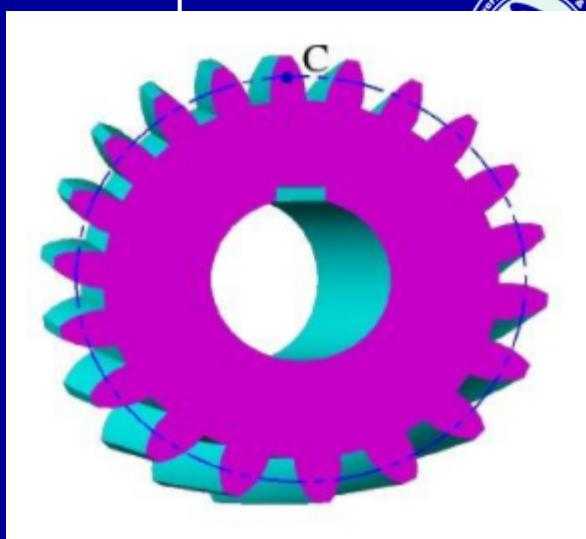
$$\tan \beta_b = \pi d_b/l$$

得：  $\tan \beta_b / \tan \beta = d_b / d$

$$= \cos \alpha$$

$\therefore \tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha$

其中 $\alpha_t$ 为端面压力角。



## 2. 模数 $m_n$ 、 $m_t$ (按端面计算)



法面内的齿形与刀具的齿形一样，取标准值。

将分度圆柱展开，得一矩形，

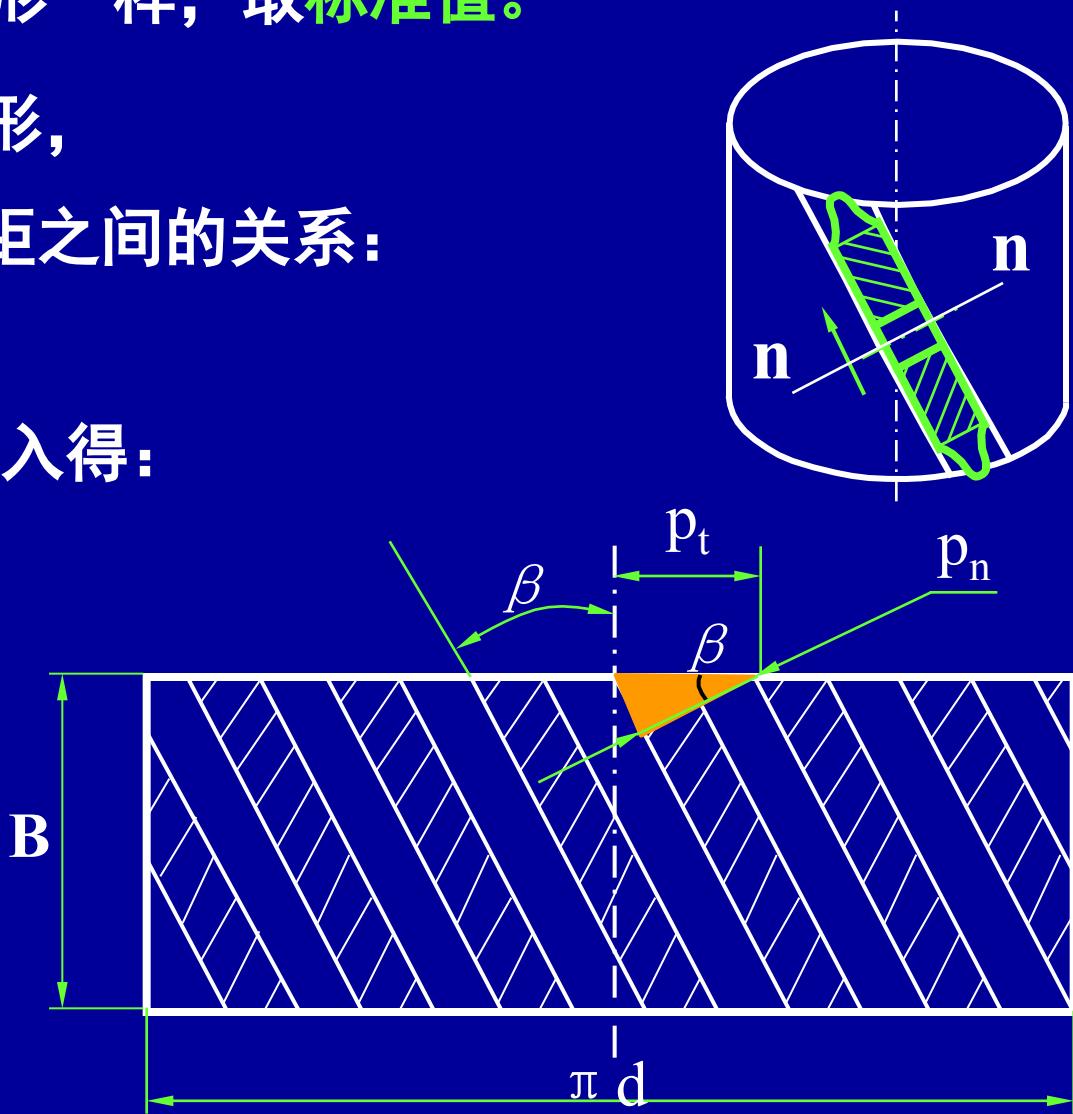
可求得端面齿距与法面齿距之间的关系：

$$p_n = p_t \cos \beta$$

将  $p_n = \pi m_n$ ,  $p_t = \pi m_t$  代入得：

$$m_n = m_t \cos \beta$$

斜齿轮的齿面为螺旋渐开面，其法面齿形和端面齿形不一样，参数也不一样。切削加工时，刀具沿齿槽方向运动，故法面内的齿形与刀具的齿形一样，取标准值。计算时，按端面参数进行，故应建立两者之间的关系。端面是圆，而法面不是圆。





过c点作轮齿的法剖面

3.压力角:  $\alpha_n$ 、 $\alpha_t$ 在 $\triangle a'b'c'$ 中,

有:

$$\angle a'b'c = \dots, \quad \operatorname{tg} \alpha_n = a'c/a'b'$$

 $\alpha$ 在 $\triangle abc$ 中, 有:

$$\angle abc = \alpha_t \quad \operatorname{tg} \alpha_t = ac/ab$$

由  $ab=a'b'$ ,

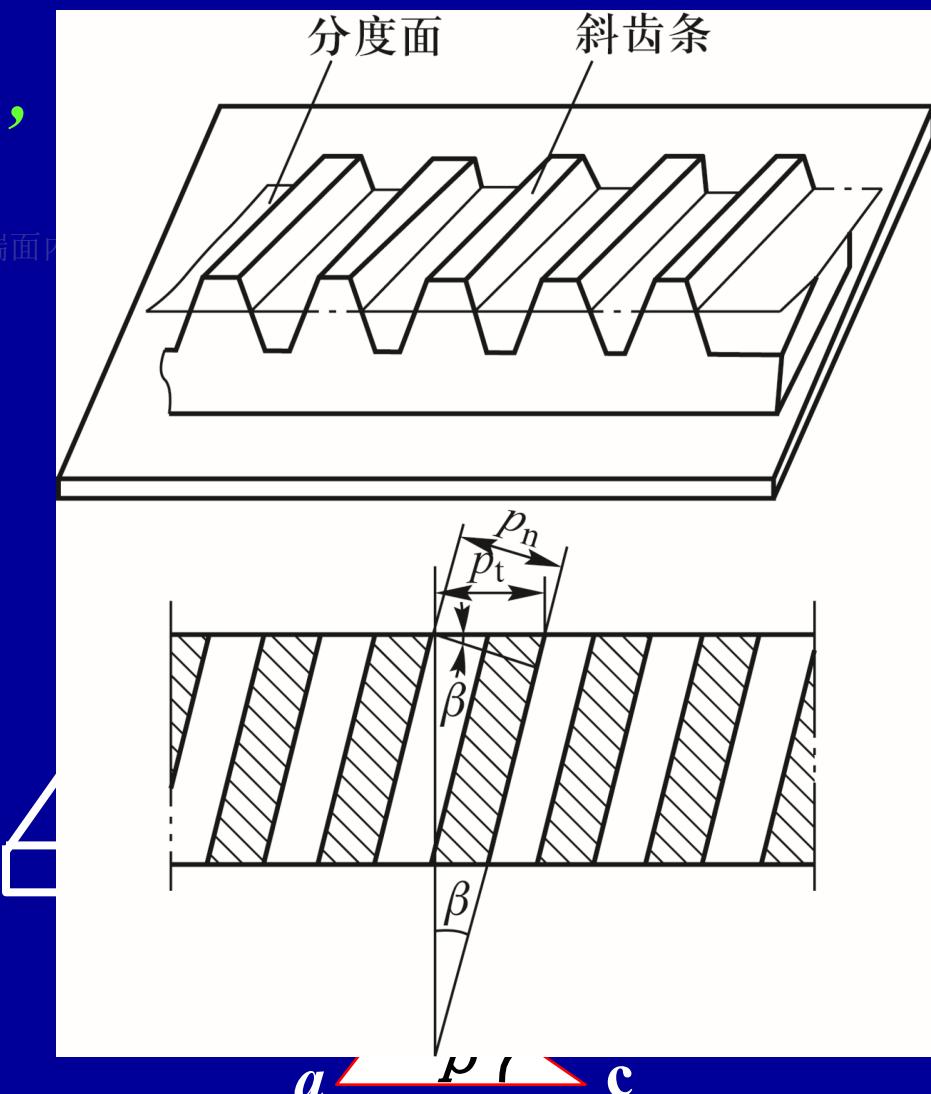
$$a'c/\operatorname{tg} \alpha_n = a'b'$$

$$ac/\operatorname{tg} \alpha_t = ab$$

 $a'c = accos \beta$  得:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta$$

用斜齿条说明:

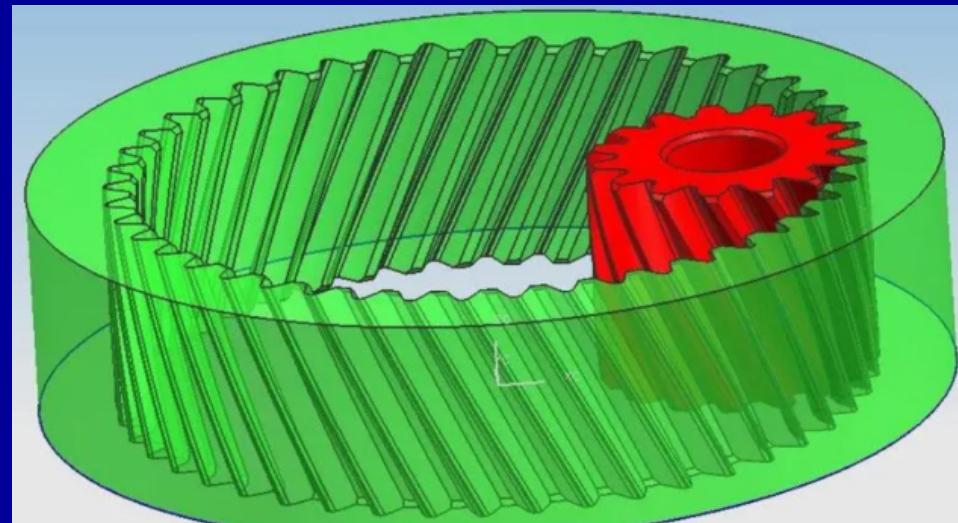
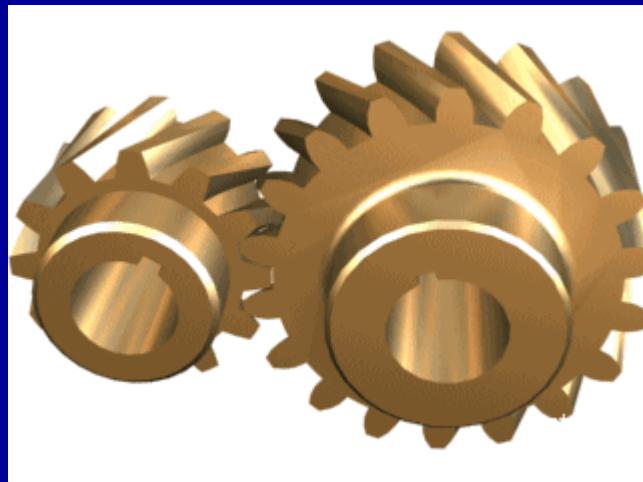


## 4.一对斜齿圆柱齿轮的正确啮合条件



一对平行轴斜齿轮的正确啮合条件：

$$m_{n1} = m_{n2} \quad \alpha_{n1} = \alpha_{n2}$$



其中“+”号用于内啮合，表示两轮的螺旋角旋向相同；“-”用于外啮合，表示两轮的螺旋角旋向相反。



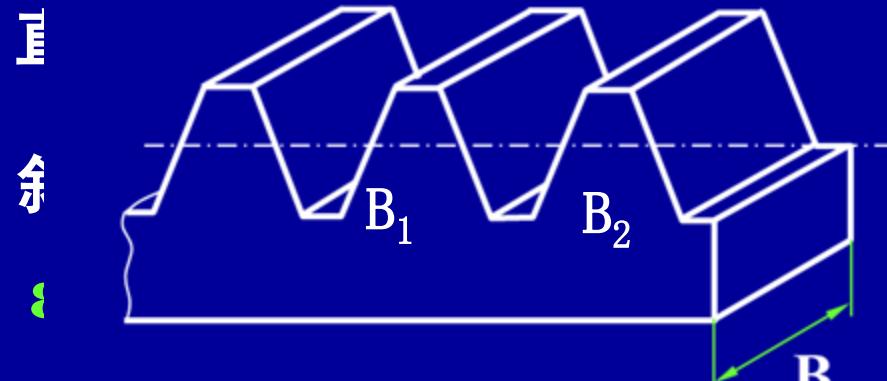
表 4-4 渐开线正常齿外啮合标准斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算

| 序号 | 名称    | 符号               | 计算公式及参数选择   |
|----|-------|------------------|---|
| 1  | 端面模数  | $m_t$            | $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ , $m_n$ 为标准值   |
| 2  | 螺旋角   | $\beta$          | 一般取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$   |
| 3  | 分度圆直径 | $d_1, d_2$       | $d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$  |
| 4  | 齿顶高   | $h_a$            | $h_a = m_n$   |
| 5  | 齿根高   | $h_f$            | $h_f = 1.25m_n$   |
| 6  | 全齿高   | $h$              | $h = h_a + h_f = 2.25m_n$   |
| 7  | 顶隙    | $c$              | $c = h_f - h_a = 0.25m_n$   |
| 8  | 齿顶圆直径 | $d_{a1}, d_{a2}$ | $d_{a1} = d_1 + 2h_a, d_{a2} = d_2 + 2h_a$  |
| 9  | 齿根圆直径 | $d_{f1}, d_{f2}$ | $d_{f1} = d_1 - 2h_f, d_{f2} = d_2 - 2h_f$  |
| 10 | 中心距   | $a$              | $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos \beta}$ |



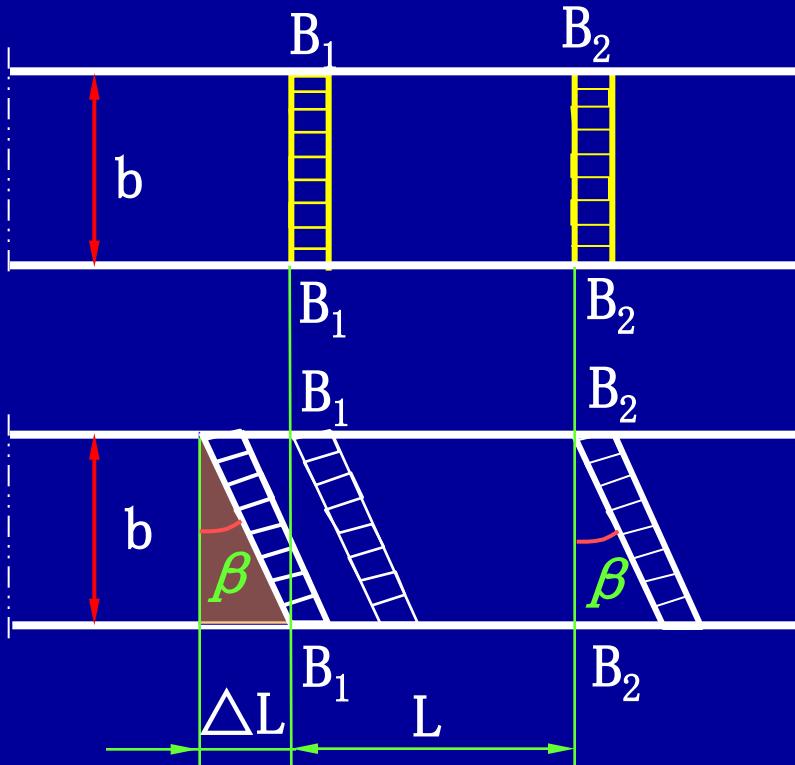
### 三、斜齿轮传动的重合度

分析图示直齿轮和斜齿轮在啮合面进入  
啮合( $B_1$ ,  $B_2$ )和退出啮合( $B_1'$ ,



$$\Delta\varepsilon = \Delta L/p_t = b \operatorname{tg}\beta/p_t$$

斜齿轮传动的总重合度 $\varepsilon$ 由两部分组成：



- 1)与直齿轮相对应的重合度，称为端面重合度 $\varepsilon_t$ ；
- 2)因轮齿倾斜而产生的附加重合度，随螺旋角 $\beta$ 和齿宽 $b$ 的增加而增大。

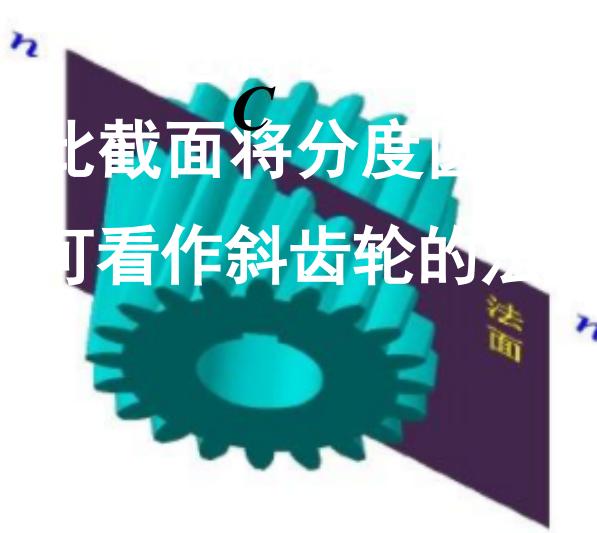
与直齿轮相比，斜齿轮传动重合度大，传动平稳，承载能力高。

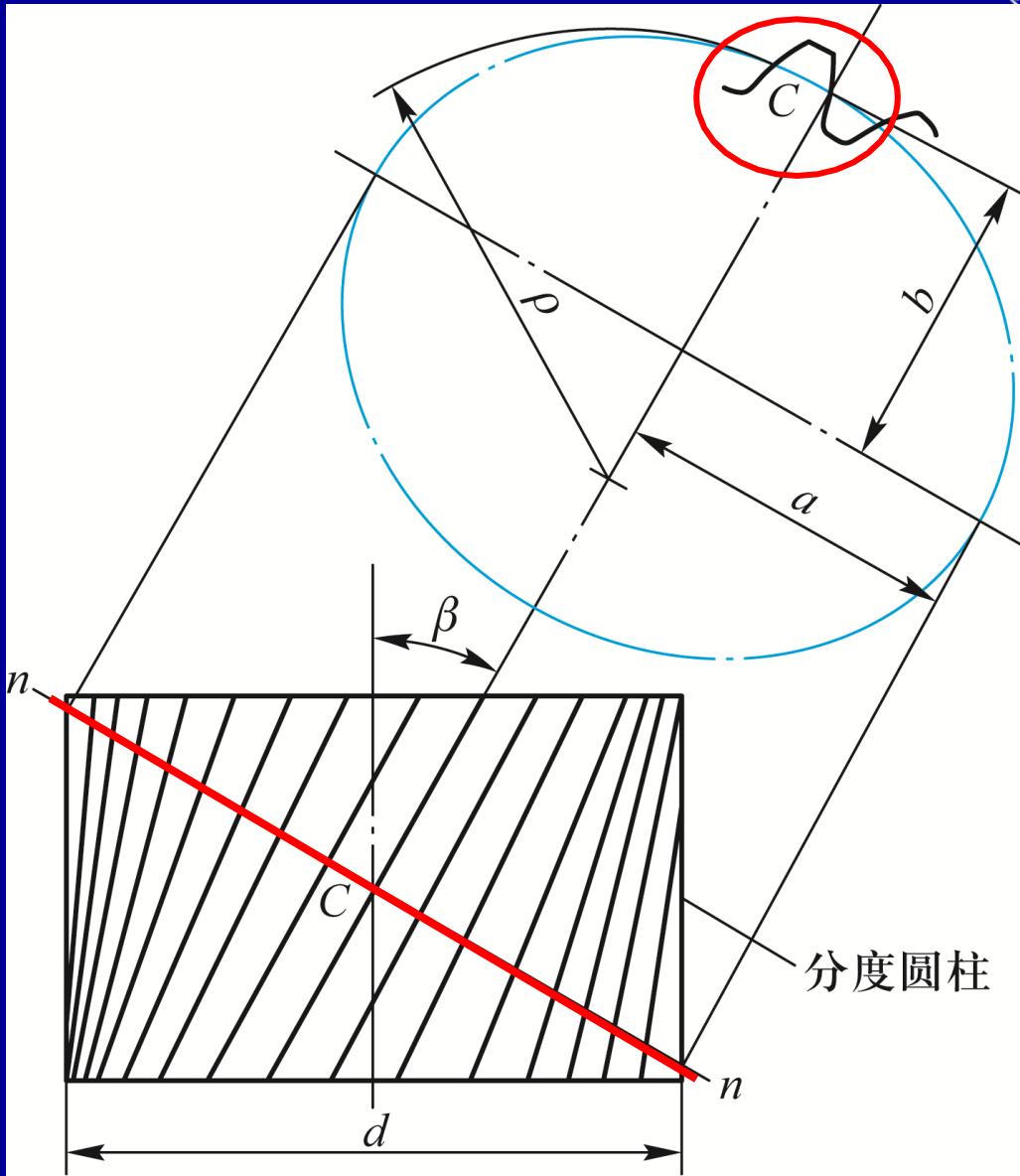


## 四、斜齿轮的当量齿数

斜齿轮的相关计算、制造等都是以法面为准，比如进行制造时，要根据法面齿形参数选择刀具，而法面齿形比较复杂，不易精确计算。

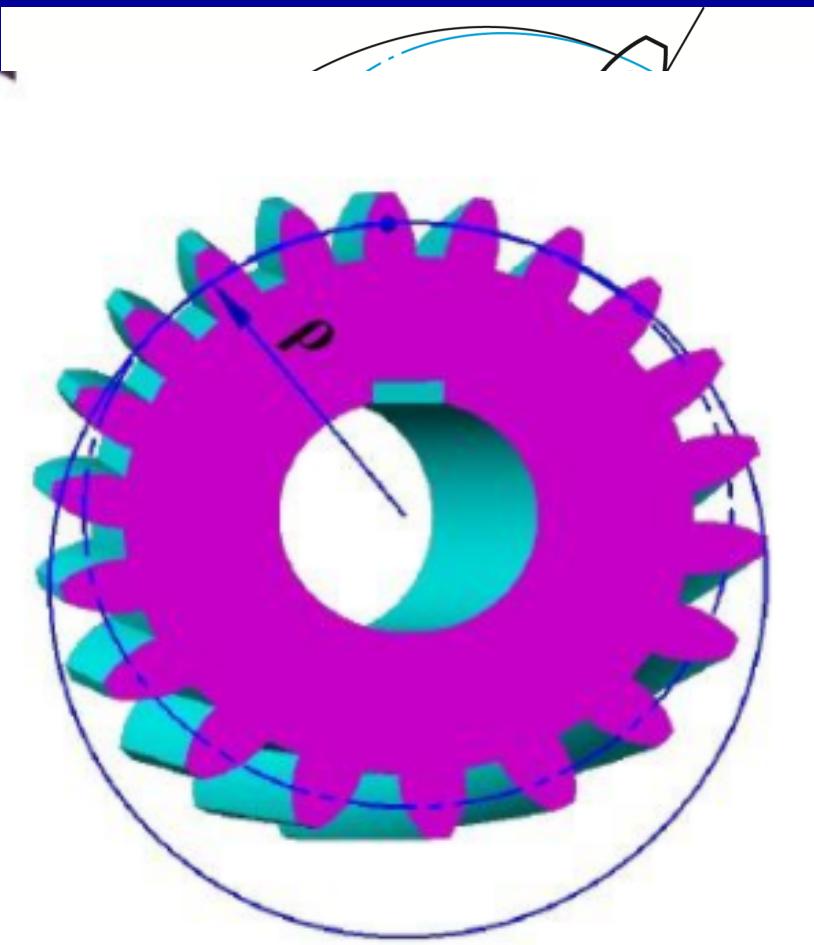
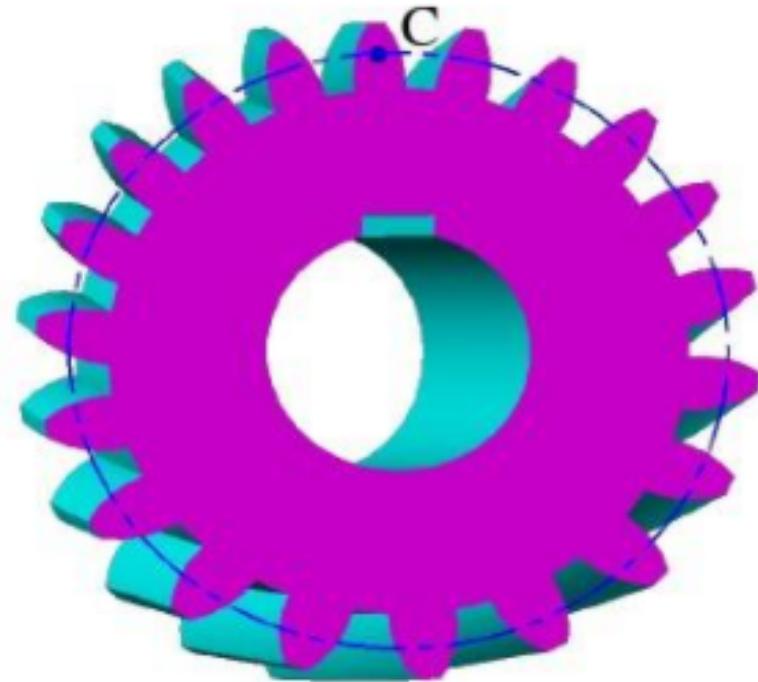
为此可以找一个与斜齿轮法面齿形相当的直齿轮齿形来近似代替，这个相当的直齿轮称为斜齿轮的当量齿轮。







以椭圆上C处的曲率半径 $\rho$ 为  
半径注向... 为错 ... -200做一圆



标准斜齿轮不根切的最少齿数由当量直齿轮最少齿数计算：

(无须圆整为整数)

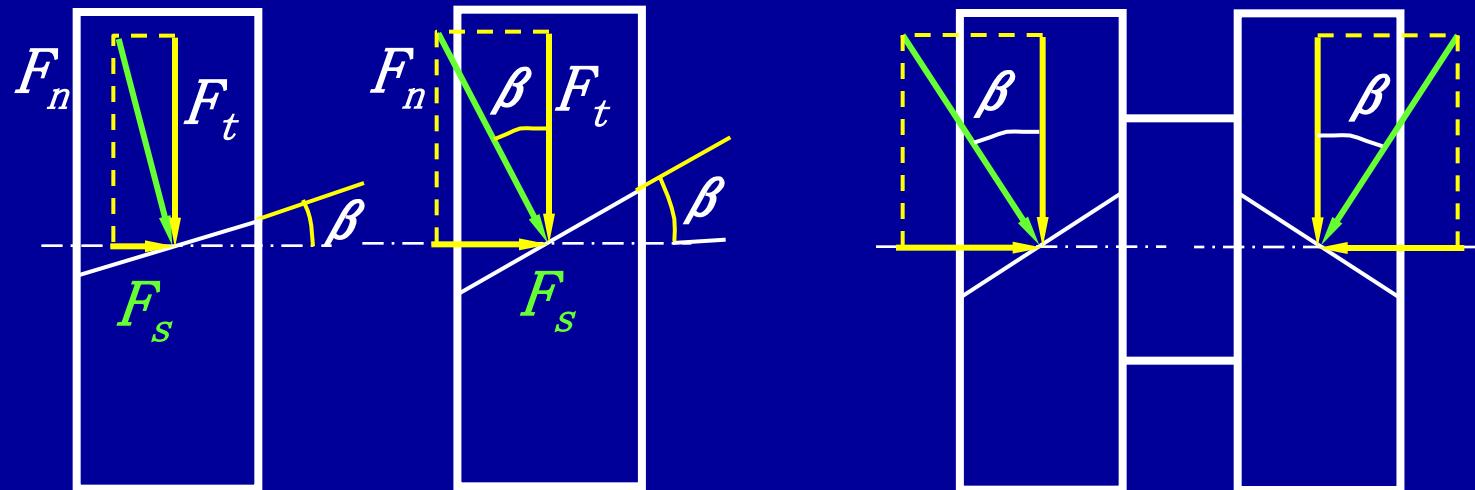
$$z_{\min} = z_{v\min} \cos^3 \beta$$



## 五. 斜齿轮的主要优缺点

平行轴斜齿轮与直齿轮比较，其主要特点如下：

- (1) 重合度大，齿面接触情况好，传动平稳，承载能力高
- (2)  $z_{\min} < z_{v\min}$ , 机构更紧凑。
- (3) 可以用改变螺旋角 $\beta$ 的方法来凑中心距，而不一定要用变位的办法。
- (4) 斜齿轮存在轴向力，螺旋角不宜太大，一般取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 。可采用人字齿。





§4-1 齿轮机构的特点和类型

§4-2 齿廓实现实定角速度比的条件

§4-3 渐开线齿廓

§4-4 齿轮各部分名称及标准齿轮的基本尺寸

§4-5 渐开线标准齿轮的啮合

§4-6 渐开线齿轮的切齿原理

§4-7 根切现象、最少齿数及变位齿轮

§4-8 平行轴斜齿轮机构

§4-9 圆锥齿轮机构



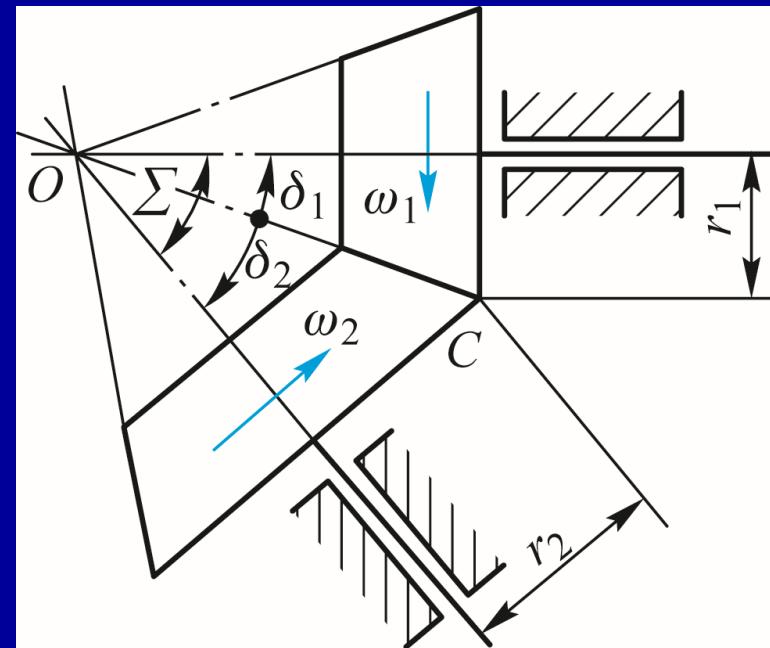
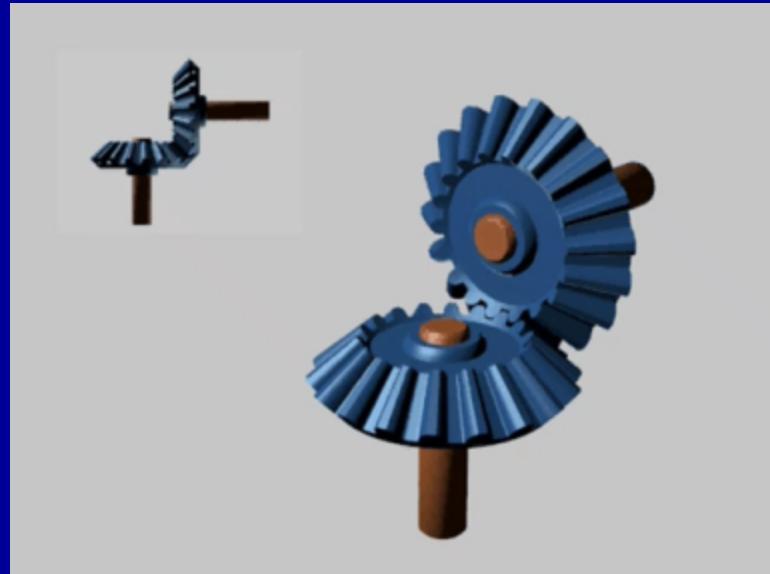
## 一、圆锥齿轮概述

**作用：**传递两相交轴之间的运动和动力。

**结构特点：**轮齿分布在锥台表面上，轮齿大小逐渐由大变小。

为了计算和测量的方便，取大端参数(如m)为标准值。

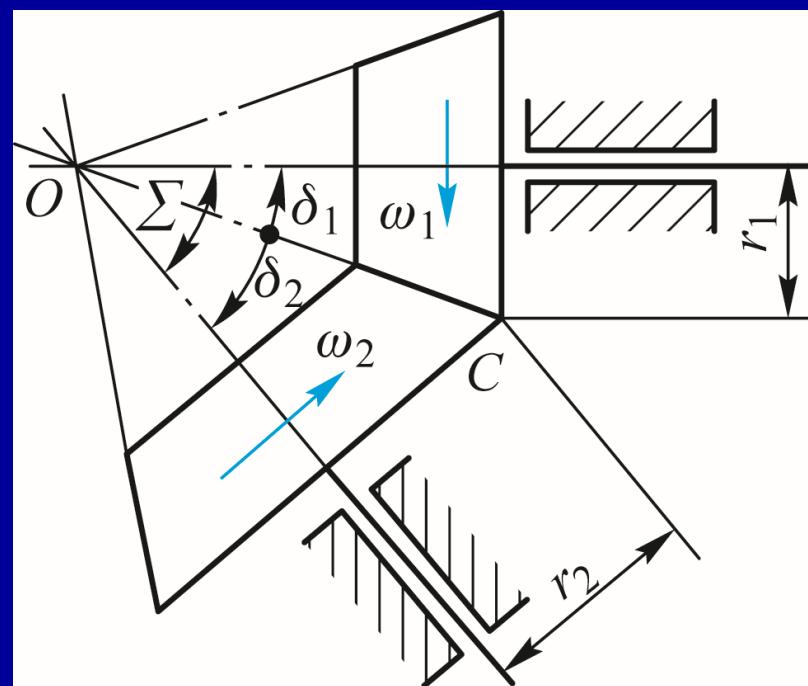
**名称变化：**圆柱→圆锥，如分度圆锥、节圆锥、基圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥等等。



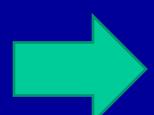


一对锥齿轮的运动相当于一对节圆锥的纯滚动。正确安装的标准锥齿轮，节圆锥和分度圆锥重合。如图设 $\delta_1$ 和 $\delta_2$ 为小大齿轮的分度圆锥角，则两轴线交角为：

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$



$$r_1 = OC \sin \delta_1$$
$$r_2 = OC \sin \delta_2$$

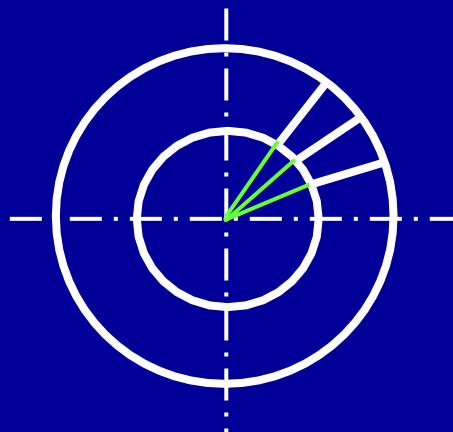


$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

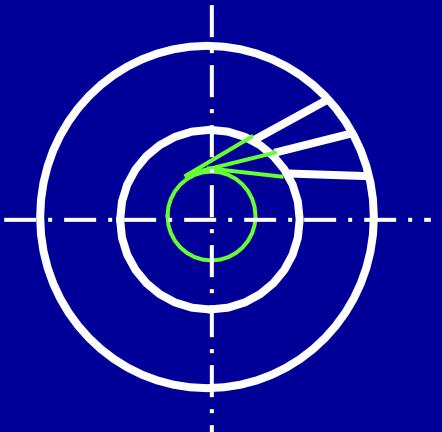


圆锥齿  
轮类型

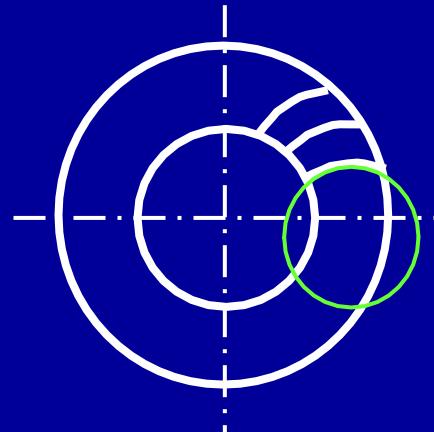
按齿形分有：直齿、斜齿、曲齿（圆弧齿、  
螺旋齿）



直齿



斜齿

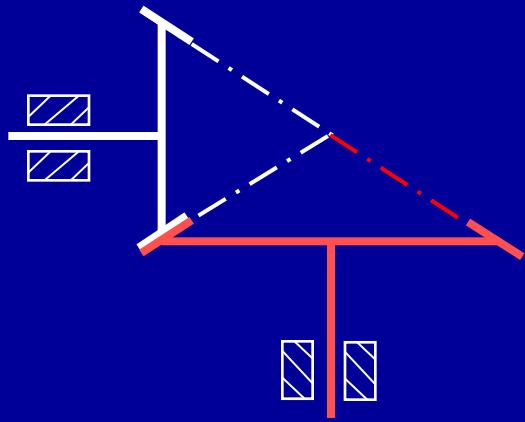


曲齿

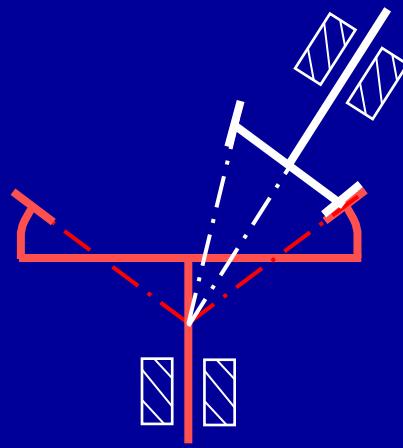


## 圆锥齿轮类型

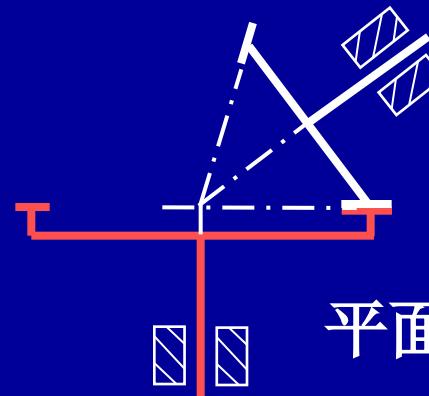
- 按齿形分：直齿、斜齿、曲齿；
- 按啮合方式分：外啮合、内啮合、平面啮合；
- 按轮齿高度分：渐缩齿、等高齿、等顶隙齿。



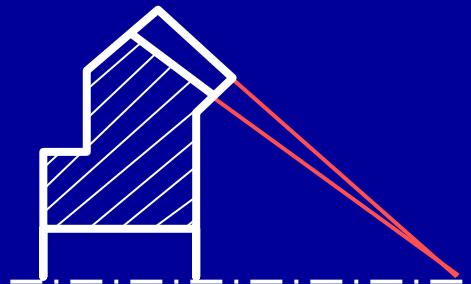
外啮合



内啮合



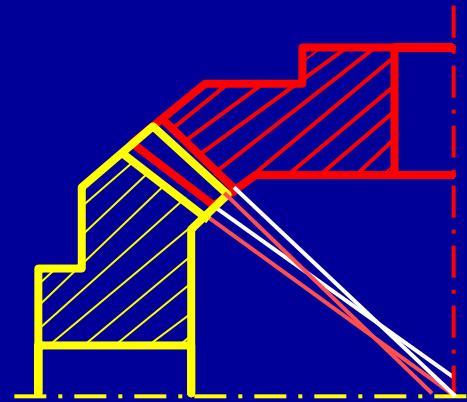
平面啮合



渐缩齿



等高齿

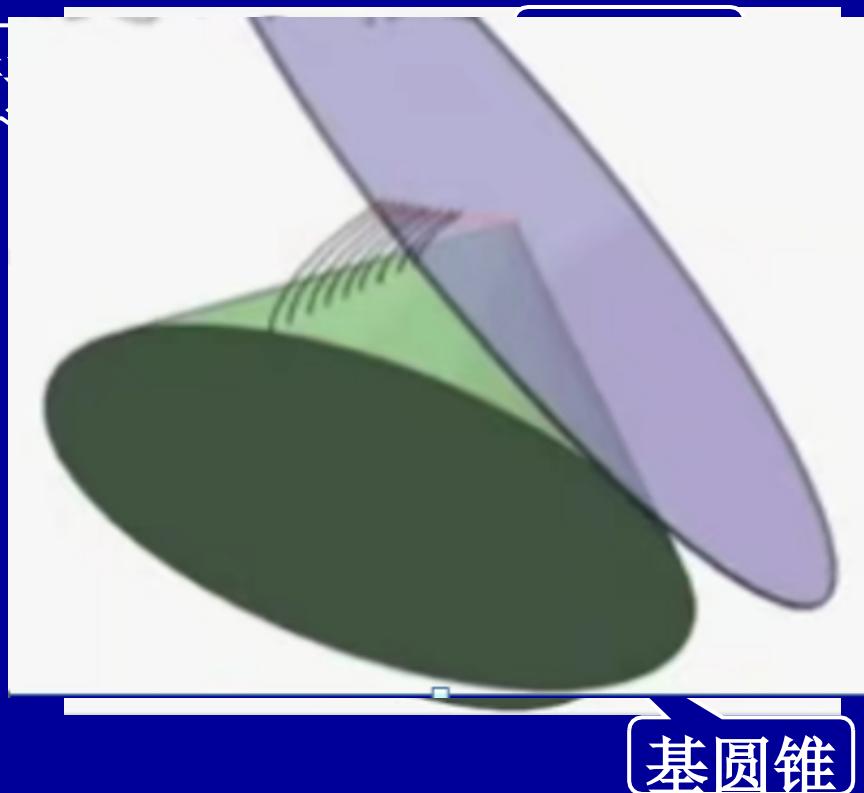
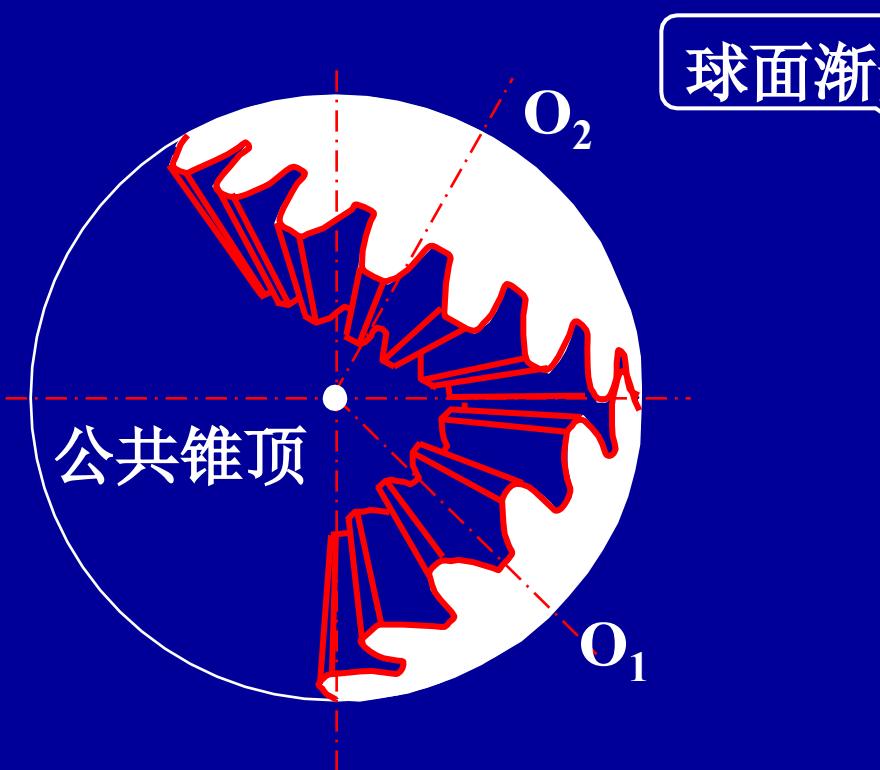


等顶隙齿

## 二、背锥及当量齿轮

锥齿轮转动时，两个锥齿轮有一个公共锥顶O，只有到O点的距离相等的点才能啮合，其轨迹为一个球面上。

其齿廓曲线是球面渐开线，即一个圆平面在一圆锥上作纯滚动时，平面上任一点的轨迹。



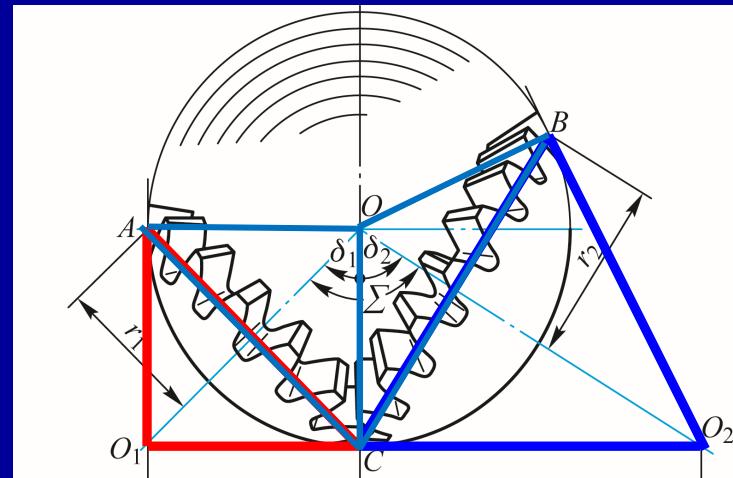


因球面无法展开成平面，这就给锥齿轮的设计、制造带来困难。为此采用一种代替球面渐开线的近似方法。

### 一对相互啮合直齿锥齿轮投影图：

$\Delta OCA$ 、 $\Delta OCB$ 分别为两轮的分度圆锥， $AC$ 、 $BC$ 对应分度圆锥大端的分度圆， $OC$ 、 $OA$ 、 $OB$ 为分度圆锥的母线。

过 $C$ 作 $OC$ 的垂线交两轮轴线于 $O_1$ 、 $O_2$ ，以 $O_1C$ 、 $O_2C$ 为母线的两个圆锥 $O_1CA$ 、 $O_2CB$ ，称为两齿轮的大端背锥。



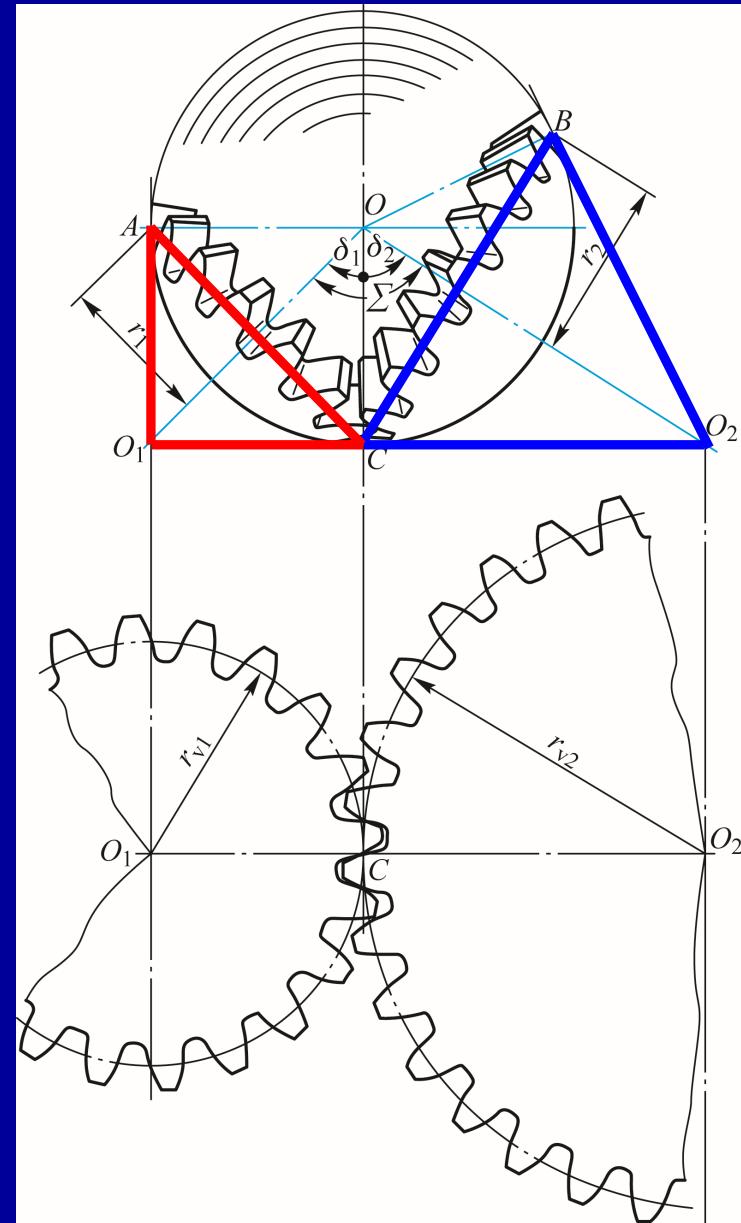
大端背锥母线 $O_1C$ 、 $O_2C$ 与分度圆锥母线 $OC$ 相互垂直，背锥与锥齿轮大端球面切于大端的分度圆。



将背锥展开为平面扇形，以锥齿轮大端参数 ( $z$ 、 $m$ 、 $\alpha$ 、 $h_{\text{a}}^*$ 、 $c^*$ ) 在扇形上构造轮齿，得**扇形直齿轮**。

若将扇形直齿轮卷为锥形，得带齿廓的背锥，可认为**背锥齿形与锥齿轮大端齿形非常接近**，一对锥齿轮大端齿廓的啮合可近似为一对背锥上齿廓的啮合。

借助背锥，可将锥齿轮上的球面渐开线简化为背锥展开后的扇形平面直齿轮齿廓进行研究。





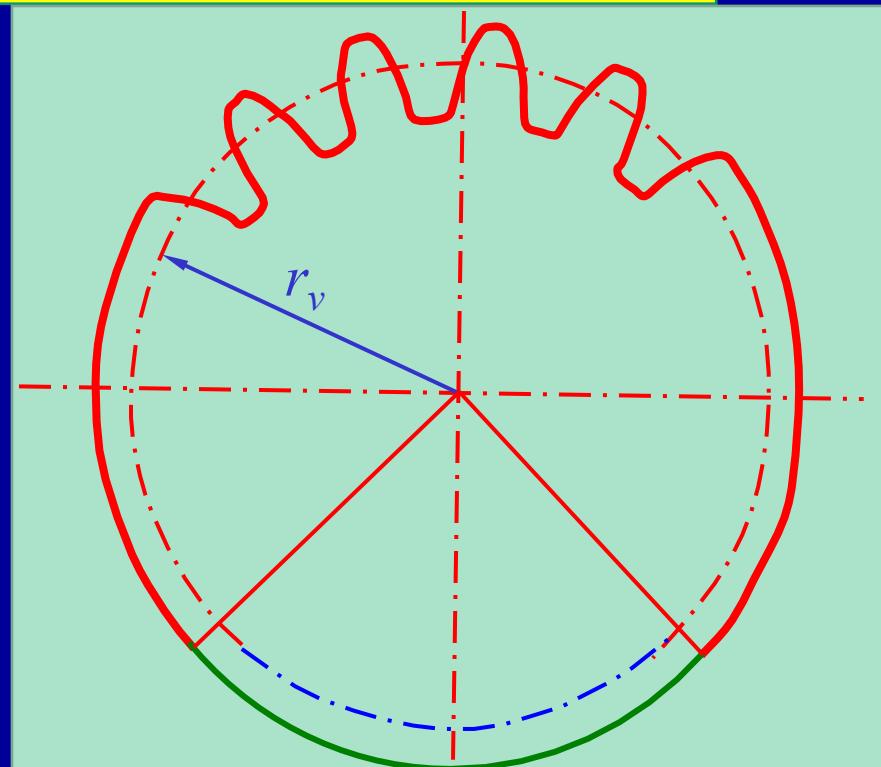
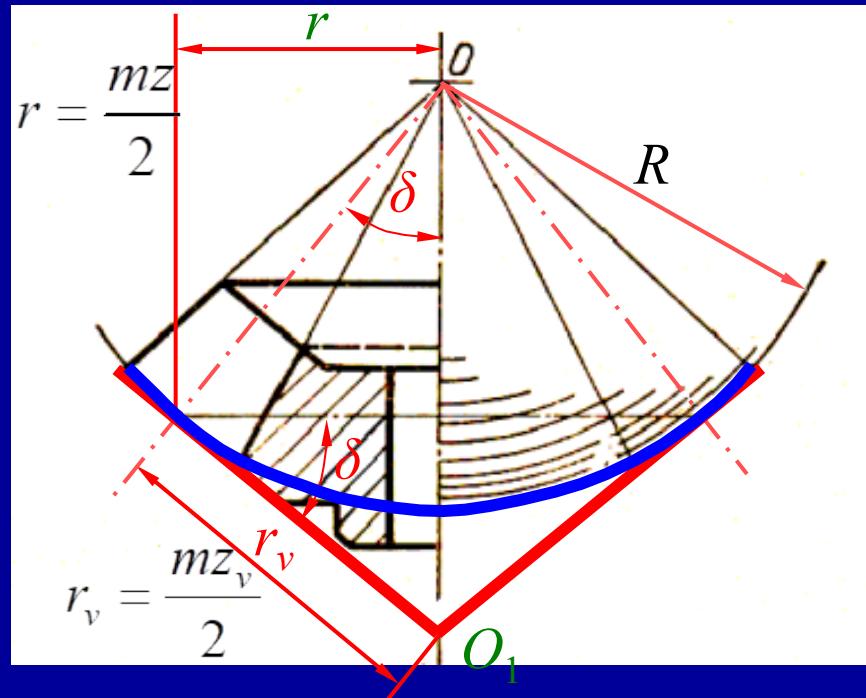
将扇形齿轮的轮齿补全，得完整的直齿圆柱齿轮，称为锥齿轮的大端当量齿轮。

当量齿轮的齿数 $z_v$ 称为锥齿轮的当量齿数（无须圆整）。

$$r_v = \frac{r}{\cos \delta}$$

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$$

$$z_{\min} = z_{v \min} \cos \delta$$





锥齿轮  $\rightarrow$  圆柱直齿轮

引入当量齿轮的概念后，一对锥齿轮的啮合传动问题就转化为一对圆柱直齿轮啮合传动。故可直接引用直齿轮的结论。

正确啮合条件：  $m_1=m_2, \alpha_1=\alpha_2, R_{e1}=R_{e2}$

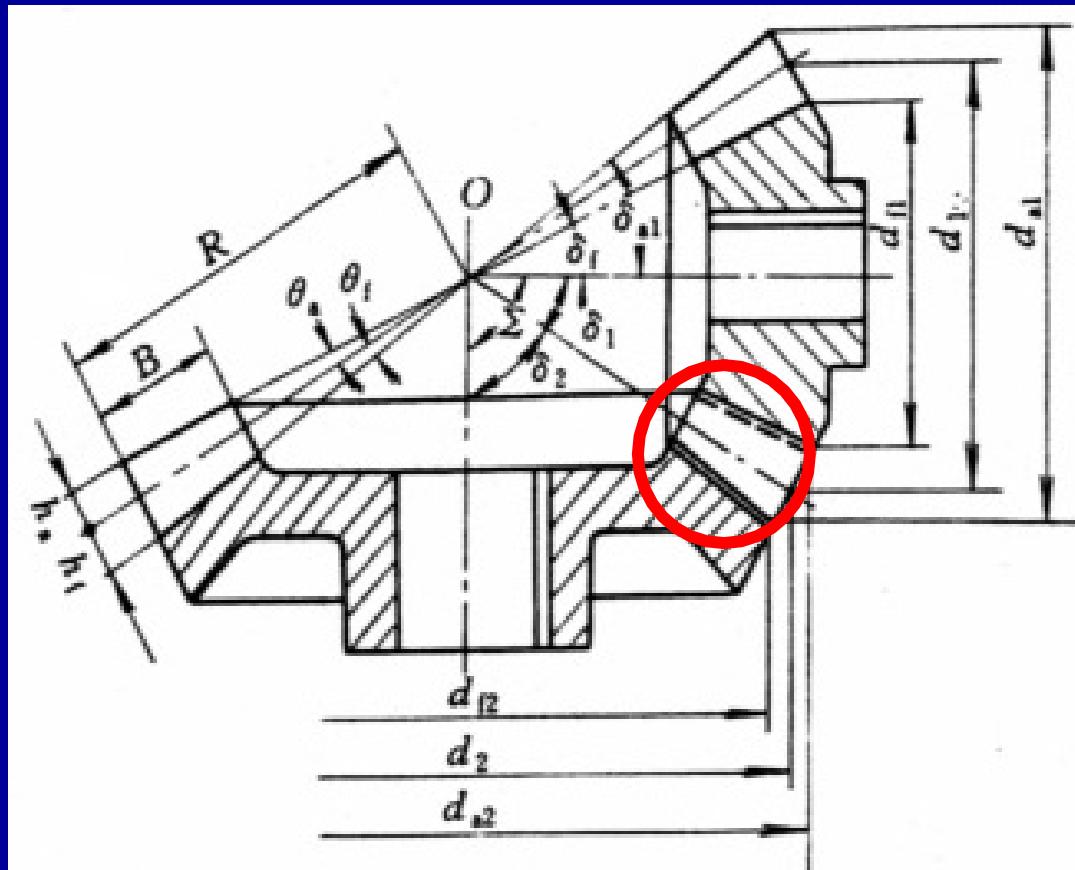
不根切最少齿数：  $z_{v\min}=17, z=17\cos\delta :$

$$\delta = 45^\circ \quad z = 12$$

### 三、直齿锥齿轮几何尺寸计算

直齿锥齿轮的齿高由大端到小端逐渐收缩，收缩类型主要有两种：不等顶隙收缩齿和等顶隙收缩齿。

不等顶隙收缩齿——各圆锥的锥顶重合，顶隙由大端到小端逐渐缩小，小端轮齿强度差、润滑不良。

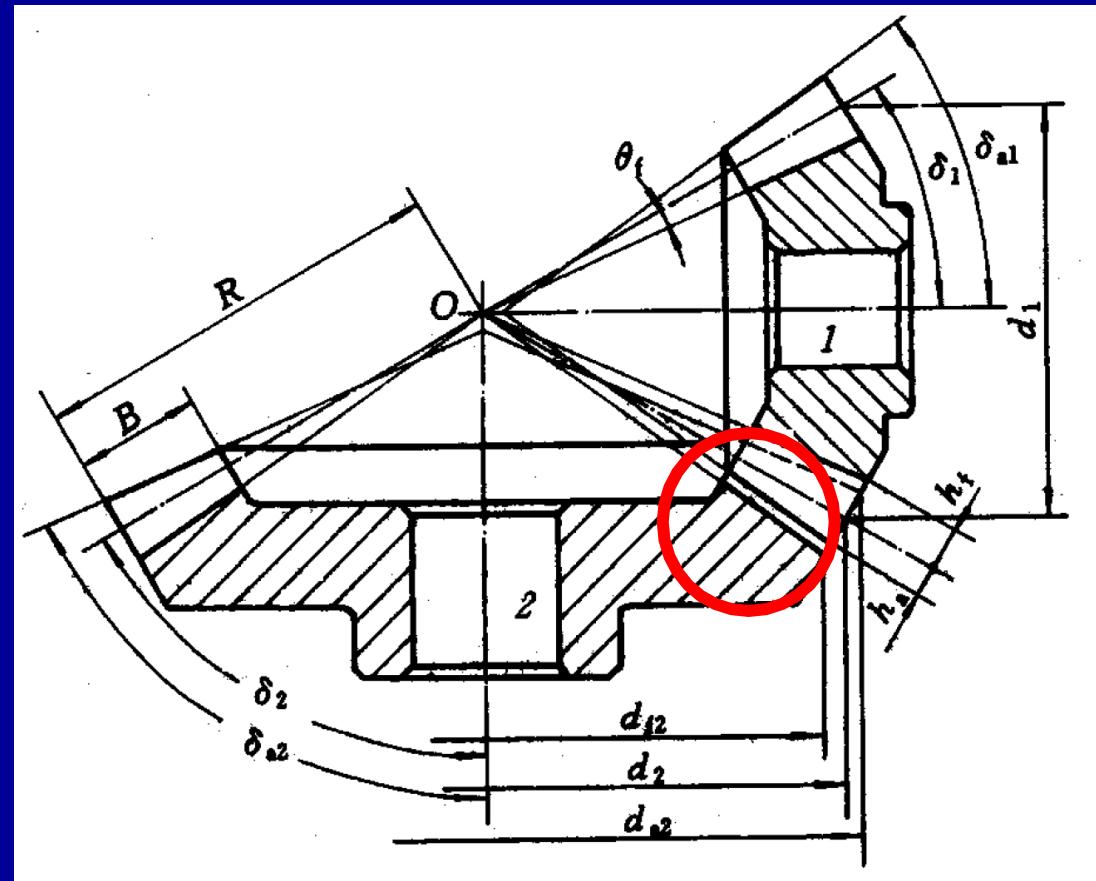


## 等顶隙收缩齿——齿根

圆锥和分度圆锥共锥顶，  
顶隙由大端到小端不变，  
可改善润滑状况；小端  
齿高降低，可提高小端  
轮齿的弯曲强度。

由于直齿锥齿轮大端的  
尺寸最大，测量方便。  
因此，规定锥齿轮的参  
数和几何尺寸计算均以  
大端为准。

常采用等顶  
隙收缩齿



大端参数： $m$ 为标准值， $\alpha = 20^\circ$ ， $h_a^* = 1$ ， $c^* = 0.2$ 。

 $R_e$ —外锥距 $\delta$ —分度圆锥角 $\delta_a$ —齿顶圆锥角 $b$ —齿宽 $d_1, d_2$ —分度圆直径 $d_a$ —齿顶圆 $d_f$ —齿根圆

传动比:

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$$

$$= r_2 / r_1$$

$$= \sin \delta_2 / \sin \delta_1$$

$$\text{当 } \Sigma = 90^\circ \text{ 时, } \delta_2 + \delta_1 = 90^\circ$$

$$i_{12} = \tan \delta_2 = \cot \delta_1$$

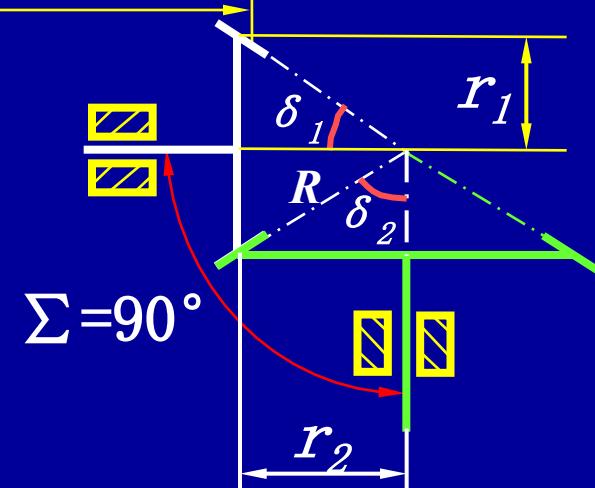
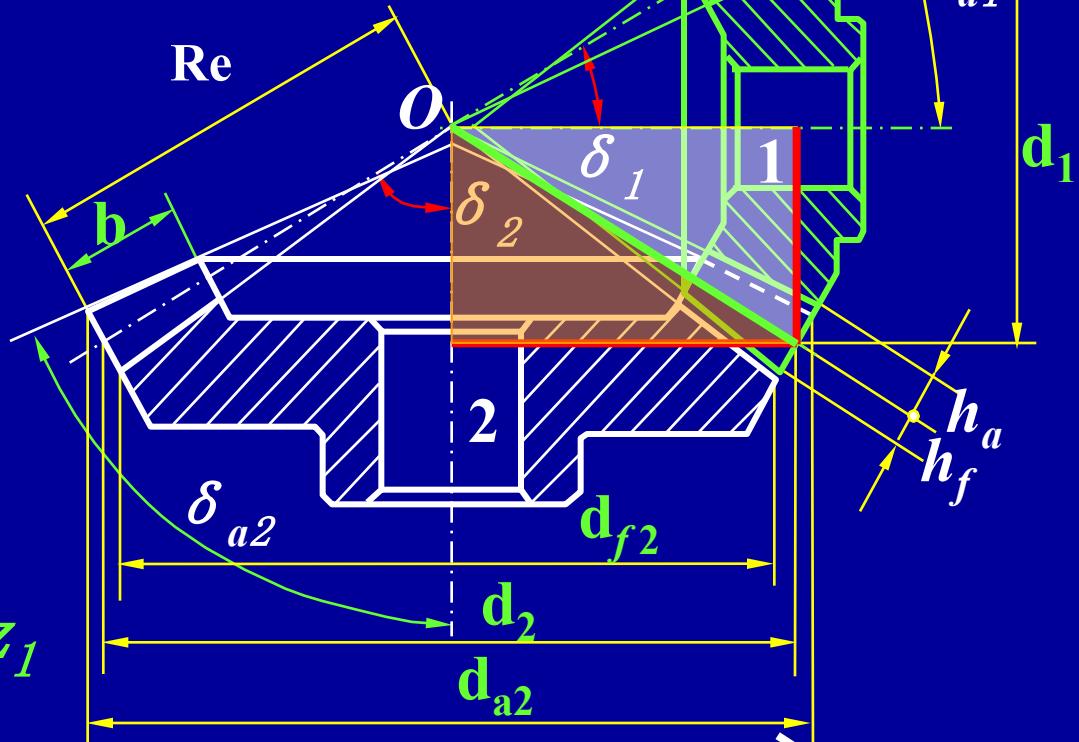
设计时, 如果给定  $i_{12}$ , 据此可确定  $\delta$ 。

表 4-5  $\Sigma=90^\circ$  标准直齿锥齿轮的几何尺寸计算

| 序号 | 名称    | 符号                         | 计算公式及参数选择  |
|----|-------|----------------------------|--|
| 1  | 大端模数  | $m_e$                      | 按 GB/T 12368—1990 取标准值   |
| 2  | 传动比   | $i_{12}$                   | $i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \tan \delta_2$ , 单级 $i < 7$                    |
| 3  | 分度圆锥角 | $\delta_1, \delta_2$       | $\delta_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1}, \delta_1 = 90^\circ - \delta_2$       |
| 4  | 分度圆直径 | $d_1, d_2$                 | $d_1 = m_e z_1, d_2 = m_e z_2$   |
| 5  | 齿顶高   | $h_a$                      | $h_a = m_e$  |
| 6  | 齿根高   | $h_f$                      | $h_f = 1.2m_e$   |
| 7  | 全齿高   | $h$                        | $h = 2.2m_e$   |
| 8  | 顶隙    | $c$                        | $c = 0.2m_e$   |
| 9  | 齿顶圆直径 | $d_{a1}, d_{a2}$           | $d_{a1} = d_1 + 2m_e \cos \delta_1, d_{a2} = d_2 + 2m_e \cos \delta_2$     |
| 10 | 齿根圆直径 | $d_{f1}, d_{f2}$           | $d_{f1} = d_1 - 2.4m_e \cos \delta_1, d_{f2} = d_2 - 2.4m_e \cos \delta_2$ |
| 11 | 外锥距   | $R_e$                      | $R_e = \sqrt{r_1^2 + r_2^2} = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$          |
| 12 | 齿宽    | $b$                        | $b \leq \frac{R_e}{3}, b \leq 10m_e$                                       |
| 13 | 齿顶角   | $\theta_a$                 | $\theta_a = \arctan \frac{h_a}{R_e}$ (不等顶隙齿); $\theta_a = \theta_f$ (等顶隙齿) |
| 14 | 齿根角   | $\theta_f$                 | $\theta_f = \arctan \frac{h_f}{R_e}$                                       |
| 15 | 根锥角   | $\delta_{f1}, \delta_{f2}$ | $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f, \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f$     |
| 16 | 顶锥角   | $\delta_{a1}, \delta_{a2}$ | $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a, \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a$     |



## §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★

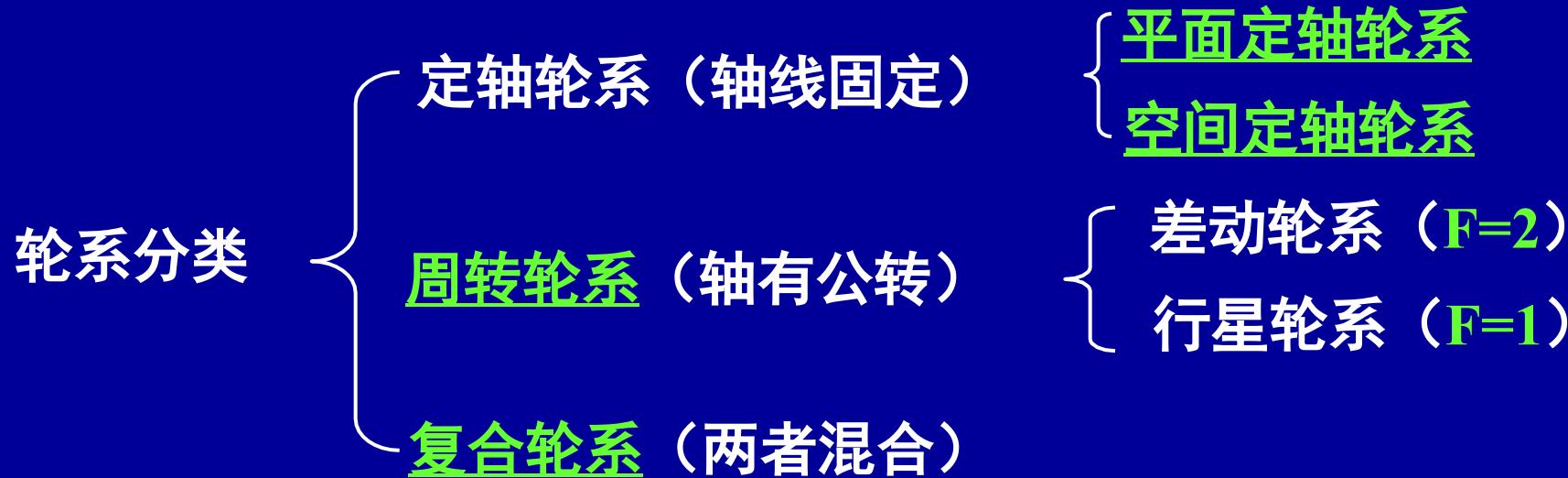
§5-4 复合轮系及其传动比★

§5-5 轮系的应用

§5-6 几种特殊的行星传动简介★



定义：由齿轮组成的传动系统—简称轮系



本章主要分析和解决定轴轮系的问题：

1. 定轴轮系传动比  $i$  的计算；
2. 定轴轮系中从动轮转向的判断。



§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 轮系的应用

§5-6 几种特殊的行星传动简介★



## §5—2 定轴轮系及其传动比

### 一、传动比大小的计算

一对齿轮:  $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$  可直接得出

对于齿轮系, 设输入轴的角速度为 $\omega_1$ , 输出轴的角速度为 $\omega_m$ , 按定义有:

$$i_{1m} = \omega_1 / \omega_m \quad \text{强调下标记法}$$

当 $i_{1m} > 1$ 时为减速,  $i_{1m} < 1$ 时为增速。

$$\begin{aligned} i_{1m} &= \frac{\omega_1}{\omega_m} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdots \cdots \frac{\omega_{m-1}}{\omega_m} \\ &= \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdots \cdots z_m}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdots \cdots z_{m-1}} \end{aligned}$$

$$= \frac{\text{所有从动轮齿数的乘积}}{\text{所有主动轮齿数的乘积}}$$

需要记住

## 二、首、末轮转向的确定

两种方法：

1) 用“+”“-”表示

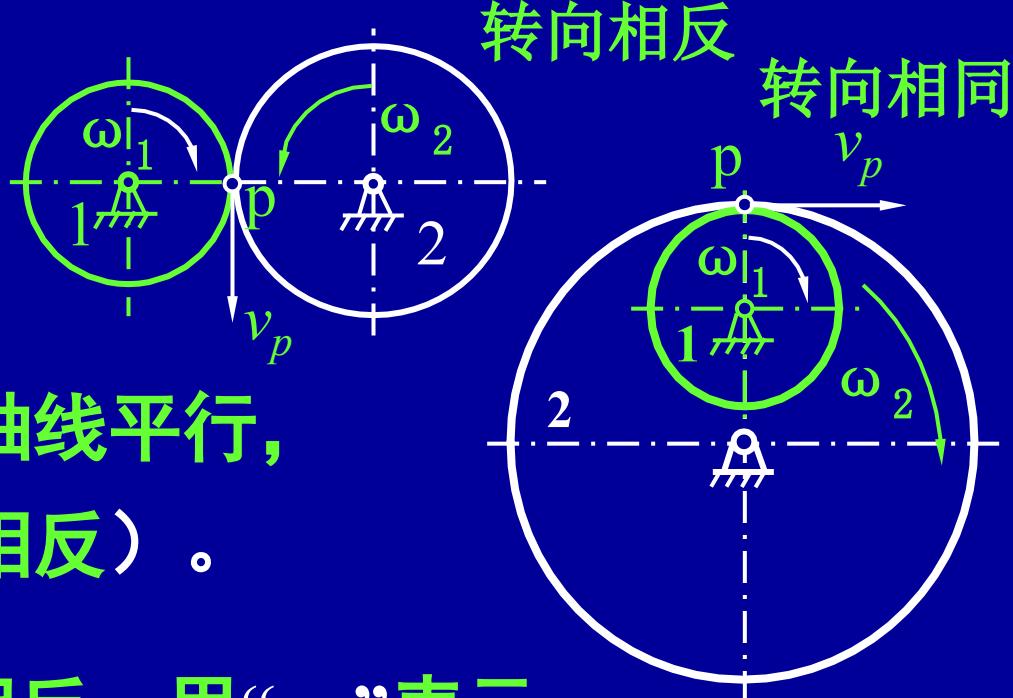
适用于平面定轴轮系（轴线平行，  
两轮转向不是相同就是相反）。

外啮合齿轮：两轮转向相反，用“-”表示；

内啮合齿轮：两轮转向相同，用“+”表示。

设轮系中有m对外啮合齿轮，则末轮转向为 $(-1)^m$

$$i_{1m} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数的乘积}}{\text{所有主动轮齿数的乘积}}$$



每一对外齿轮反向一次考虑方向时有



## 2)画箭头

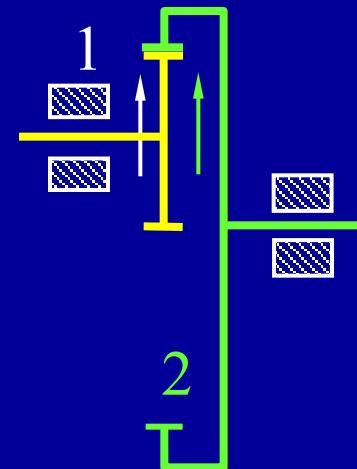
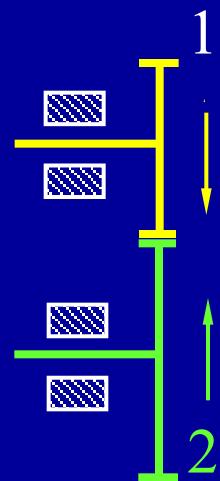
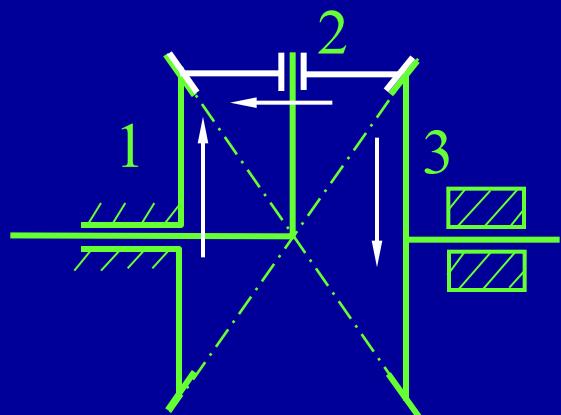
外啮合时： 两箭头同时指向（或远离）啮合点。

头头相对或尾尾相对。 注：箭头表示齿轮  
可见侧的圆周速度  
方向

内啮合时： 两箭头同向。

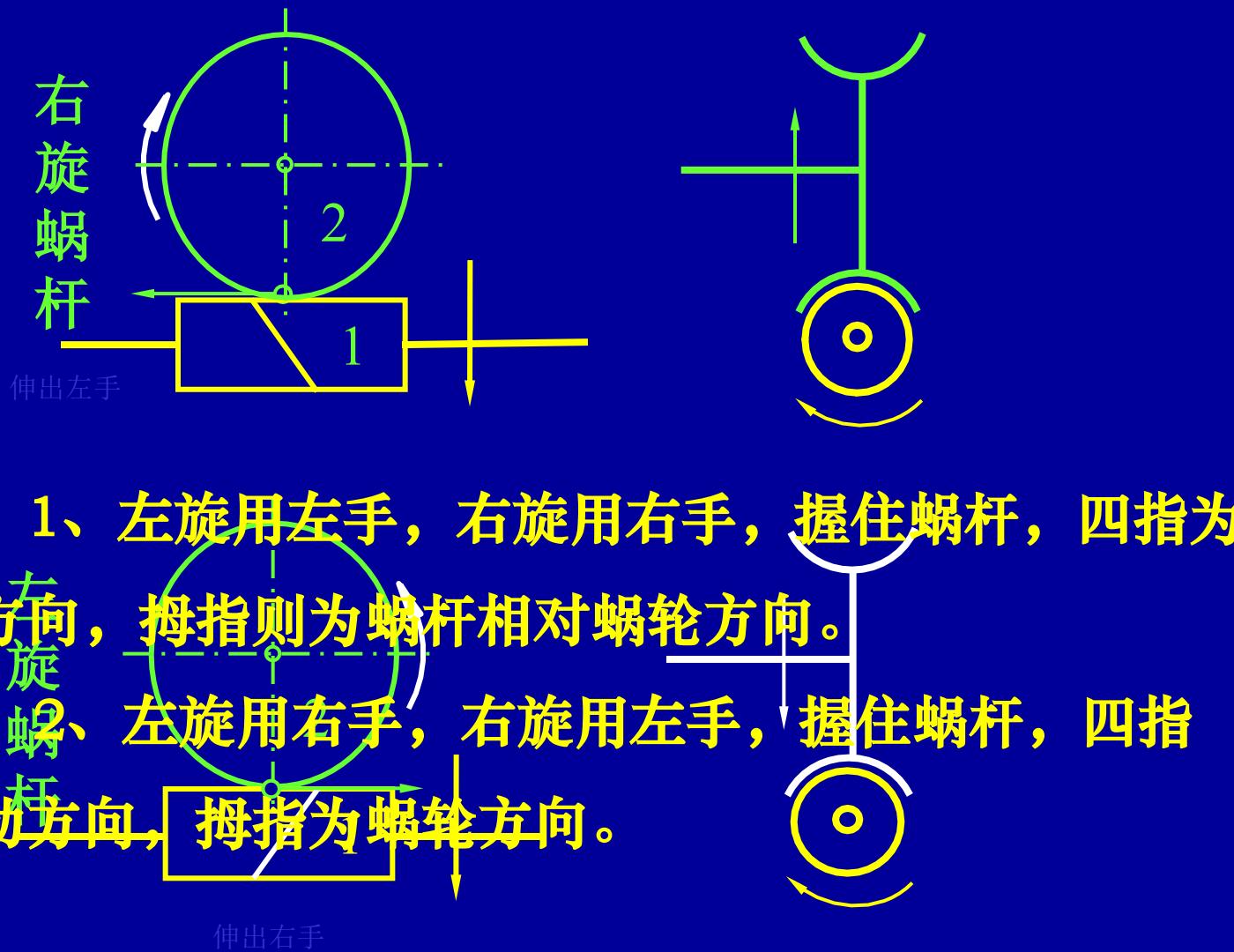
对于空间定轴轮系，只能用画箭头的方法来确定从动轮的转向。

## 1)锥齿轮





## 2) 蜗轮蜗杆





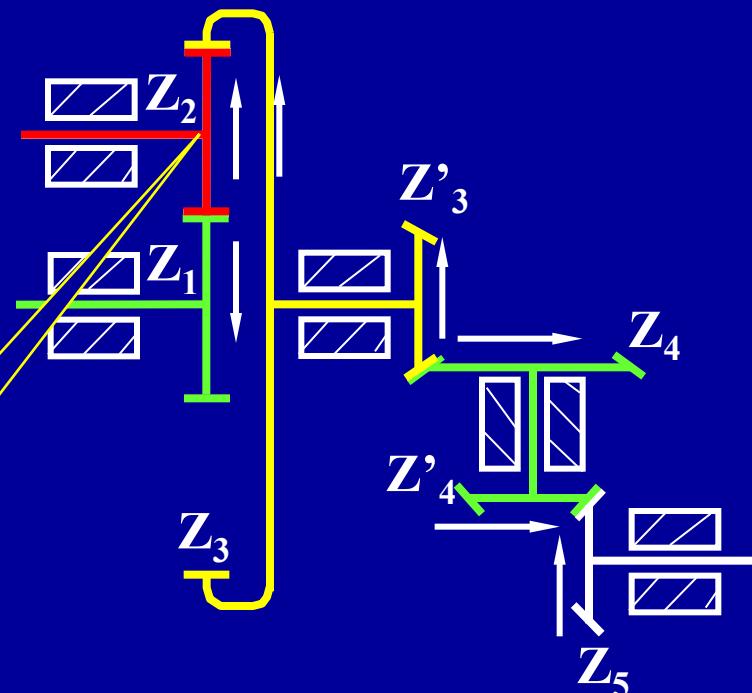
例一：已知图示轮系中各轮齿数，求传动比  $i_{15}$ 。

解：1.先确定各齿轮的转向

2.计算传动比

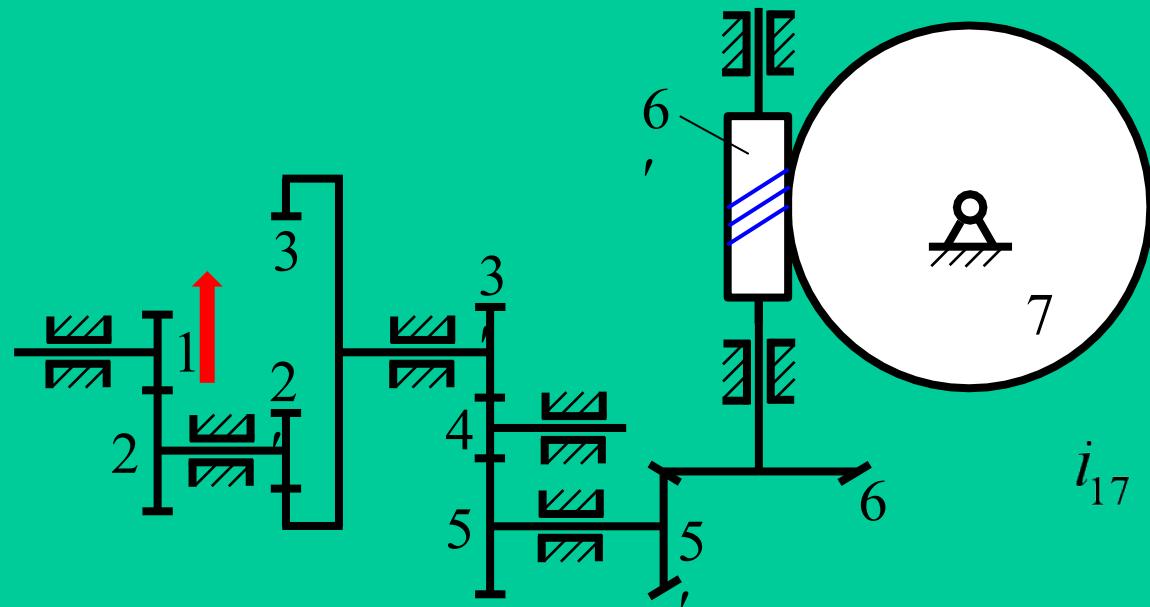
$$\begin{aligned} i_{15} &= \omega_1 / \omega_5 \\ &= \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2 z'_3 z'_4} \\ &= -\frac{z_3 z_4 z_5}{z_1 z'_3 z'_4} \end{aligned}$$

过轮



齿轮1、5 转向相反

齿轮2对传动比没有影响，但能改变从动轮的转向，称为过轮（惰轮）或中介轮。



传动比大小

$$i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7}{z_1 z_2' z_3' z_4 z_5' z_6'}$$

A

蜗轮方向逆时针

B

蜗轮方向顺时针

提交



§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 轮系的应用

§5-6 几种特殊的行星传动简介★

## §11-5 轮系的应用



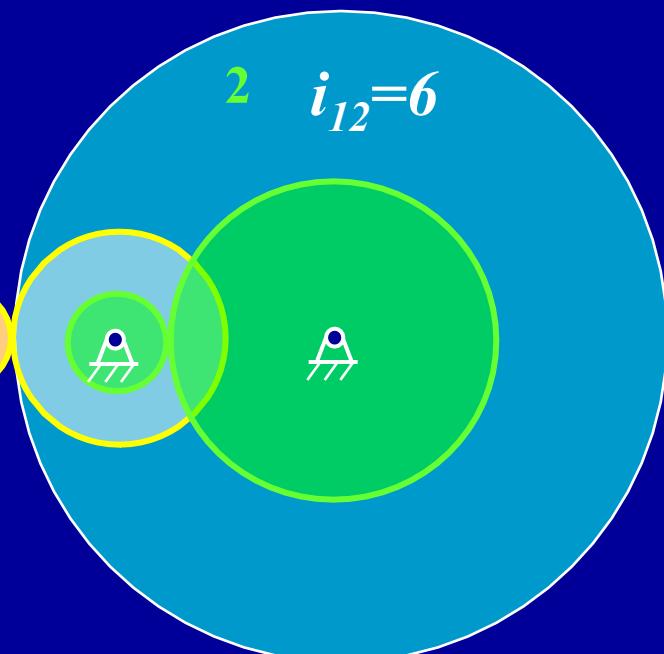
1) 获得较大的传动比，而且结构紧凑。 实例比较

一对齿轮:  $i < 8$ , 轮系的传动比  $i$  可达 10000。

2) 实现分路传动, 如钟表时分秒针;



结构超大、小轮易坏



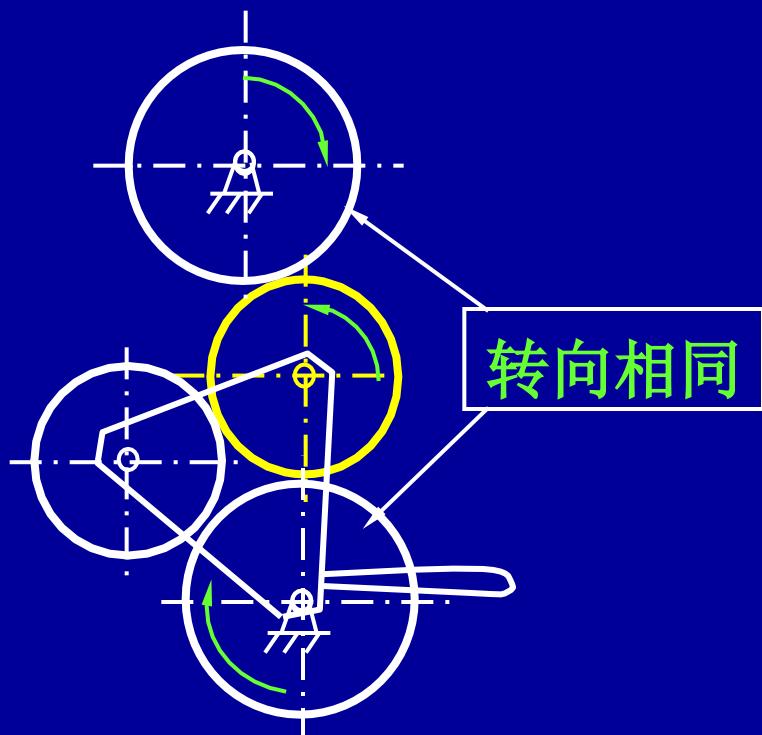
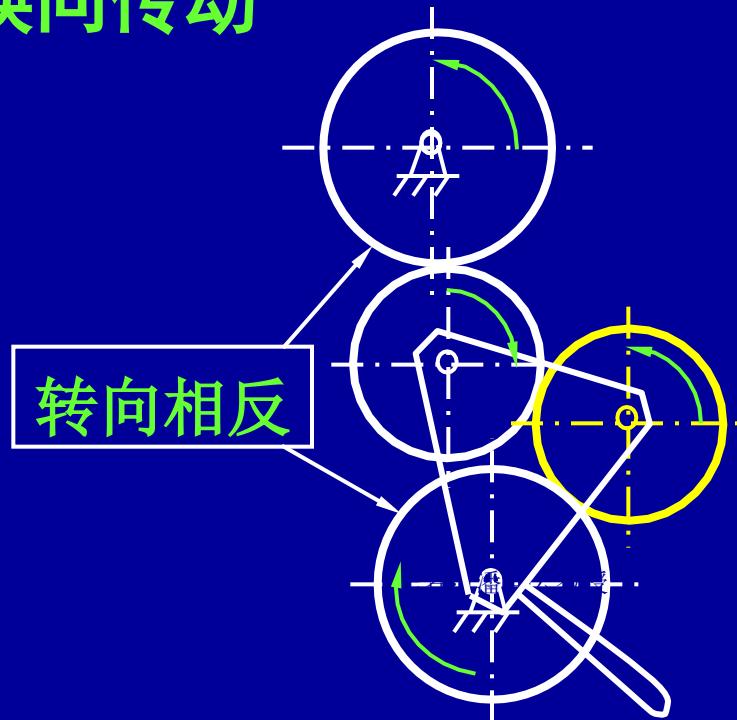


1) 获得较大的传动比，而且结构紧凑。

一对齿轮:  $i < 8$ , 轮系的传动比  $i$  可达 10000。

2) 实现分路传动, 如钟表时分秒针;

3) 换向传动



车床走刀丝杠三星轮换向机构



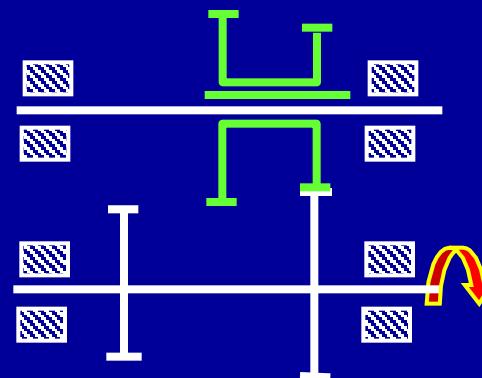
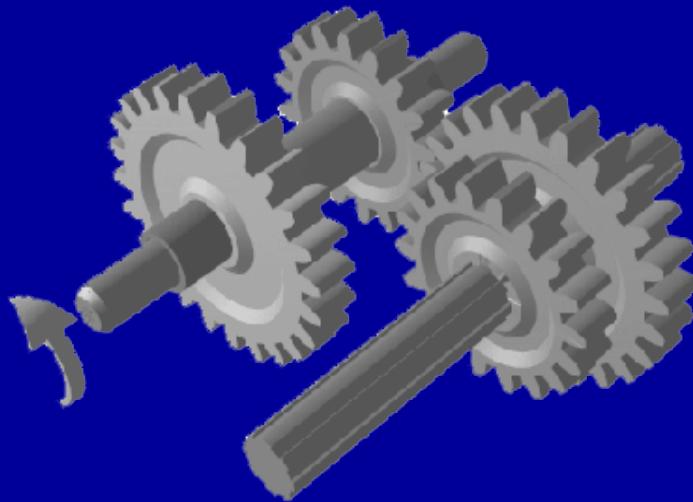
1)获得较大的传动比，而且结构紧凑。

一对齿轮:  $i<8$ , 轮系的传动比*i*可达10000。

2)实现分路传动, 如钟表时分秒针;

3)换向传动

4)实现变速传动



移动双联齿轮使不同齿数的齿轮进入啮合可改变输出轴的转速。



汽车齿轮变速箱——当拨动齿轮到不同的位置，便可得到四种不同的输出转速：

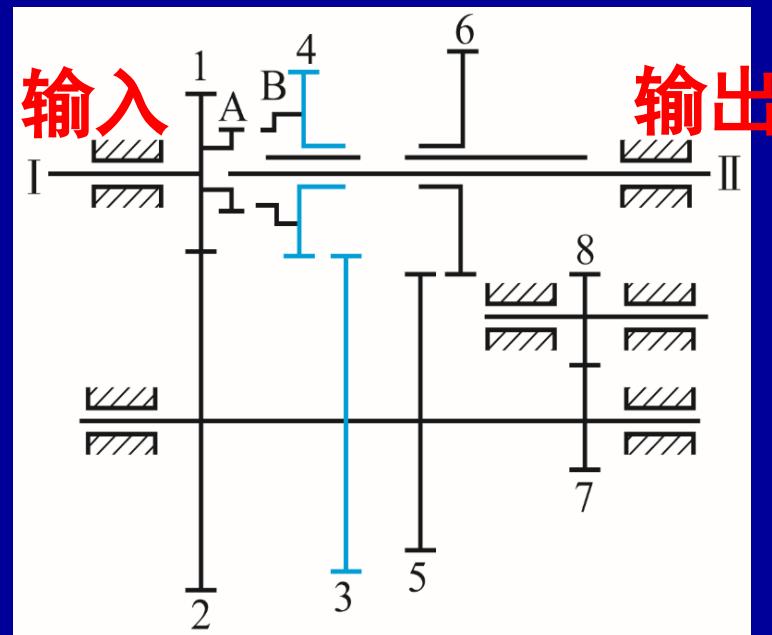
1) 当离合器A与B接合时，

汽车以高速前进；

2) 当4与3啮合时，汽车以中速前进；

3) 当6与5啮合时，汽车以低速前进；

4) 当6与8啮合时，汽车以最低速倒车。





1)获得较大的传动比，而且结构紧凑。

一对齿轮:  $i < 8$ , 轮系的传动比*i*可达10000。

2)实现分路传动, 如钟表时分秒针;

3)换向传动

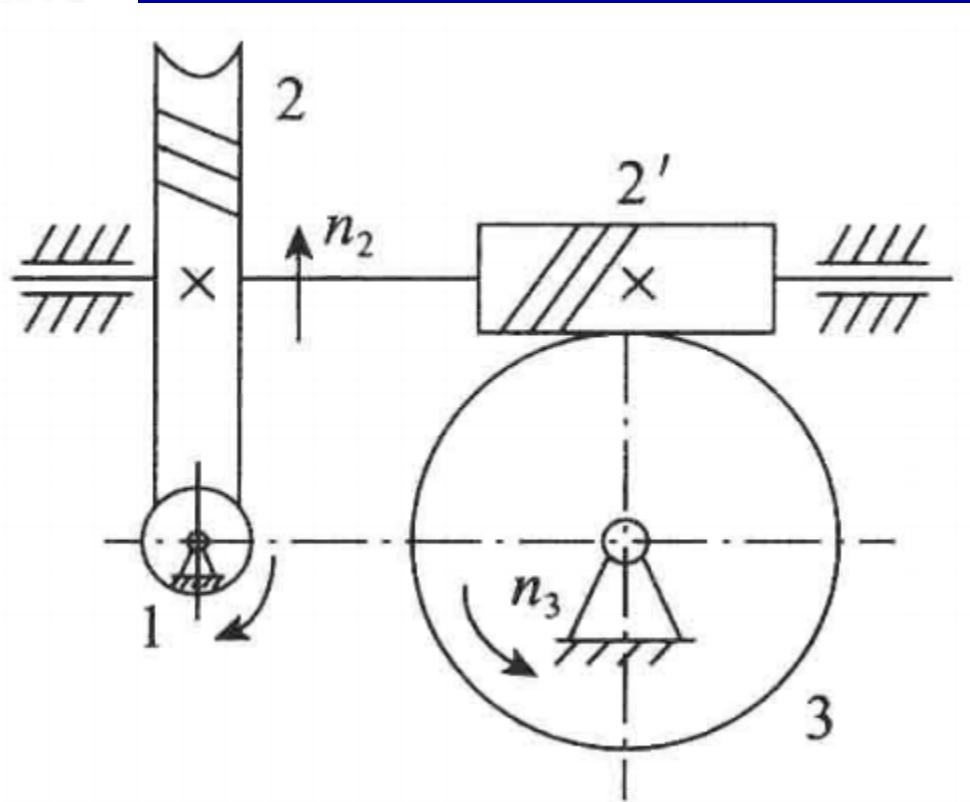
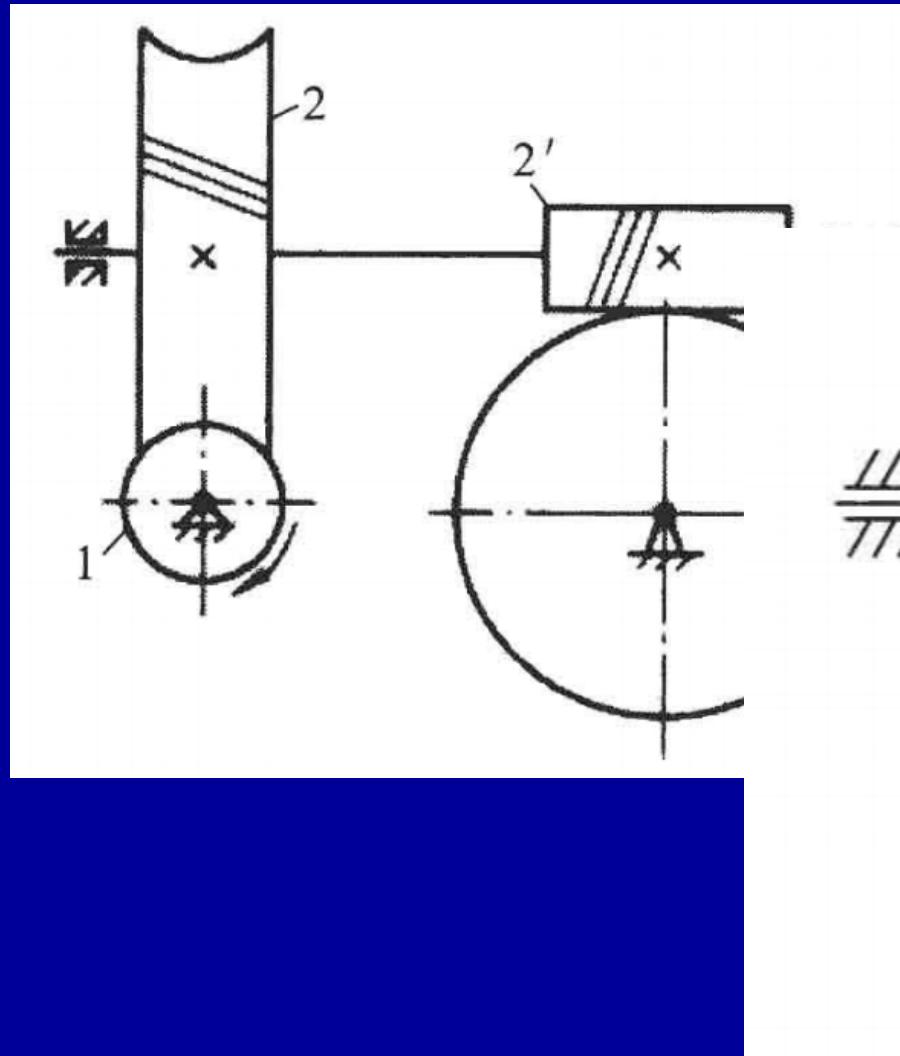
4)实现变速传动

5)运动合成 (两输入一输出)

6)运动分解 (一输入两输出)

周转轮系可实现 (略)

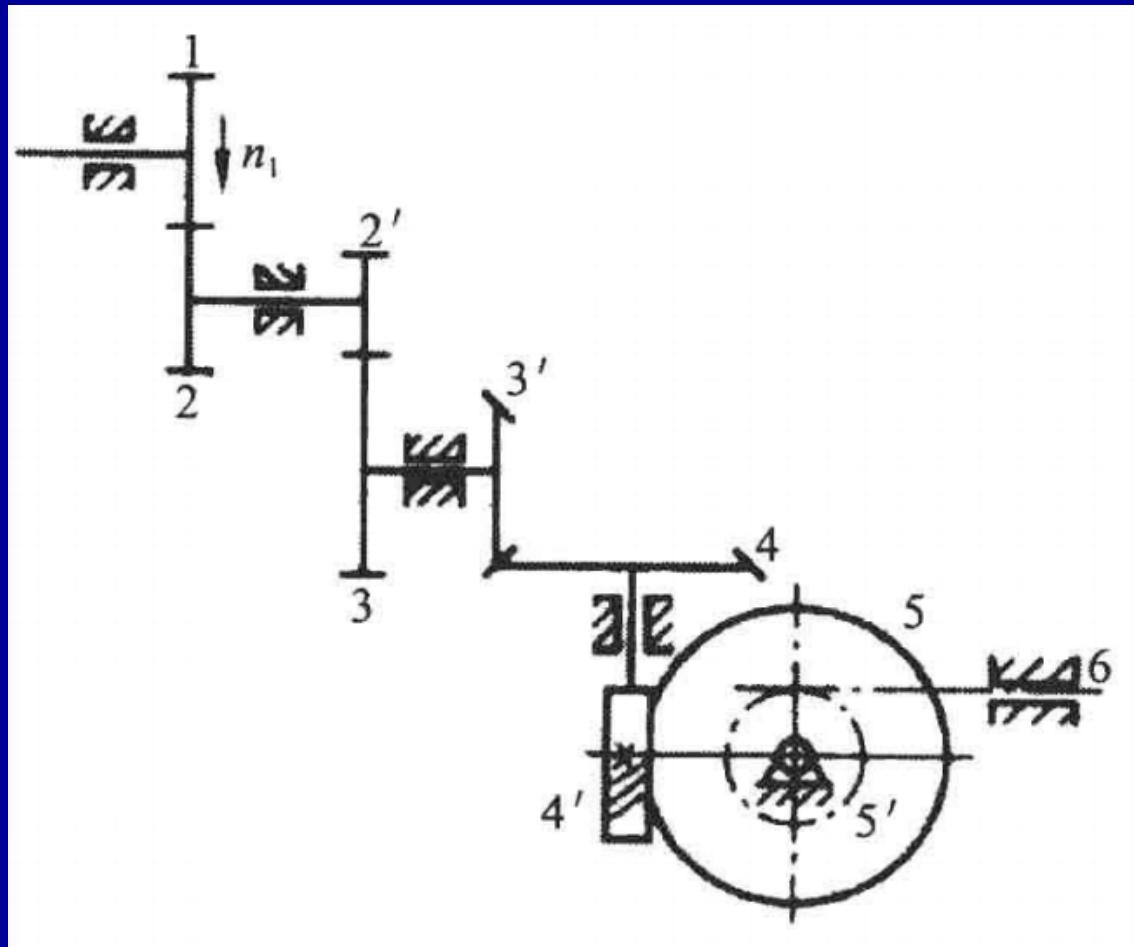
# 练习：判断蜗轮2和蜗轮3的方向（箭头）

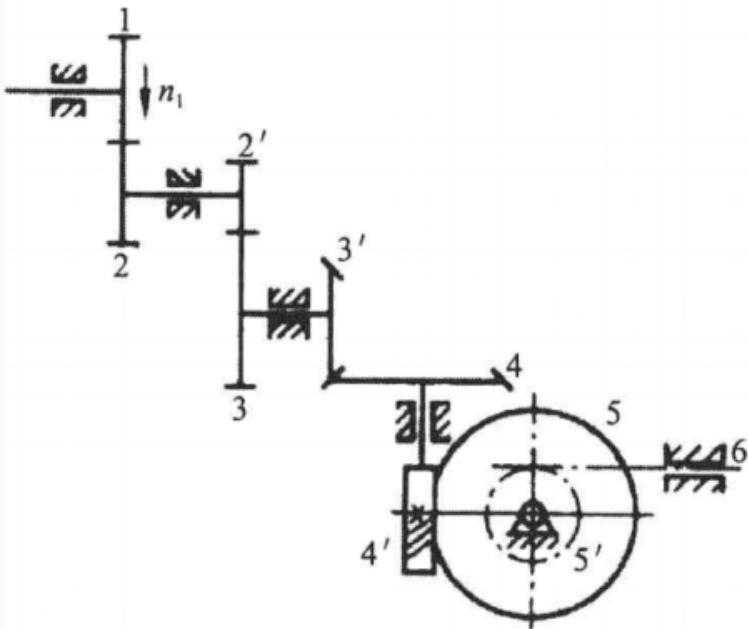




练习:  $Z_1=15, Z_2=25, Z_{2'}=15, Z_3=30, Z_{3'}=15, Z_4=30, Z_{4'}=2$  (右旋)

$Z_5=60, Z_{5'}=20$  ( $m=4\text{mm}$ ), 若  $n_1=500\text{r/min}$ , 求齿条6线速度v的大小和方向。





依题意有,传动比

$$i_{15} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2' z_3' z_4'} = \frac{25 \times 30 \times 30 \times 60}{15 \times 15 \times 2} = 200$$

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{500}{200} = 2.5 \text{ r/min}$$

齿条 6 的线速度和齿轮 5' 分度圆上的线速度相等;而齿轮 5' 的转速和齿轮 5 的转速相等,则

$$\begin{aligned} v_6 &= v_{5'} = \frac{n_{5'} \pi r_{5'}}{30} = \frac{n_5 \pi m z_5}{30 \times 2} \\ &= \frac{2.5 \times 3.14 \times 4 \times 20}{30 \times 2} = 10.5 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

齿轮 5' 的转向为顺时针,齿条 6 方向为水平向右。



机械设计应满足的要求：

在满足预期功能的前提下，性能好、效率高、成本低，在预定使用期限内安全可靠，操作方便、维修简单和造型美观等。

机械零件的失效：

机械零件由于某种原因不能正常工作时，称为失效。

工作能力----在不发生失效的条件下，零件所能安全工作的限度。通常此限度是对载荷而言，所以习惯上又称为：承载能力。

如轴、齿轮、轴瓦、轴颈、螺栓、带传动等。  
机械零件虽然有多种可能的失效形式，归纳起来最主要的为

零件的失效形式：

- 断裂或塑性变形；
- 过大的弹性变形；
- 工作表面的过度磨损或损伤；
- 发生强烈的振动； 联接的松弛；
- 摩擦传动的打滑等。

失效原因：强度、刚度、耐磨性、振动稳定性、温度等原因。



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology

对于各种不同的失效形式，也各有相应的工作能力判定条件

强度条件：计算应力<许用应力；

刚度条件：变形量<许用变形量；

防止失效的判定条件是：

计算量<许用量 ——工作能力计算准则。

机械零件设计的步骤：

- 1) 拟定零件的计算简图；
- 2) 确定作用在零件上的载荷；
- 3) 选择合适的材料；
- 4) 根据零件可能出现的失效形式，选用相应的判定条件，确定零件的形状；

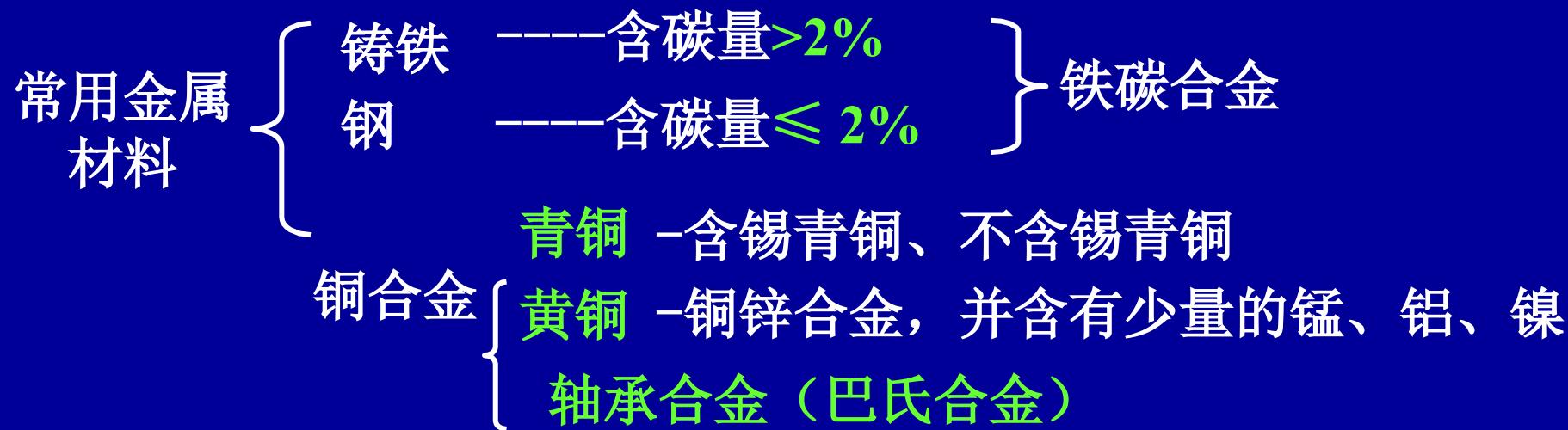
注意，零件尺寸的计算值一般并不是最终采用的数值，设计者还要根据制造零件的工艺要求和标准、规格加以圆整

- 5) 绘制工作图并标注必要的技术条件。



## 机械设计的常用材料:

### 一、金属材料



### 二、非金属材料

橡胶 塑料

其它非金属材料：皮革、木材、纸板、棉、丝等。



## 配合 类型

- {
  - 间隙配合      孔>轴，用于可动联接，如活动铰链；
  - 过渡配合      可能有间隙，也可能具有过盈。用于要求具有良好的同轴性而又便于拆装的静联接，如齿轮与轴；
  - 过盈配合      孔<轴，用于静联接，如火车轮与轴。



## §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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接



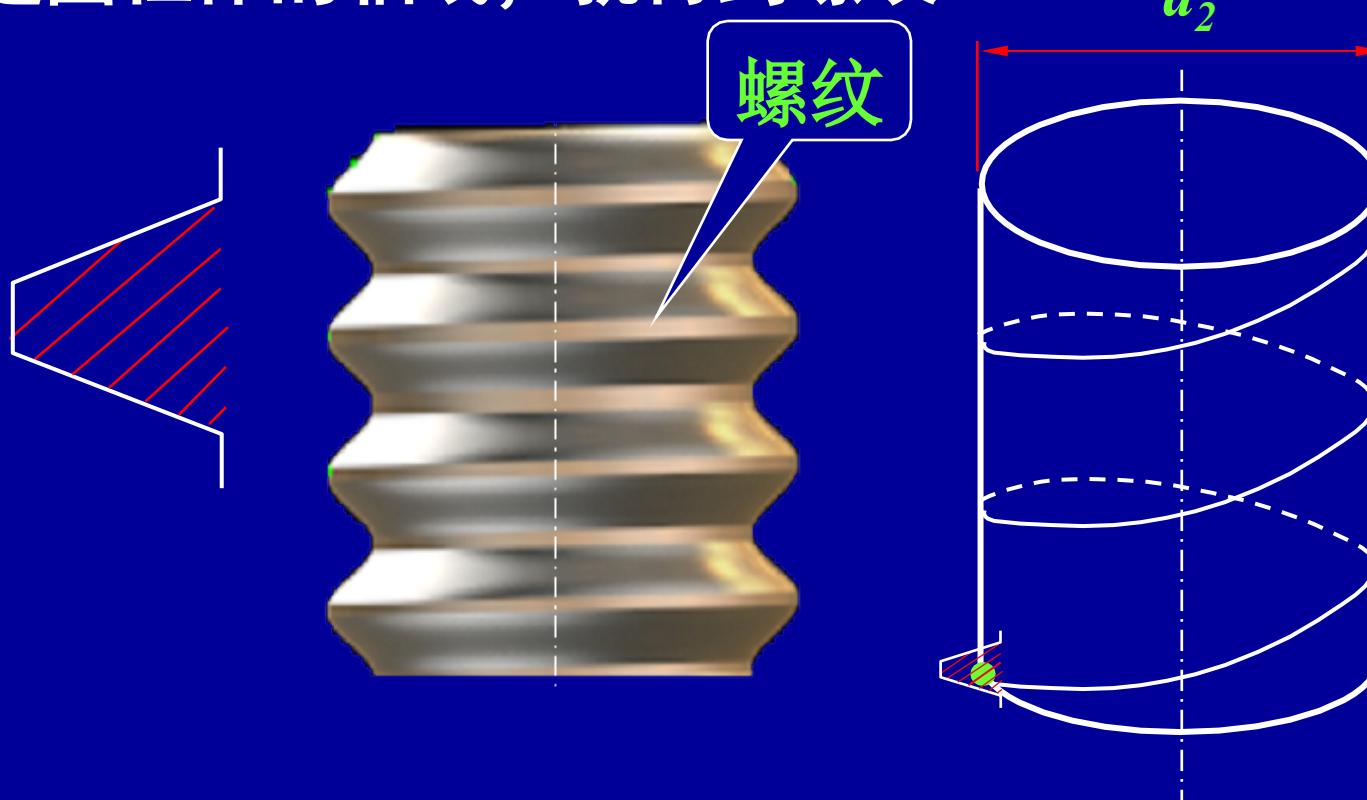
- 机械制造中，连接是指被连接件与连接件的组合。
- 机械静连接：被连接件间相互固定、不能作相对运动。
- 机械动连接：能按一定运动形式作相对运动，如各种运动副。
- 机械连联接可分为：可拆连接和不可拆连接。
- 可拆连接：指连接拆开时，不破坏连接中的零件，重新安装后，即可继续使用的连接。如：螺纹连接、键连接、销连接和成型连接等。
- 不可拆连接：指连接拆开时，要破坏连接中的零件，不能继续使用的连接。如：铆钉连接、焊连接和胶连接等。
- **本章仅讨论可拆连接。**



## 一、螺纹的形成

螺旋线----一动点在一圆柱体的表面上，一边绕轴线等速旋转，同时沿轴向作等速移动的轨迹。

螺纹----一平面图形沿螺旋线运动，运动时保持该图形通过圆柱体的轴线，就得到螺纹。





## 螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹  
三角形螺纹  
梯形螺纹  
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

按螺旋线的根数分

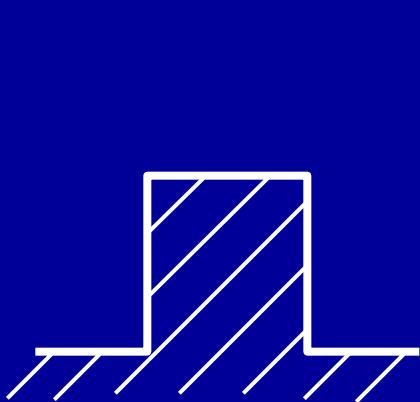
按回转体的内外表面分

按螺旋的作用分

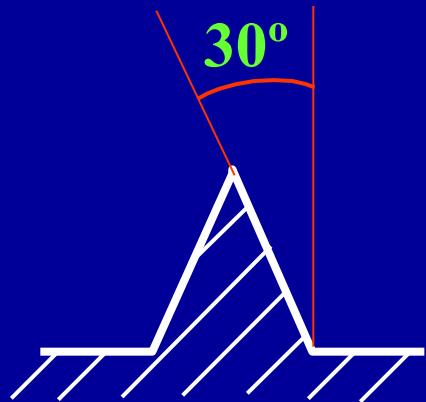
按母体形状分



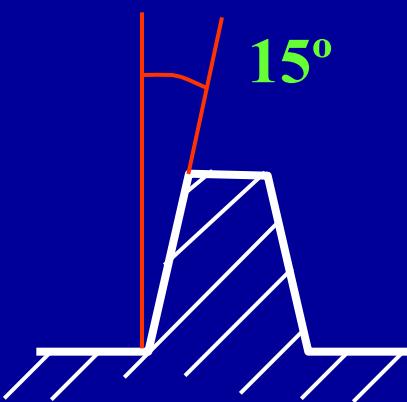
# 螺纹的牙型



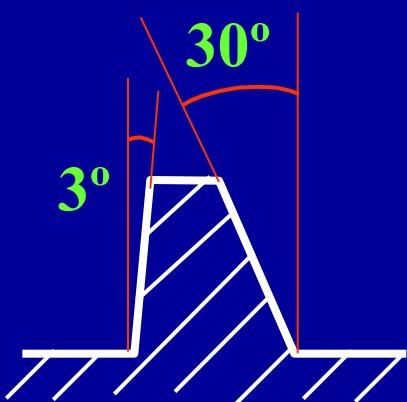
矩形螺纹



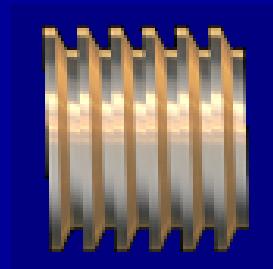
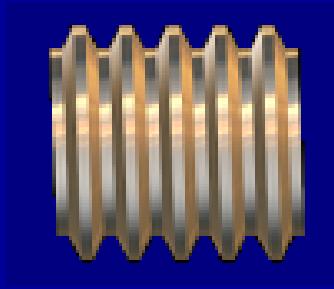
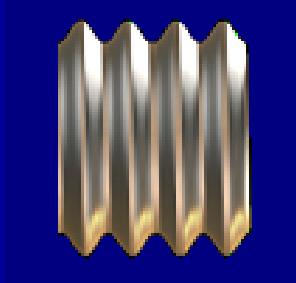
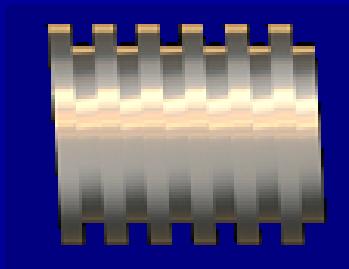
三角形螺纹



梯形螺纹



锯齿形螺纹

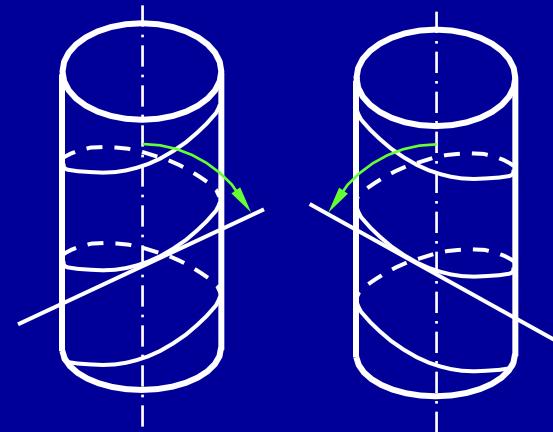




螺纹的分类

- 按螺纹的牙型分
- 按螺纹的旋向分
- 按螺旋线的根数分
- 按回转体的内外表面分
- 按螺旋的作用分
- 按母体形状分

- 矩形螺纹
- 三角形螺纹
- 梯形螺纹
- 锯齿形螺纹
- 右旋螺纹
- 左旋螺纹





## 螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹  
三角形螺纹  
梯形螺纹  
锯齿形螺纹

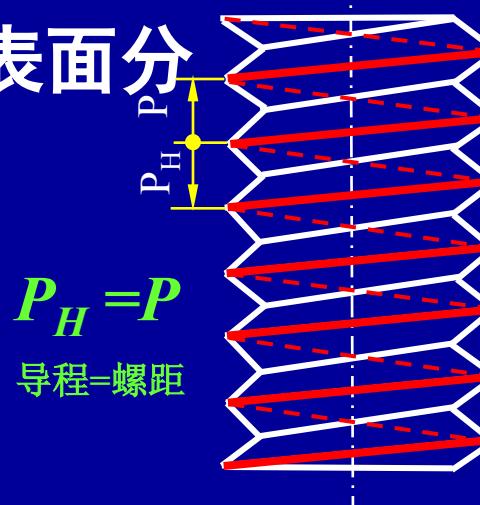
按螺纹的旋向分

右旋螺纹  
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹  
多线螺纹

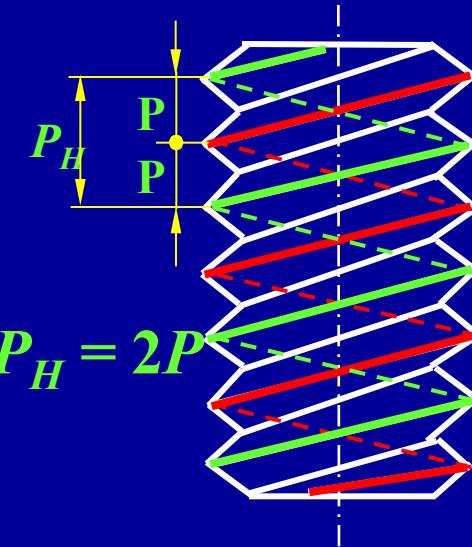
按回转体的内外表面分



按螺旋的作用分

按母体形状分

$n$ 线螺纹:  $P_H = n P$   
一般:  $n \leq 4$



单线螺纹

双线螺纹



螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹  
三角形螺纹  
梯形螺纹  
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹  
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹  
多线螺纹

按回转体的内外表面分

外螺纹  
内螺纹

→ 螺纹副

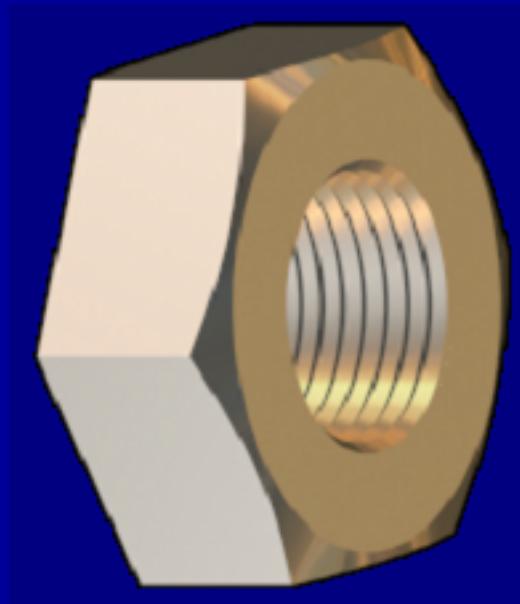
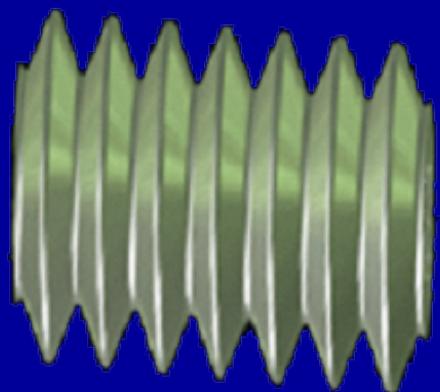
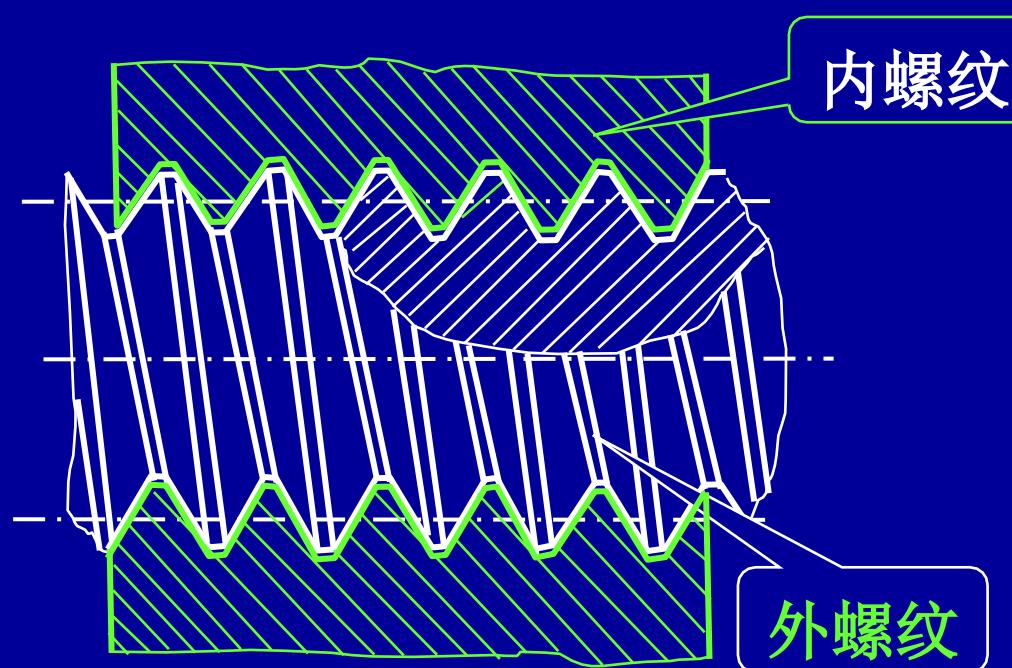
按螺旋的作用分

按母体形状分



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology





螺纹的分类

按螺纹的牙型分

矩形螺纹  
三角形螺纹  
梯形螺纹  
锯齿形螺纹

按螺纹的旋向分

右旋螺纹  
左旋螺纹

按螺旋线的根数分

单线螺纹  
多线螺纹

按回转体的内外表面分

外螺纹  
内螺纹

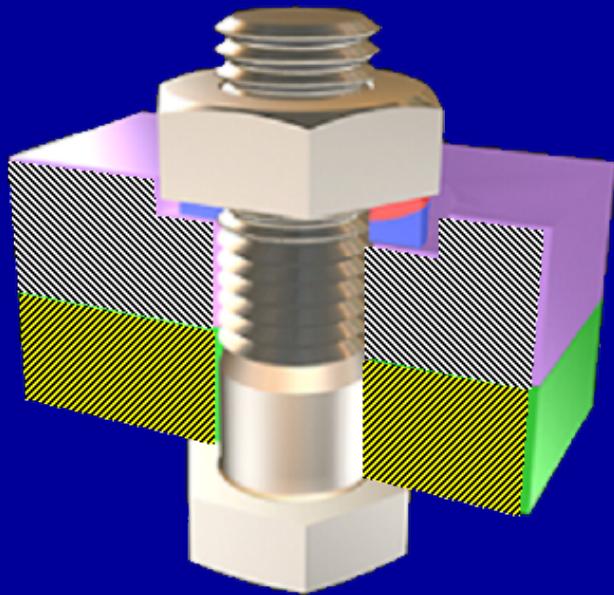
按螺旋的作用分

联接螺纹  
传动螺纹

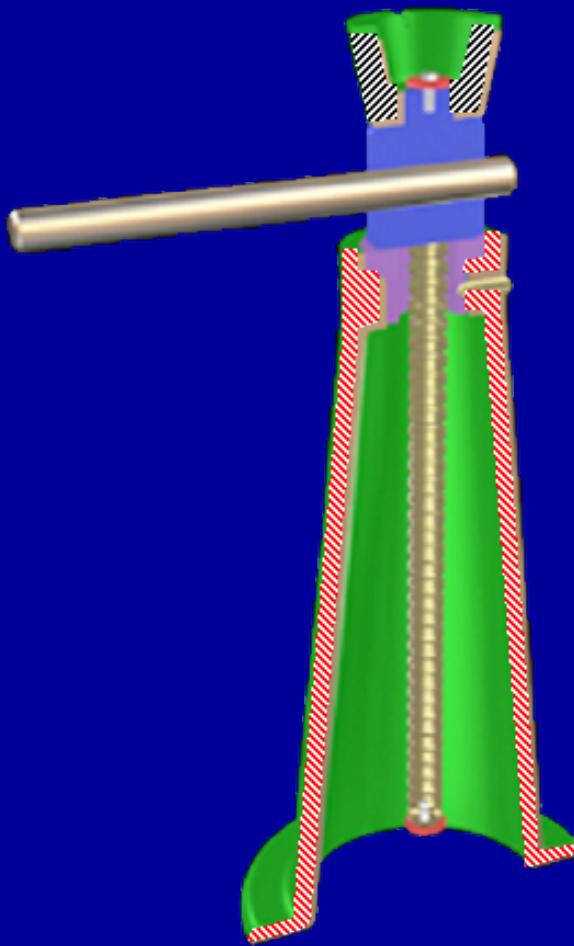


螺旋传动

按母体形状分



联接螺纹



传动螺纹



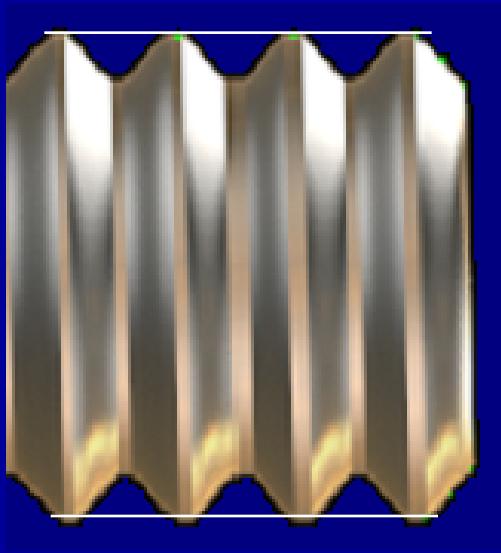
螺纹的分类

- 按螺纹的牙型分 {
  - 矩形螺纹
  - 三角形螺纹
  - 梯形螺纹
  - 锯齿形螺纹
- 按螺纹的旋向分 {
  - 右旋螺纹
  - 左旋螺纹
- 按螺旋线的根数分 {
  - 单线螺纹
  - 多线螺纹
- 按回转体的内外表面分 {
  - 外螺纹
  - 内螺纹
- 按螺旋的作用分 {
  - 联接螺纹
  - 传动螺纹
- 按母体形状分 {
  - 圆柱螺纹
  - 圆锥螺纹

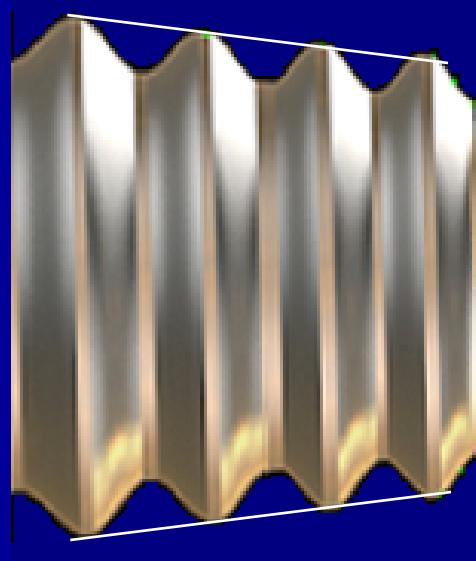


天津科技大学

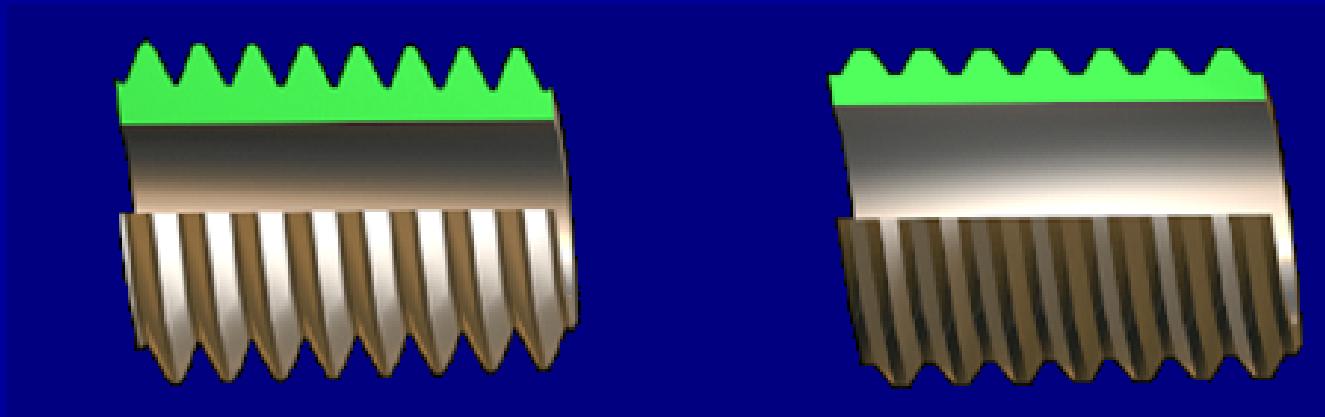
Tianjin University of Science & Technology



圆柱螺纹



圆锥螺纹



管螺纹

## 二、螺纹的主要几何参数



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

(1) 大径  $d$  (查标准) 与外螺纹牙顶(或内螺纹牙底)相重合的假想圆柱体的直径。

(2) 小径  $d_1$  (强度计算)

与外螺纹牙底(或内螺纹牙顶)相重合的假想圆柱体的直径。

(3) 中径  $d_2$  (几何计算) 也是一个假想圆柱的直径, 该圆柱的母线上牙型沟槽和凸起宽度相等。

(4) 螺距  $P$  相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距离。

(5) 导程  $P_H$   $P_H = nP$

同一条螺旋线上的相邻两牙在中径线上对应两点间的轴向距P

(6) 螺纹升角  $\psi$  中径  $d_2$  圆柱上, 螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线

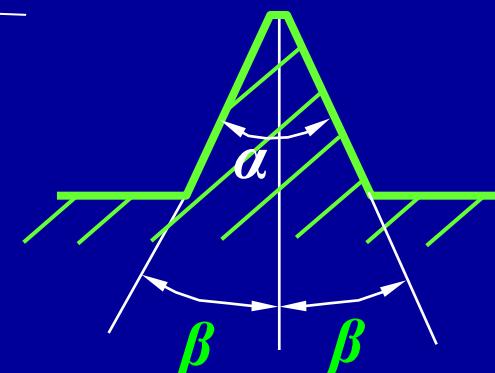
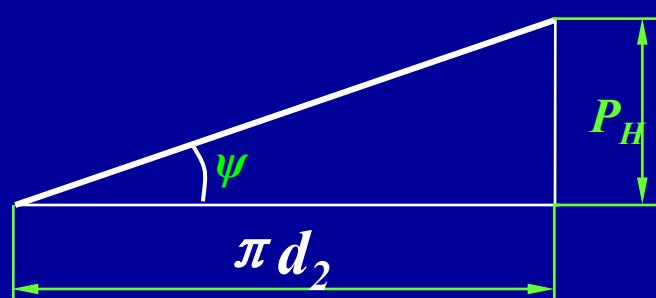
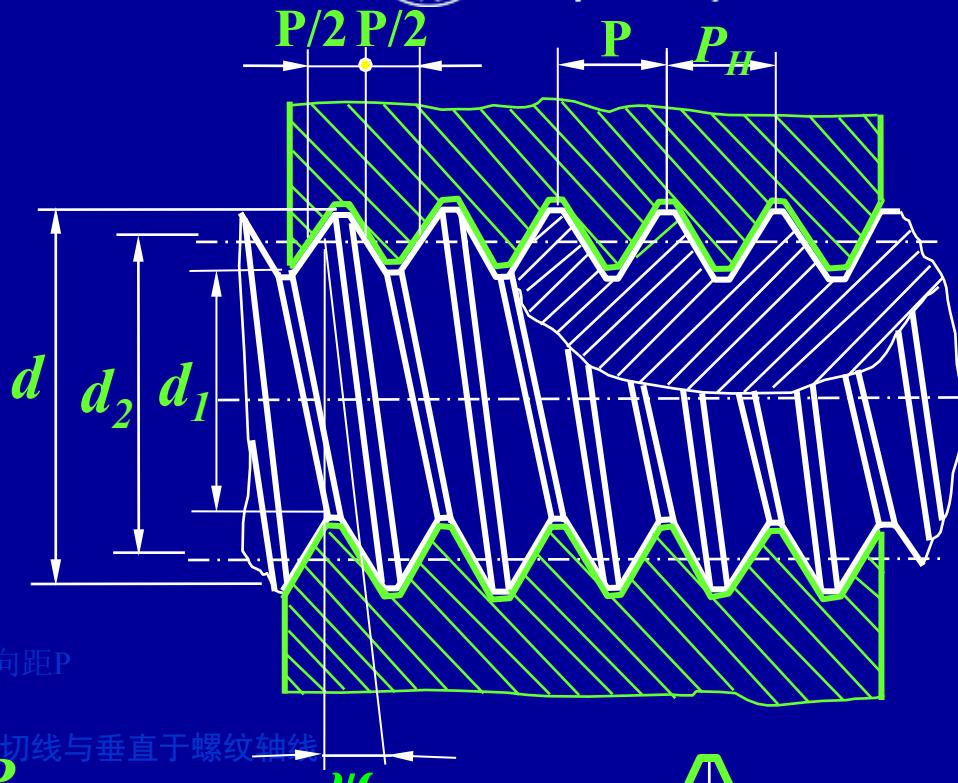
的平面的夹角

(7) 牙型角  $\alpha$  轴向截面内螺纹牙型相邻两侧边的夹角。牙型侧边与螺纹

轴线的垂线间的夹角。

(8) 牙侧角  $\beta$

(牙型半角)





§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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接

## §10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

### 一、矩形螺纹 $\beta = 0^\circ$

展开中径  $d_2$  圆柱面得一斜面。

$F_a$  --- 轴向载荷

$F$  --- 水平推力

$F_n$  --- 法向反力

$F' = f F_n$  --- 摩擦力

$f$  --- 摩擦系数

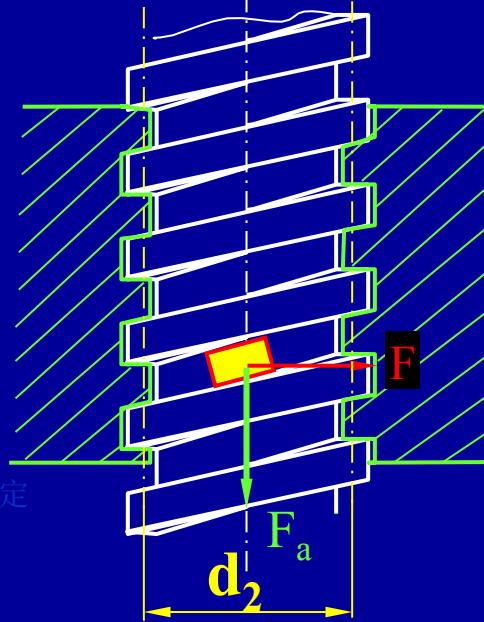
$F_R$  --- 总反力

$$\tan \rho = F'/F_n = f \quad F_n/F_n = f \quad \rho = \tan^{-1} f \text{ --- 摩擦角}$$

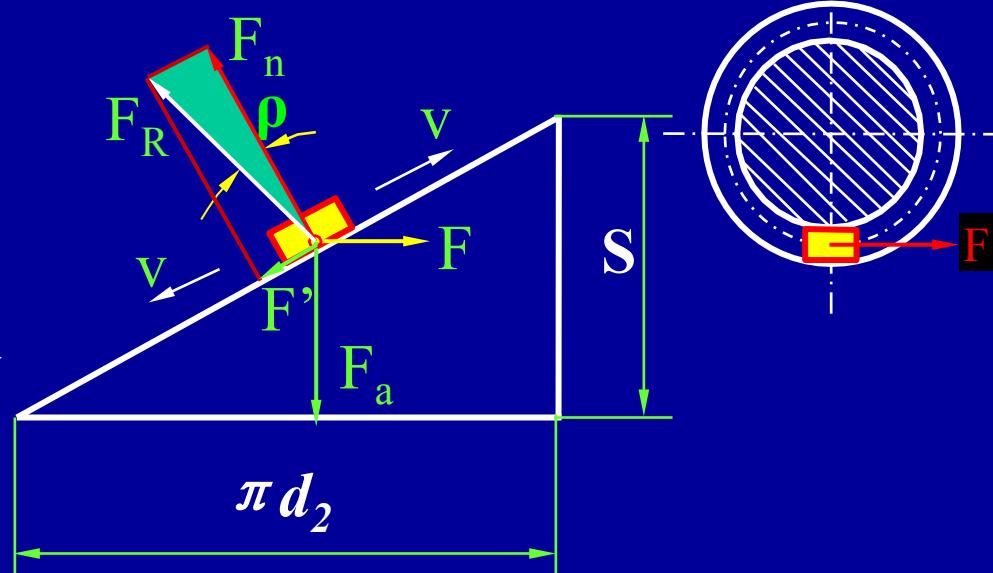
螺纹的拧紧 --- 螺母在  $F$  和  $F_a$  的联合作用下，逆着  $F_a$  匀速向上运动。

螺纹的拧松 --- 螺母在  $F$  和  $F_a$  的联合作用下，顺着  $F_a$  匀速向下运动。

螺旋副在轴向载荷  $F_a$  作用下相对运动，可看作在中径的水平力  $F$  推动滑块(重物)沿螺纹运动



定角 --- 由材料确定



# 当螺纹拧紧(滑块上升)时:

$F_a$  ---- 阻力,  $F$  ---- 驱动力,  
 $F'$  ---- 摩擦力, 沿斜面朝下。

$$\angle F_R F_a = \psi + \rho$$

$$\vec{F}_R = \vec{F}_n + \vec{F}'$$

列出力平衡方程:

$$\vec{F}_R + \vec{F}_a + \vec{F} = 0$$

作力多边形

得:  $F = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho)$

驱动力矩:

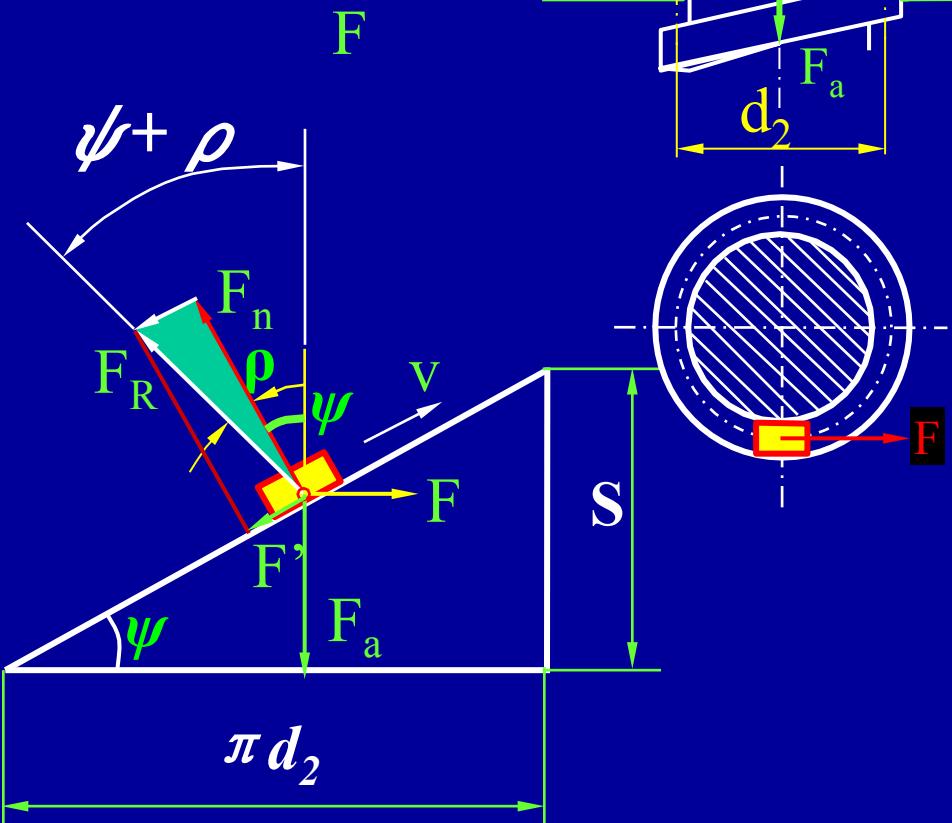
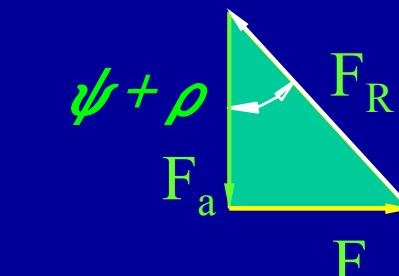
$$T = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho)$$



# 天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

滑块在  $F$ 、 $F_R$ 、 $F_a$  三力作用  
下处于平衡状态





当螺纹拧松(滑块下滑)时:

$F_a$  ---驱动力,  $F$  ---阻力,

$F'$  ---摩擦力, 沿斜面朝上。

$$\angle F_R F_a = \psi - \rho$$

列出力平衡方程:

$$\vec{F}_R + \vec{F}_a + \vec{F} = 0$$

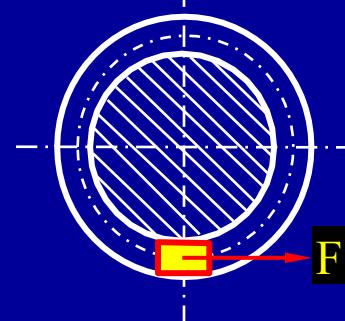
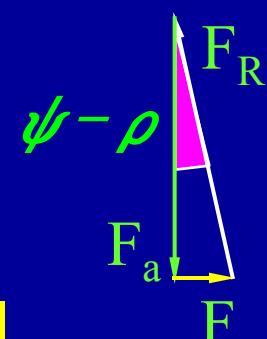
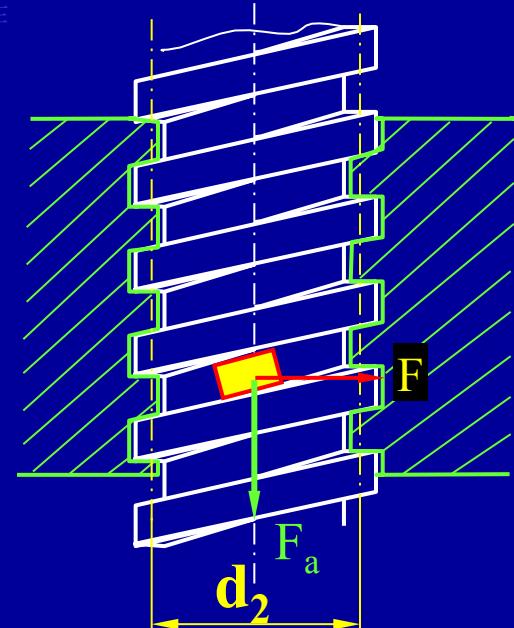
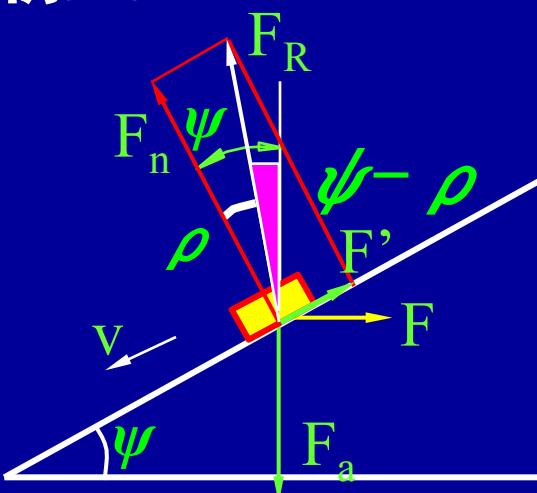
作力多边形可得:

$$F = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho)$$

驱动力矩:

$$T = F \frac{d_2}{2} = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho)$$

滑块在  $F$ 、 $F_R$ 、 $F_a$  三力作用下处于平衡状态

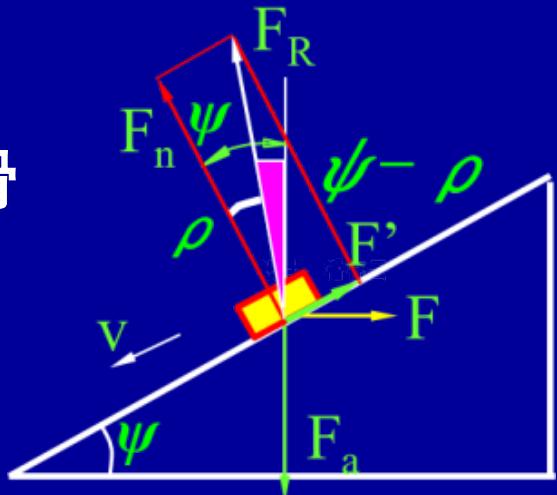


$$F = F_a \tan(\psi - \rho)$$



若  $\psi > \rho$ ，滑块在重力下，有加速下滑趋势，  
求出的  $F$  为正值（上升为正），其方向阻止滑  
块下滑，是拧松时的阻力；

若  $\psi \leq \rho$ ，则  $F$  为负值，方向相反，其方向与  
预先假定的方向相反，而与滑块运动方向相  
同，成为放松螺母所需外加的驱动力矩。



提问：当  $\psi \leq \rho$  时，若没有力矩  $T$ ，螺母在  $F_a$  的作用下会运动吗？  
不会！ 此时滑块不能靠重力克服摩擦下滑，需要外加驱动力。  
—这种现象称为 **自锁**。



## 二、非矩形螺纹 $\beta \neq 0^\circ$

矩形螺纹忽略升角的影响时有：

$$F_n = F_a$$

当  $\beta \neq 0^\circ$  时，摩擦力为：

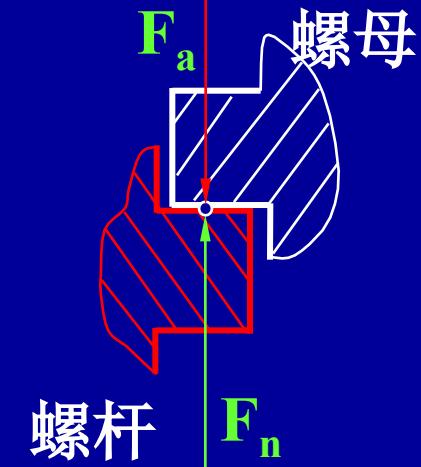
$$\begin{aligned} F' &= f \cdot F_n = \frac{f}{\cos \beta} \cdot F_a \\ &= f' \cdot F_a \end{aligned}$$

摩擦系数为  $f$  的非矩形螺纹所产生的摩擦力与摩擦系数为  $f'$ ，的矩形螺纹所产生的摩擦力相当。  
故称  $f'$  为当量摩擦系数。

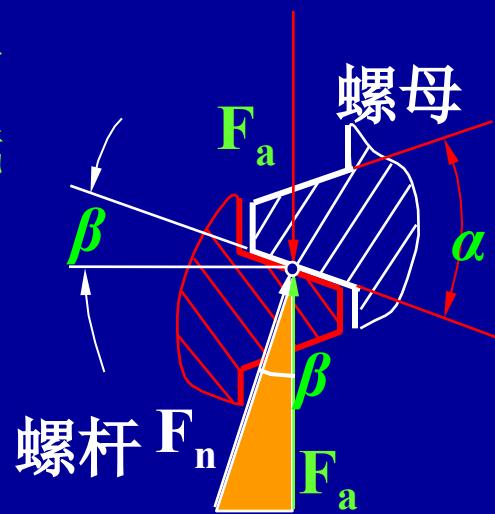
$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \tan \rho'$$

称  $\rho'$  为当量摩擦角

轴线



轴线





引入参数 $f'$ 和 $\rho'$ 就可像矩形螺纹那样对非矩形螺纹进行力的分析。

滑块上升:

$$\text{水平推力: } F = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

$$\text{驱动力矩: } T = \frac{d^2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

滑块下降:

$$F = F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$

$$T = \frac{d^2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi - \rho')$$

非矩形螺旋的自锁条件:  $\psi \leq \rho'$  对于联接螺纹必须满足自锁条件

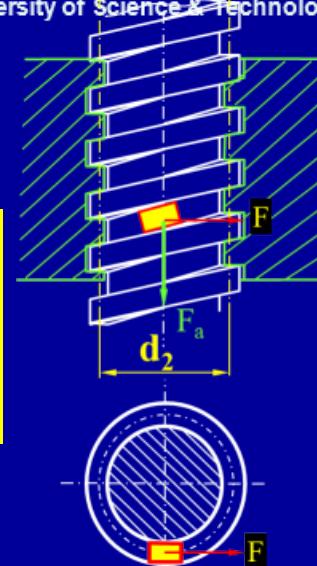


螺旋转动一圈时，有效功为  $F_a P_H$ ，输入功为  $2\pi T$ 。

定义螺旋副的效率为有效功与输入功之比：

当  $\rho'$  一定时，效率只是螺纹升角的函数，由此可以绘出效率曲线。

$$\eta = \frac{F_a P_H}{2\pi T} = \frac{F_a}{F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')} \cdot \frac{P_H}{\pi d_2} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$$



当  $\rho'$  一定时，在  $\psi = 45^\circ - \rho'/2$  处效率曲线有极大值。

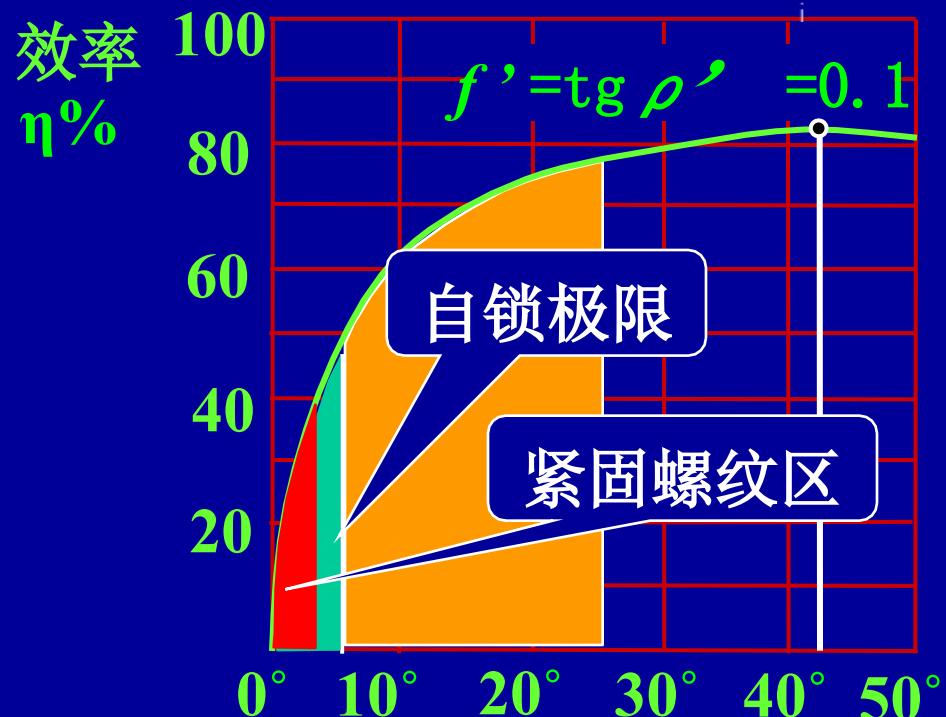
对于传动螺旋，一般取：

$$\rho' < \psi \leq 25^\circ$$

升角过大，制造困难，且效率增高也不明显。

对于联接螺纹，必须取：

$$\psi \leq \rho' = 5.7^\circ$$





§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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接



三角形螺纹

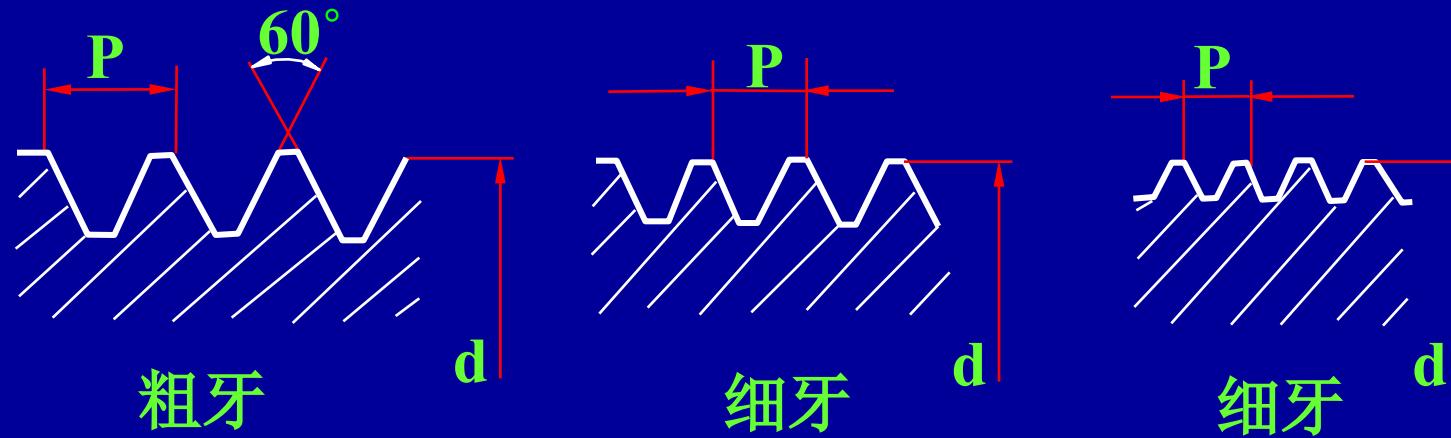
{ 普通螺纹  $\alpha = 60^\circ$   
管螺纹  $\alpha = 55^\circ$

普通螺纹以大径d为公称直径，同一公称直径可以有多种螺距，其中螺距最大的称为粗牙螺纹，其余的统称为细牙螺纹。

粗牙螺纹应用最广

细牙螺纹的优点：升角小、小径大、自锁性好、强度高，  
缺点：不耐磨易滑扣。

应用：薄壁零件、受动载荷的联接和微调机构。

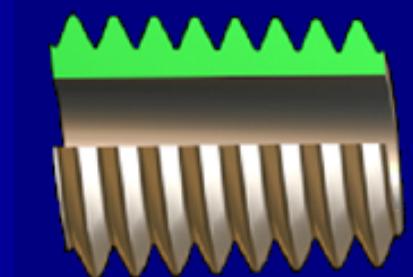
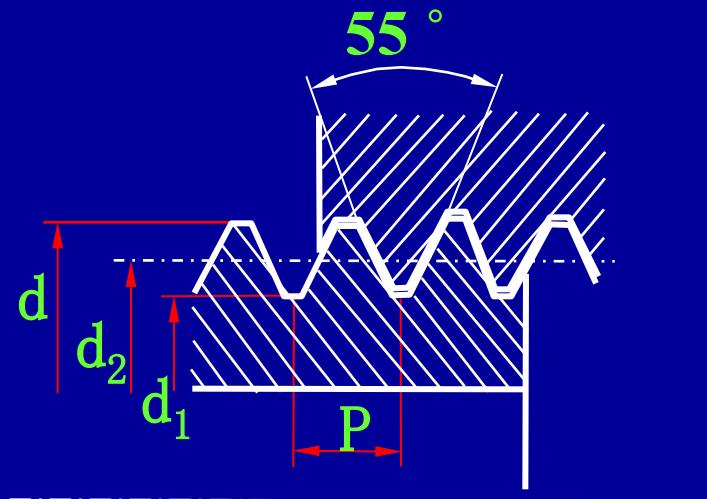




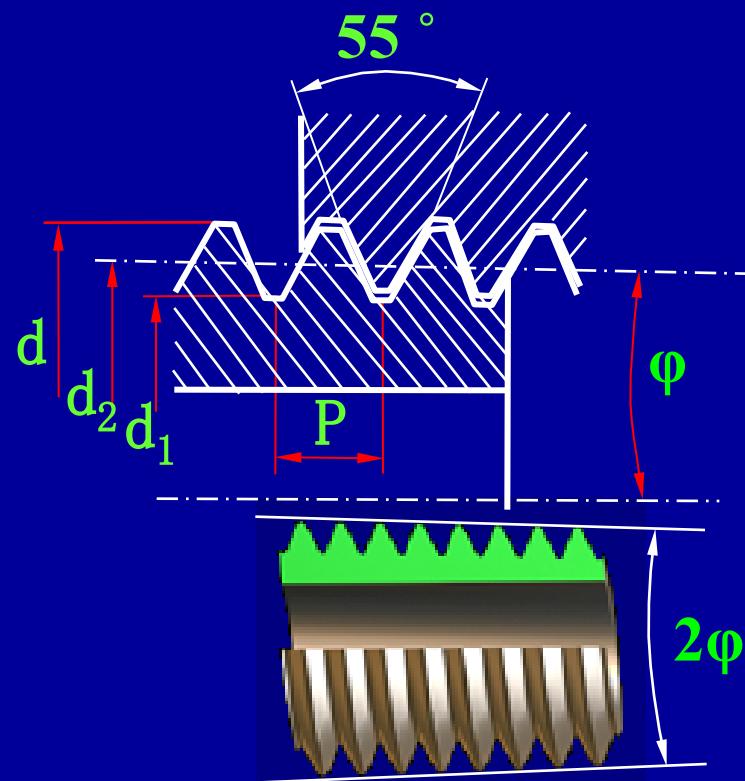
## 管螺纹

- { 普通细牙螺纹
- 非螺纹密封管螺纹 (圆柱管壁  $\alpha = 55^\circ$ )
- 用螺纹密封管螺纹 (圆锥管壁  $\alpha = 55^\circ$ )
- 60°圆锥管螺纹

公称直径---管子的公称通径。强调与普通螺纹不同



非螺纹密封的管螺纹



用螺纹密封的管螺纹

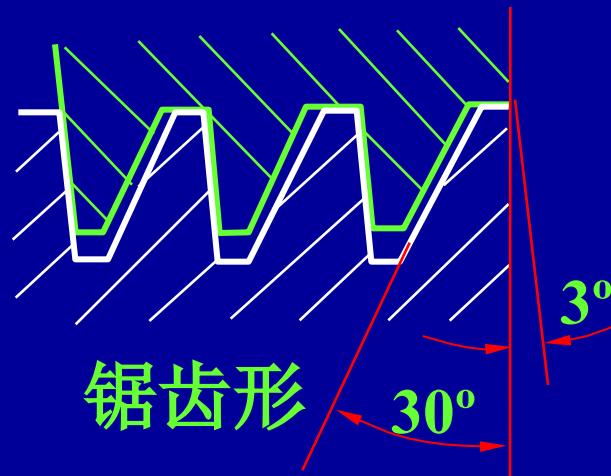
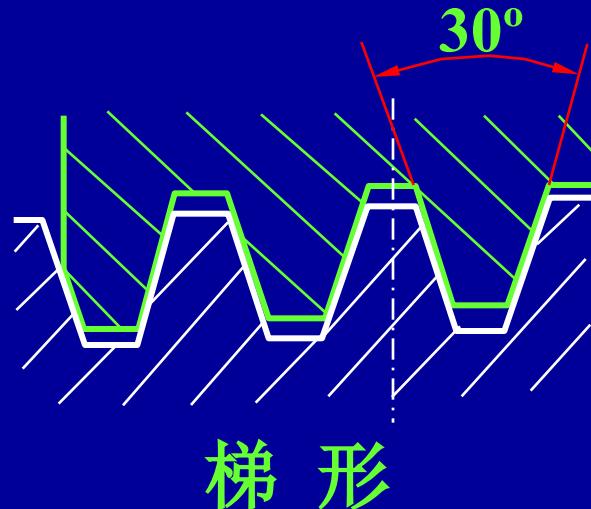


梯形螺纹:  $\beta = 15^\circ$

锯齿形螺纹:  $\beta = 3^\circ$

} 常用于传动。

为了减少摩擦和提高效率,这两种螺纹的牙侧角 $\beta$ 比三角形螺纹的要小得多。用于剖分螺母时,梯形螺纹可消除因摩擦而产生的间隙,应用较广。锯齿形螺纹的效率比矩形螺纹高,但只适合单向传动。



螺纹的基本尺寸:

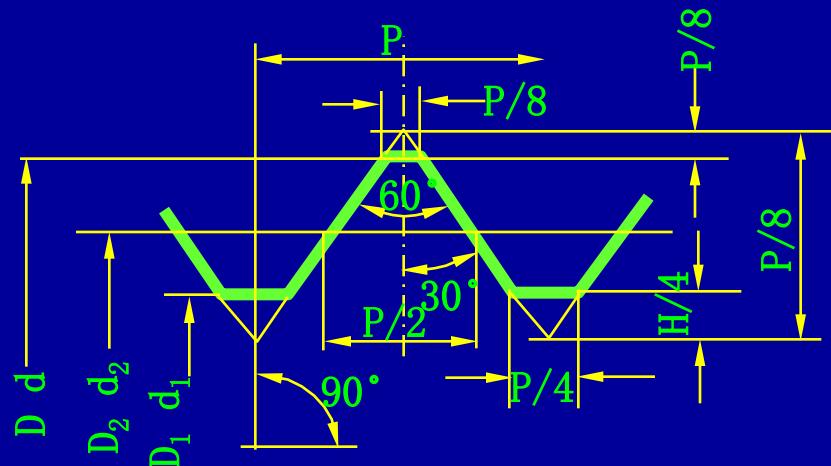
粗牙普通螺纹的基本尺寸见P138表10-1

后面有图

细牙普通螺纹的基本尺寸见P139表10-2

梯形螺纹的基本尺寸见P139表10-3

表10-1 直径与螺距、粗牙普通螺纹基本尺寸 mm



$$H=0.866P \quad d_2=d-0.6495P \quad d_1=d-1.0825P$$

D、d——内、外螺纹大径  
D<sub>2</sub>、d<sub>2</sub>——内、外螺纹中径

D<sub>1</sub>、d<sub>1</sub>——内、外螺纹小径

P——螺距

标记示例：

M24(粗牙普通螺纹、直径24、螺距3)

M24X1.5(细牙普通螺纹, 直径24, 螺距1.5)

| 公称直径(大径)<br>D d | 粗牙   |                                  |                                  | 细牙<br>螺距P     |
|-----------------|------|----------------------------------|----------------------------------|---------------|
|                 | 螺距P  | 中径 D <sub>2</sub> d <sub>2</sub> | 小径 D <sub>1</sub> d <sub>1</sub> |               |
| 3               | 0.5  | 2.675                            | 2.459                            |               |
| 4               | 0.7  | 3.545                            | 3.242                            | 0.35          |
| 5               | 0.8  | 3.545                            | 4.134                            |               |
| 6               | 1    | 5.350                            | 4.918                            | 0.5           |
| 8               | 1.25 | 7.188                            | 6.647                            |               |
| 10              | 1.5  | 9.026                            | 8.376                            | 1.25, 1 0.75  |
| 12              | 1.75 | 10.863                           | 10.106                           | 1.5, 1.25 0.5 |
| (14)            | 2    | 12.701                           | 11.835                           |               |
| 16              | 2    | 14.701                           | 13.835                           | 1.5, 1        |
| (18)            | 2.5  | 16.376                           | 15.294                           |               |
| 20              | 2.5  | 18.376                           | 17.294                           |               |
| (20)            | 2.5  | 20.376                           | 19.294                           |               |
| 24              | 3    | 22.052                           | 20.752                           | 2, 1.5, 1     |
| (27)            | 3    | 25.052                           | 23.752                           |               |
| 30              | 3.5  | 27.727                           | 26.211                           |               |

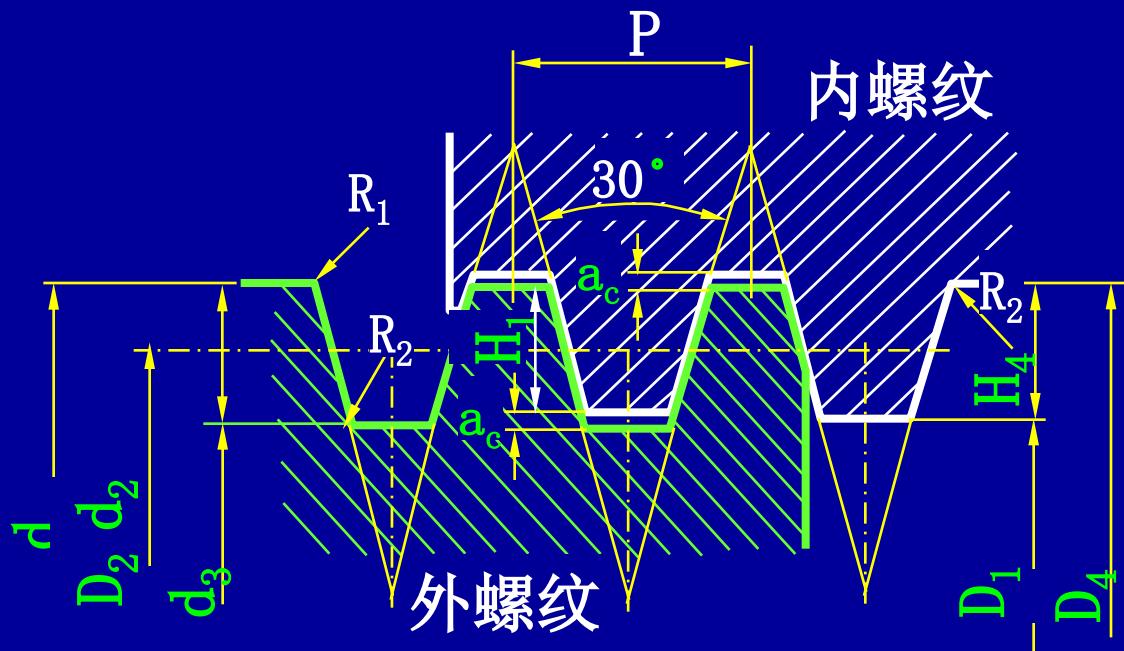
注：括号内的公称直径为第二系列



表10-2 细牙普通螺纹基本尺寸 mm

| 螺距P   | 中径D <sub>2</sub> 、 d <sub>2</sub> | 小径D <sub>1</sub> 、 d <sub>1</sub> |
|-------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 0. 35 | d-1+0. 773                        | d-1+0. 621                        |
| 0. 5  | d-1+0. 675                        | d-1+0. 459                        |
| 0. 75 | d-1+0. 513                        | d-1+0. 188                        |
| 1     | d-1+0. 35                         | d-2+0. 918                        |
| 1. 25 | d-1+0. 188                        | d-2+0. 647                        |
| 1. 5  | d-1+0. 026                        | d-2+0. 376                        |
| 2     | d-2+0. 701                        | d-3+0. 835                        |
| 3     | d-2+0. 052                        | d-4+0. 752                        |

表10-3 梯形螺纹基本尺寸 mm



标记示例：Tr48X8  
(梯形螺纹，直径48，螺距8)

| 螺距<br>P | 螺纹牙高<br>$h_3=H_4$ | 牙顶间隙<br>$a_c$ | 公称直径d    |          | 中 径<br>$D_2$ | 内螺纹小径<br>$D_1$ |
|---------|-------------------|---------------|----------|----------|--------------|----------------|
|         |                   |               | 第1系列     | 第2系列     |              |                |
| 4       | 2.25              | 0.25          | 16、20    | 18       | d-2          | d-4            |
| 5       | 2.75              | 0.25          | 24、28    | 22、26    | d-2.5        | d-5            |
| 6       | 2.25              | 0.5           | 32、36    | 30、34    | d-3          | d-6            |
| 8       | 6.5               | 0.5           | 48、52    | 46、50    | d-4          | d-8            |
| 10      | 5.5               | 0.5           | 40、70、80 | 38、42、65 | d-5          | d-10           |
| 12      | 6.5               | 0.5           | 90、100   | 85、95    | d-6          | d-12           |



# 螺纹分类与主要参数

## 螺纹副的受力、效率与自锁

拧紧螺母时的圆周力和力矩

拧紧螺母时的效率

非矩形螺旋的自锁条件：

水平推力:  $F = F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$

驱动力矩:  $T = \frac{d_2}{2} F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$

$$\eta = \frac{F_a P_H}{2\pi T} = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$$

$$\psi \leq \rho'$$

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{tg} \rho'$$



§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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接



可承受横向载荷。

## 一、螺纹联接的基本类型

基本类型

### 螺栓联接

用于经常拆装易磨损之处。

孔与螺杆之间留有间隙

螺纹余留长度  $l_1$

静载荷  $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$ ;

变载荷  $l_1 \geq 0.75d$ ;

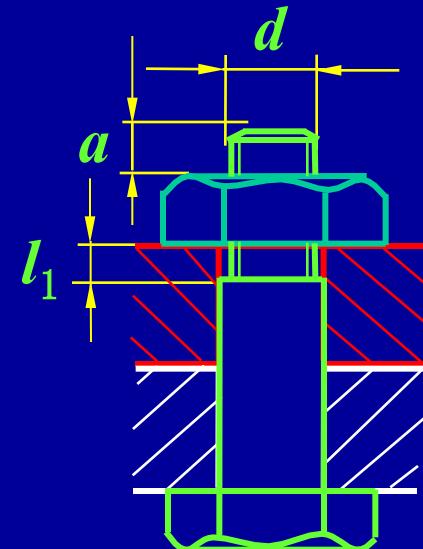
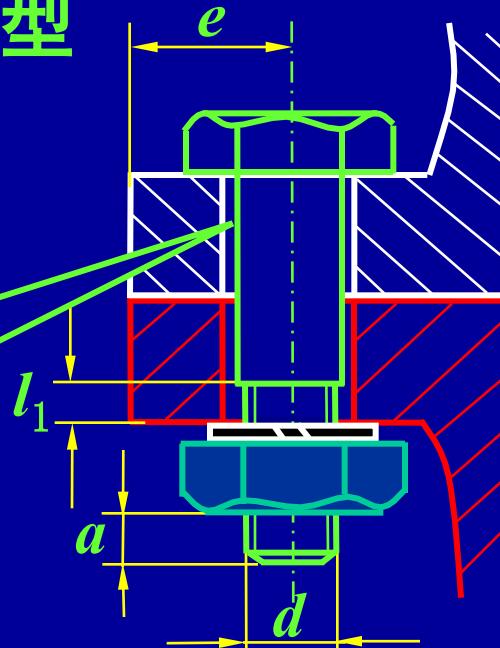
冲击载荷或弯曲载荷  $l_1 \geq d$ ;

铰制孔用螺栓  $l_1 \approx 0$ ;

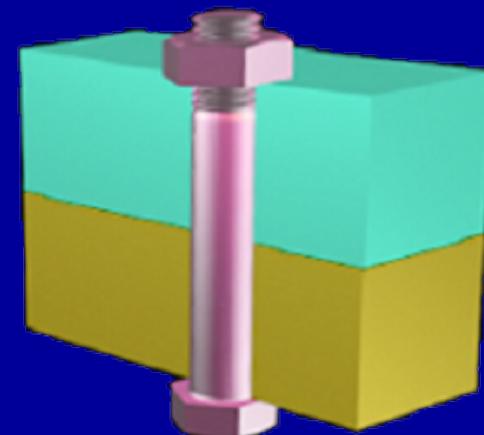
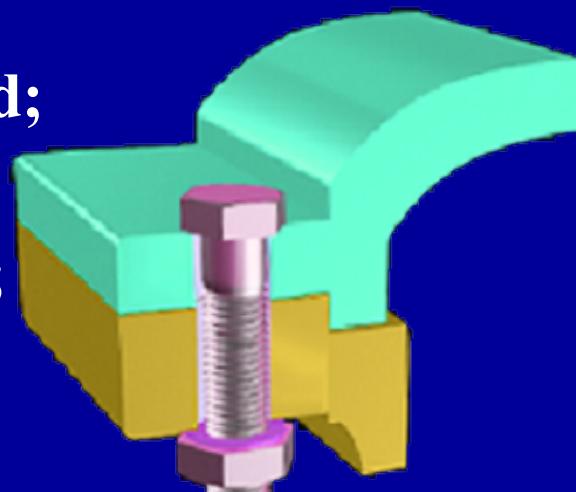
螺纹伸出长度  $a = (0.2 \sim 0.3)d$ ;

螺栓轴线到边缘的距离

$e = d + (3 \sim 6) \text{ mm}$



铰制孔螺栓





# 一、螺纹联接的基本类型

基本类型 {  
螺栓联接  
螺钉联接  
双头螺柱联接

结构简单，省了螺母，不宜经常拆装，  
以免损坏螺孔而修复困难。

联接件厚，允许拆装。

参数  $l_1$ 、e、a 与螺栓相同

座端拧入深度 H，当螺孔材料为：

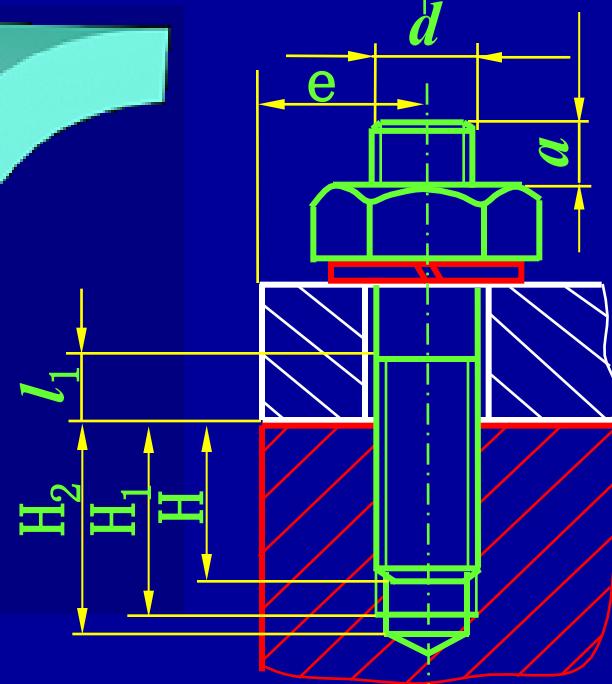
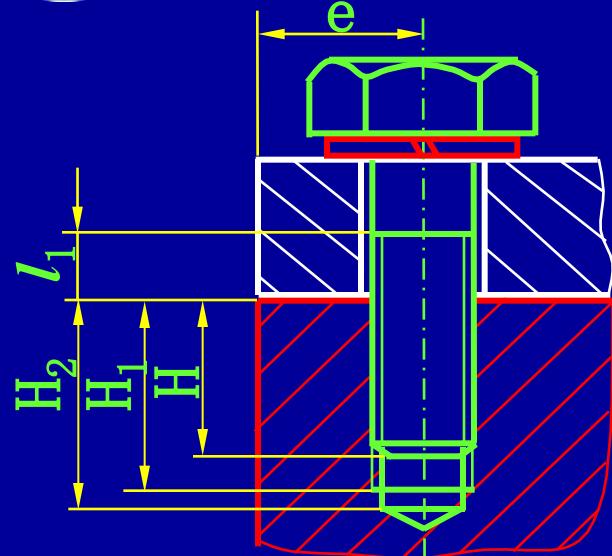
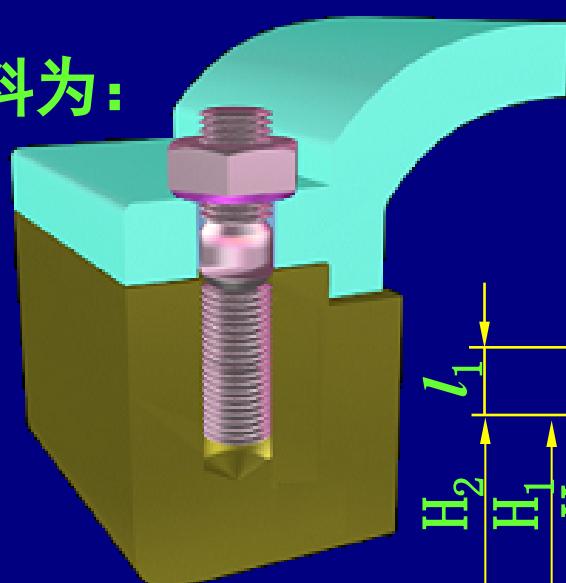
钢或青铜  $H=d$ ;

铸铁  $H=(1.25\sim 1.5)d$

铝合金  $H=(1.5\sim 2.5)d$

螺纹孔深度

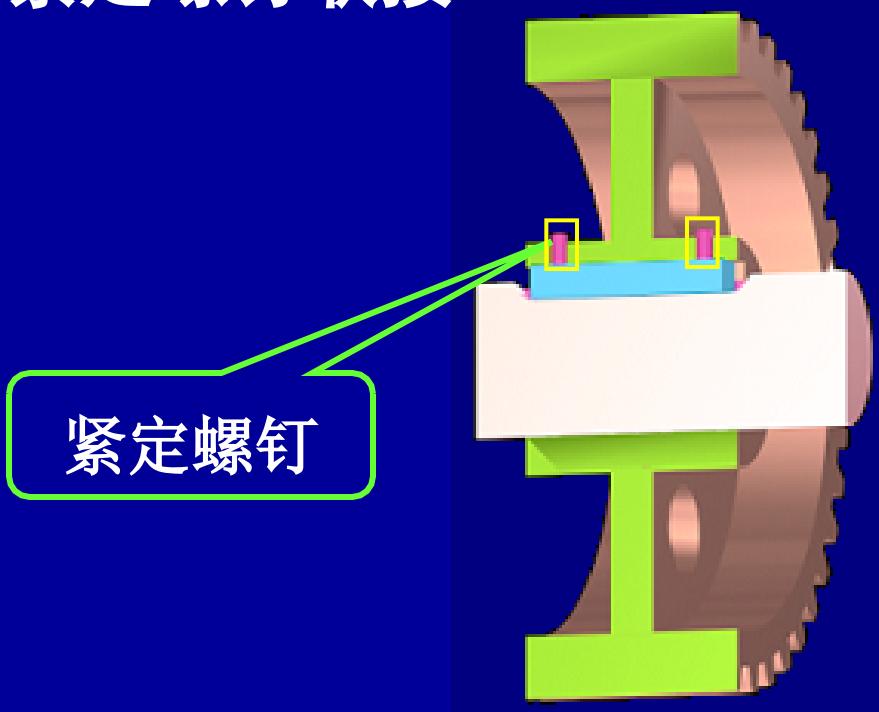
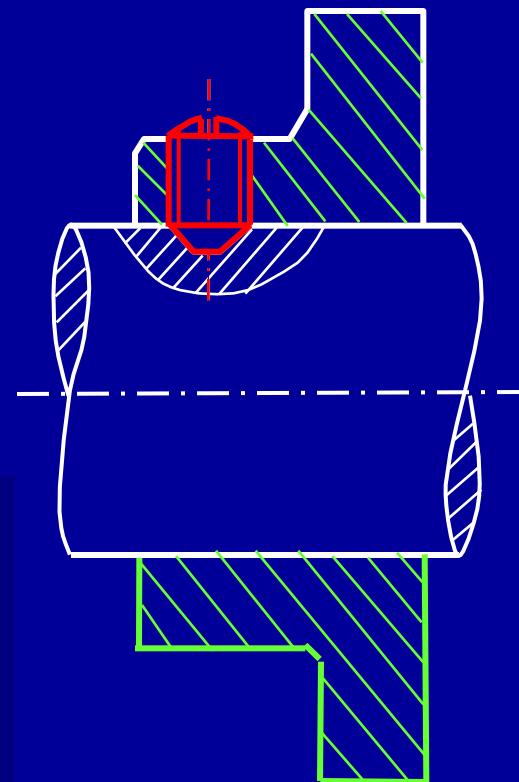
钻孔深度  $(2\sim 2.5)H_1 + (0.5\sim 1)d$ ;





# 一、螺纹联接的基本类型

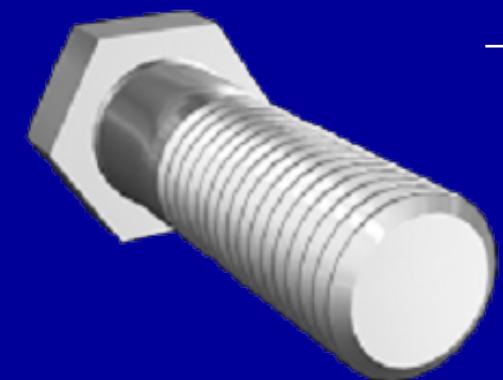
基本类型 {  
    螺栓联接  
    螺钉联接  
    双头螺柱联接  
    紧定螺钉联接



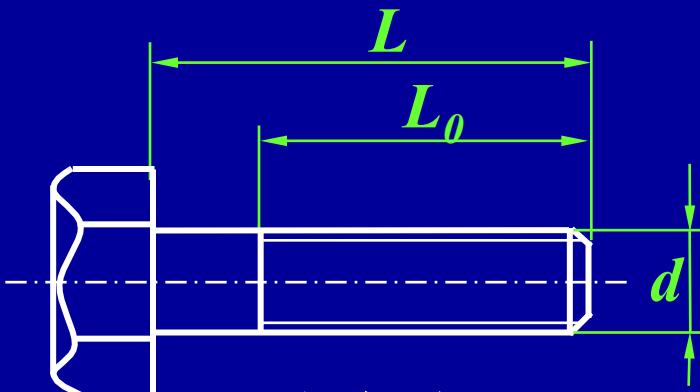
## 二、螺纹紧固件

### 螺栓

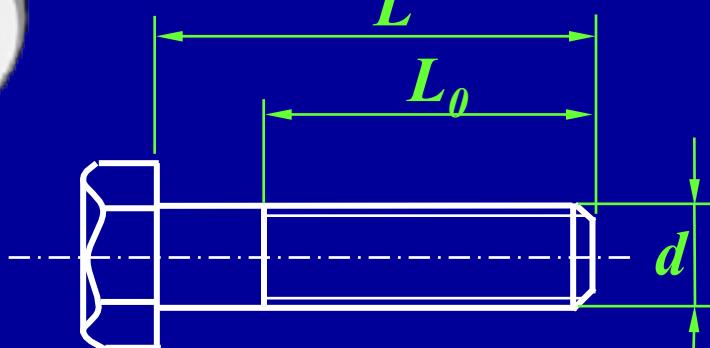
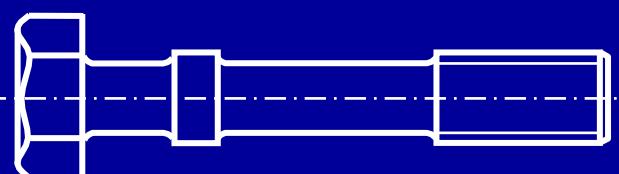
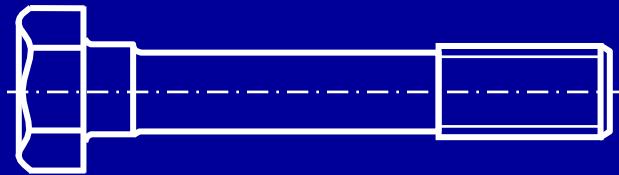
螺纹紧固件



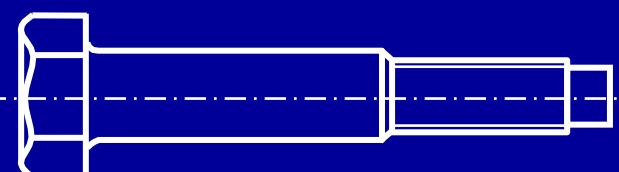
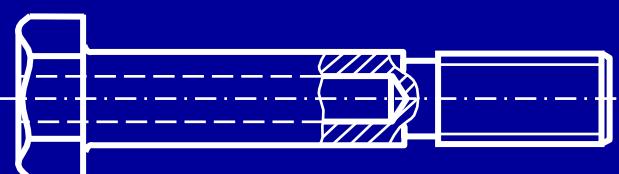
### 螺栓的结构形式



六角头



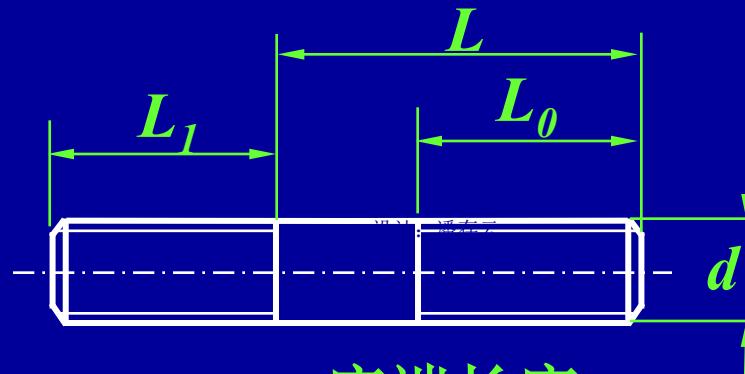
小六角头



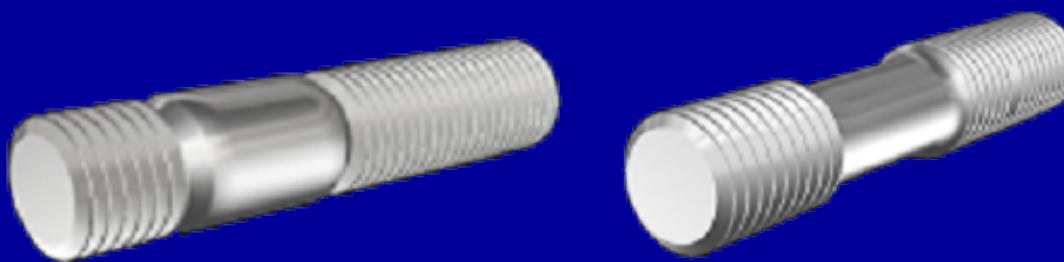
## 二、螺纹紧固件



螺纹紧固件 {  
    螺栓  
    双头螺柱



$L_1$  -----座端长度  
 $L_0$  -----螺母端长度



## 二、螺纹紧固件

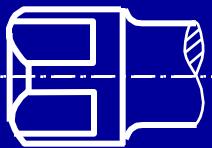
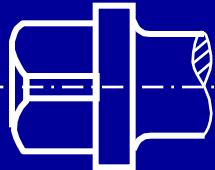
螺纹紧固件

螺栓

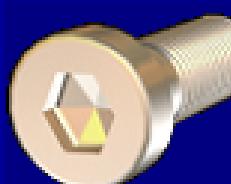
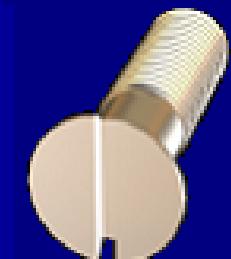
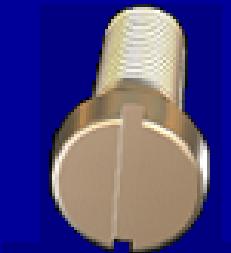
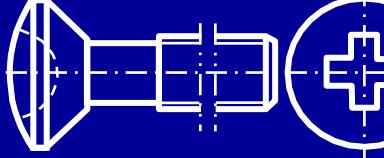
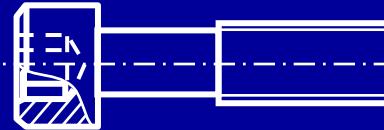
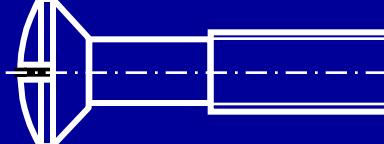
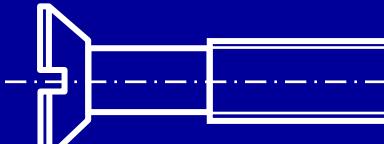
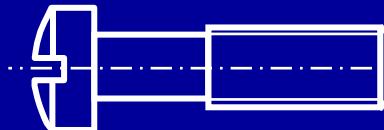
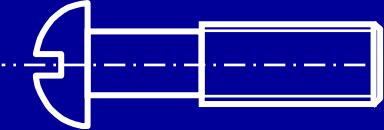
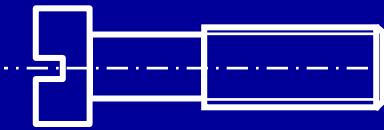
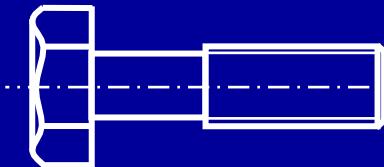
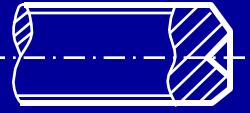
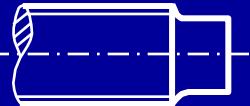
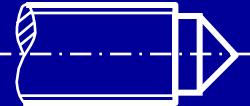
双头螺柱

螺钉、紧定螺钉

头部结构



末端结构





## 二、螺纹紧固件

螺纹紧固件

螺栓

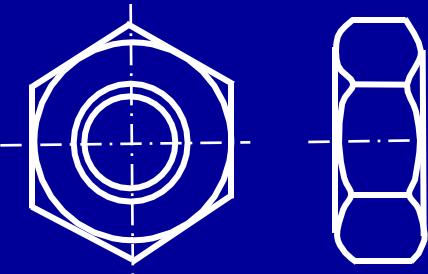
双头螺柱

螺钉、紧定螺钉

螺母

国标罗列有六十余种不同结构的螺母

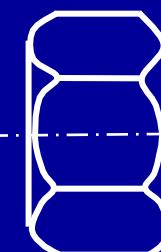
用于经常拆装  
易磨损之处。



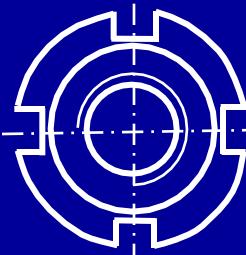
六角螺母



六角扁螺母



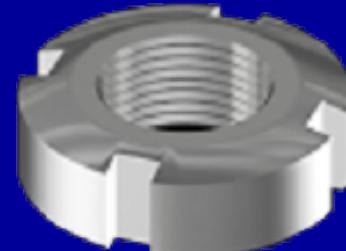
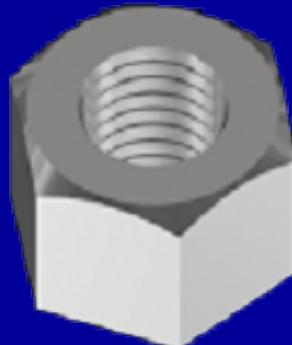
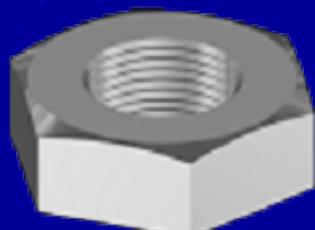
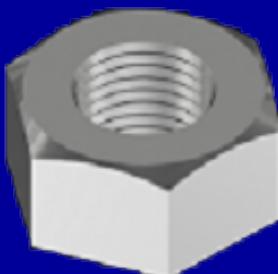
六角厚螺母



圆螺母



用于尺寸受限制之处。





## 二、螺纹紧固件

螺纹紧固件

螺栓

双头螺柱

螺钉、紧定螺钉

螺母

垫圈



A型平垫圈



B型平垫圈



平垫圈



薄平垫圈



弹簧垫圈



斜垫圈



圆螺母用止动垫圈



§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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接



## 一、拧紧力矩

设轴向力为  $F_a$  或预紧力（不受轴向载荷）

$$\text{总力矩: } T = T_1 + T_2 = \frac{F_a d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_c F_a r_f$$

$T_1$ —克服螺纹副相对转动的阻力矩；

$T_2$ —克服螺母支撑面上的摩擦阻力矩；

$f_c$ —摩擦系数。无润滑时取:  $f_c = 0.15$

$r_f$ —支撑面摩擦半径。

$$r_f = (d_w + d_0)/4$$

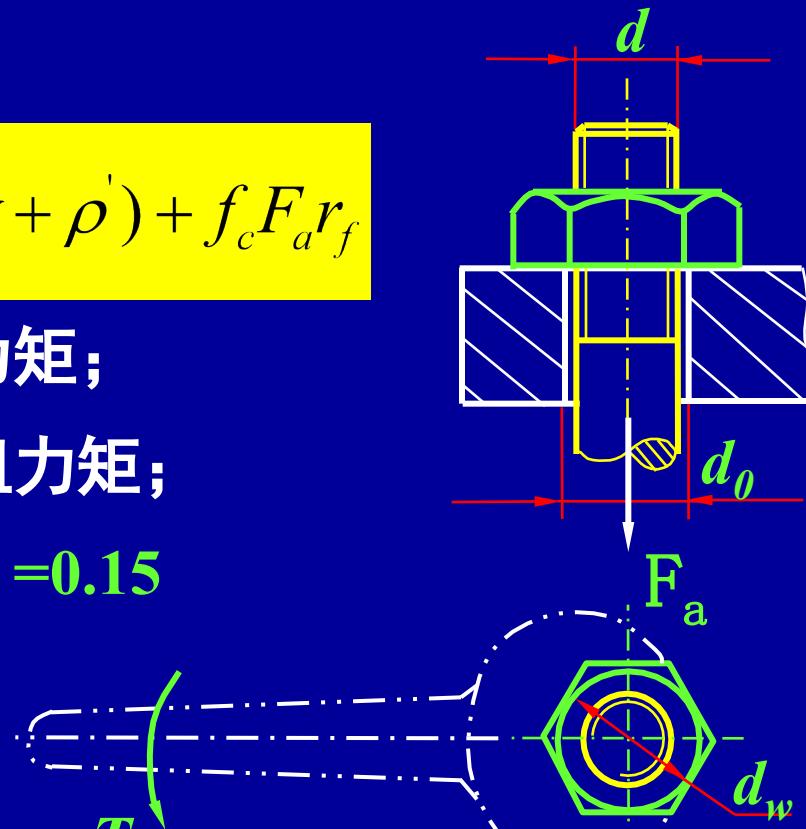
简化公式:  $T \approx 0.2 F_a d$  对于M10~M60的粗牙螺纹,  $f' = 0.15$ ,

$F_a$ 是由联接要求决定的,为了发挥螺栓的工作能力和保证预紧可靠,应取:

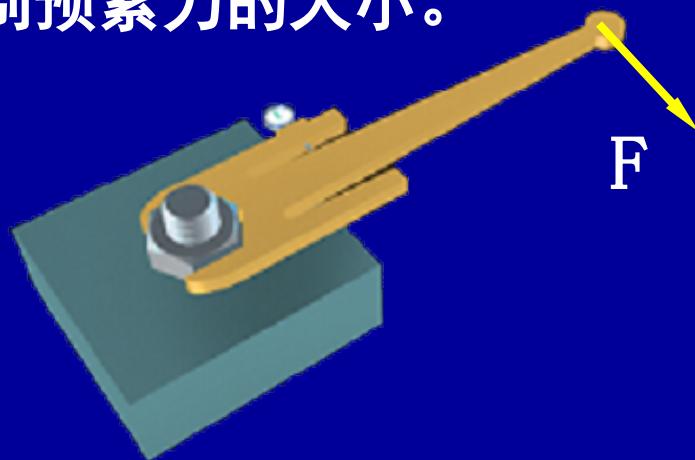
预紧应力:  $\sigma = (0.5 \sim 0.7) \sigma_s$

通常螺纹联接拧紧是凭工人的经验来决定的,重要螺栓则必须预紧力进行精确控制

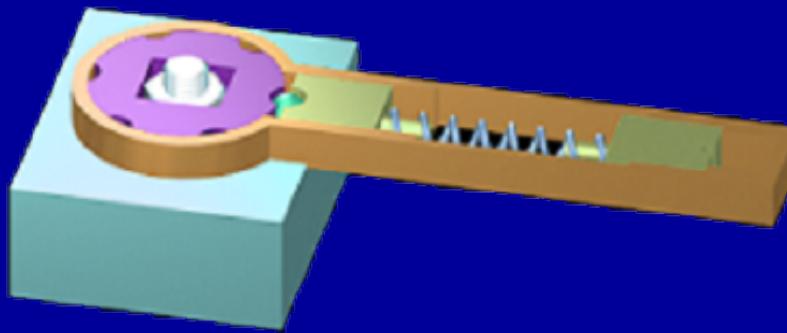
$$\frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4} = \sigma$$



工程上常采用测力矩扳手或定力矩扳手来控制预紧力的大小。



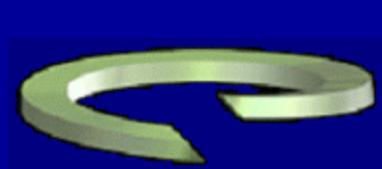
测力矩扳手



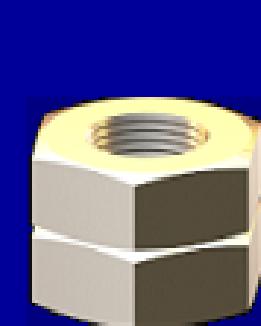
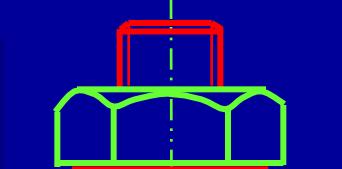
定力矩扳手

## 二、螺纹联接的防松 防松的方法

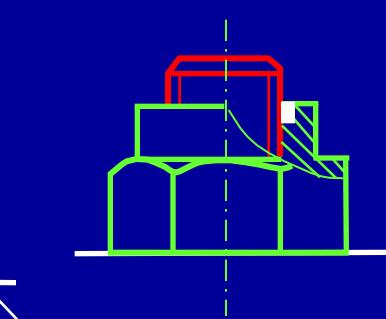
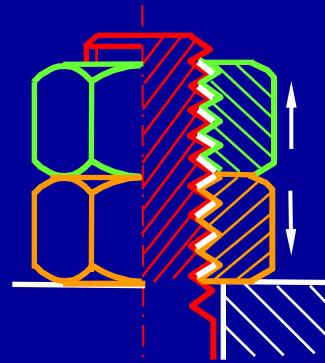
### 1. 利用附加摩擦力防松



弹簧垫圈



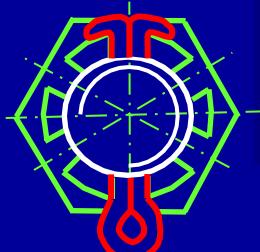
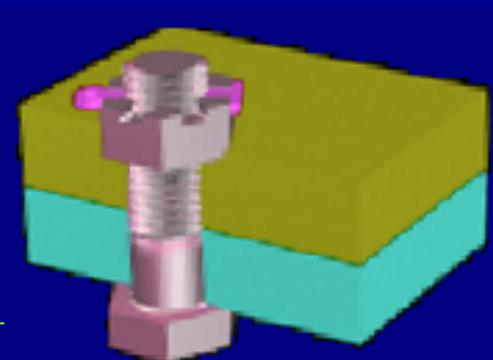
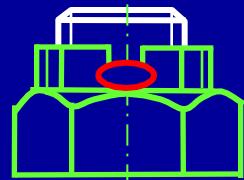
对顶螺母



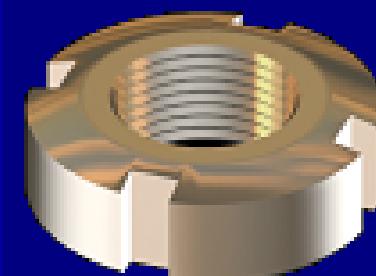
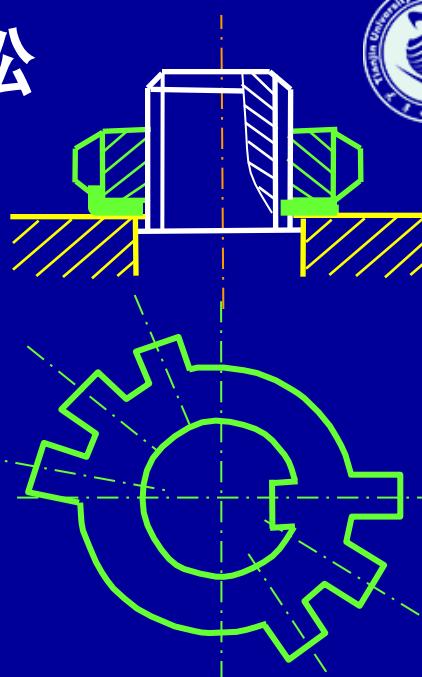
尼龙圈锁紧螺母

联接用三角形螺纹都具有自锁性，在静载荷和工作温度变化不大时，不会自动松脱。但在冲击、振动和变载条件下，预紧力可能在某一瞬时消失，联接仍有可能松动。高温下的螺栓联接，由于温度变形差异等，也可能发生松脱现象（如高压锅），因此设计时必须考虑防松。即防止相对转动。

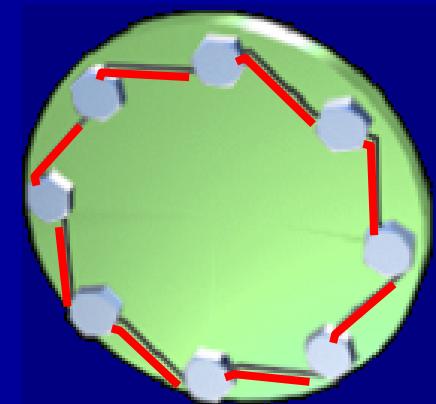
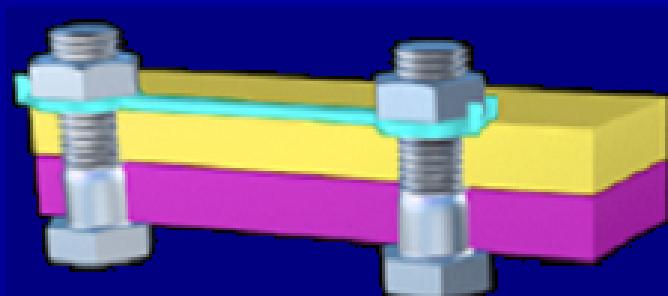
## 2. 采用专门防松元件防松



开口销与六角开槽螺母



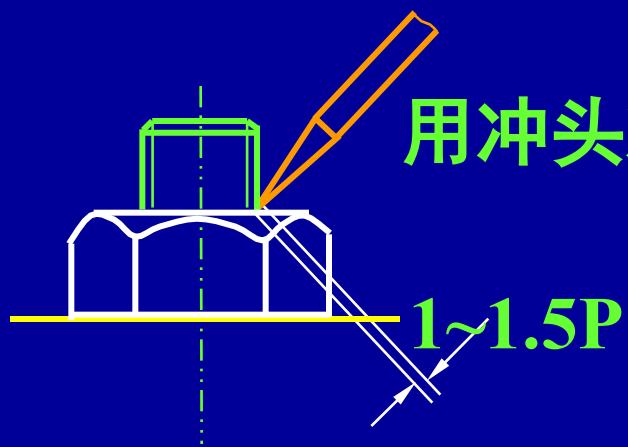
止动垫圈



串联钢丝

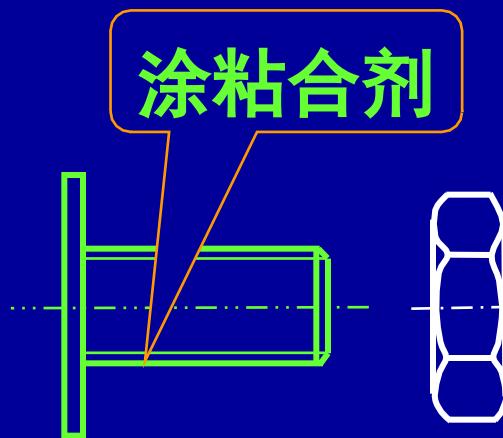


### 3. 其他方法防松



用冲头冲2~3点

冲点防松法



粘合法防松



§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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

§10-5 螺纹联接的预紧和防松

§10-6 螺纹联接的强度计算

§10-7 螺栓的材料和许用应力

§10-8 提高螺栓联接强度的措施

§10-9 螺旋传动

§10-10 滚动螺旋简介

§10-11 键联接和花键联接

§10-12 销联接

## §10—6 螺栓联接的强度计算



- 失效形式：与载荷性质有关。
- 受静载荷的普通螺栓连接：多为螺纹部分的塑性变形或螺栓被拉断；经常装拆时会因磨损而发生滑扣现象。
- 受变载荷的普通螺栓连接：多为螺栓的疲劳断裂；
- 受横向载荷的铰制孔用螺栓连接：主要为螺栓杆剪断，栓杆或被连接件孔接触表面挤压破坏；如果螺纹精度低或连接时常装拆，很可能发生滑扣现象。
- 螺栓与螺母的螺纹牙及其他各部分尺寸是根据等强度原则及使用经验规定的。
- 采用标准件时，这些部分都不需要进行强度计算。
- 螺栓连接的计算主要是确定螺纹小径 $d_1$ ，然后按照标准选定螺纹大径（公称直径），以及螺母和垫圈等连接零件的尺寸。



# 一、松螺栓联接

装配时不须要拧紧

- 松螺栓连接装配时不需要把螺母拧紧（如图示起重吊钩），只能承受轴向静载荷 $F_a$ ，工作时螺栓受拉应力作用。失效形式：螺栓塑变或拉断。
- 松螺栓连接的强度条件：

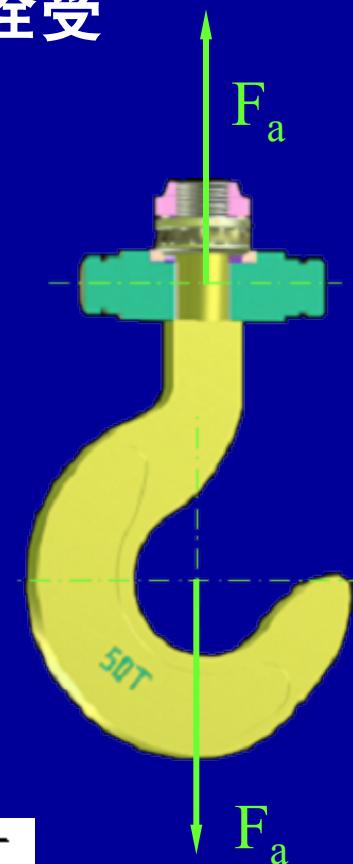
强度条件：
$$\frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

式中:  
d<sub>1</sub>——螺  
纹小径,  
mm

许用拉应力  $[\sigma] = \sigma_s / S$  (MPa) ,  
 $\sigma_s$  (公称屈服极限) 见表10-6,  $S = 1.2 \sim 1.7$   
(表10-7)

若已知 $F_a$ 和许用  
拉应力, 可得:

设计公式:  $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}}$



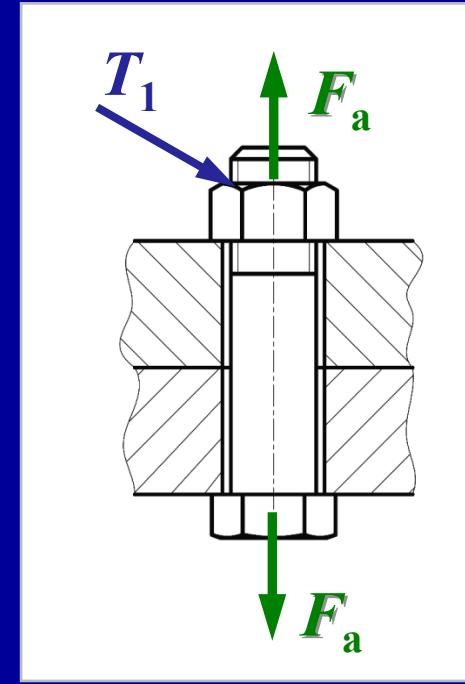


## 二、紧螺栓联接

装配时须要拧紧，在工作状态下可能还需要补充拧紧。

- 紧螺栓连接装配时需要拧紧，能承受变载荷。
- 对于**普通螺栓紧连接**，设拧紧螺栓时螺杆承受的轴向拉力为 $F_a$ （若无轴向工作载荷， $F_a$ 即为预紧力），螺栓危险截面（即螺纹小径 $d_1$ 处）受**拉应力**和**扭切应力**的联合作用：

$$\text{拉应力 } \sigma = \frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4}$$



$$\text{切应力 } \tau = \frac{T_1}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{F_a \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \rho')}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{2d_2}{d_1} \tan(\psi + \rho') \frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4}$$

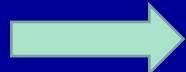


- 对于M10 ~ M68的粗牙螺纹，取 $d_2 / d_1$ 和 $\psi$ 的平均值，并取 $\tan \rho' = f' = 0.15$ ，得 $\tau \approx 0.5\sigma$ 。
- 按第四强度理论（最大变形能理论）合成，得当量应力

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

- 普通螺栓紧连接，螺栓的强度条件：

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



$$\sigma_e = 1.3\sigma = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

$[\sigma]$ — 螺栓许用应力 (MPa)，见表10-7。

上式为紧螺栓连接的验算公式，如果已知 $F_a$ 可得 $d_1$ 的设计公式

# 1. 受横向工作载荷的螺栓强度



图示单个普通螺栓紧连接，螺栓与孔之间留有间隙，承受垂直于螺栓轴线的横向工作载荷 $F$ ，靠预紧力 $F_0$ 在被连接件间产生的摩擦力传递载荷 $F$ ，并保持被连接件无相对滑动。螺杆承受的轴向拉力等于预紧力 $F_0$ 。

连接不滑动条件：

$$m f F_0 \geq C F$$

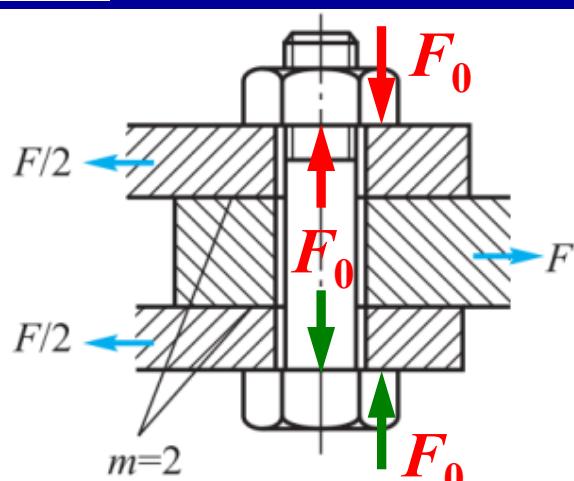
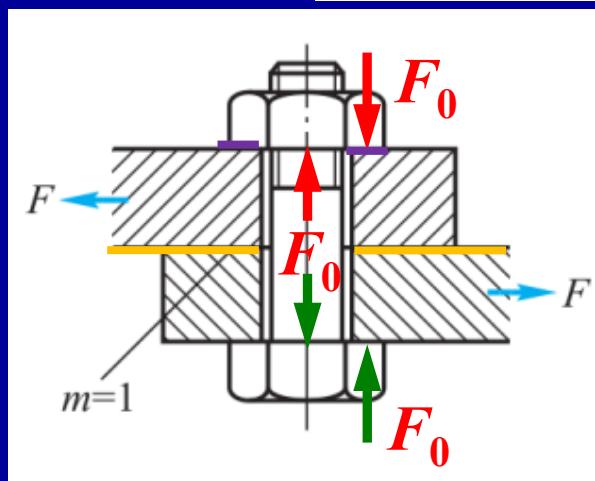
螺栓强度条件：

$$\sigma_e = \frac{1.3 F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$$

$m$ —结合面数目

$f$ —接合面摩擦系数，对于钢或铸铁，可取  $f = 0.1 \sim 0.15$

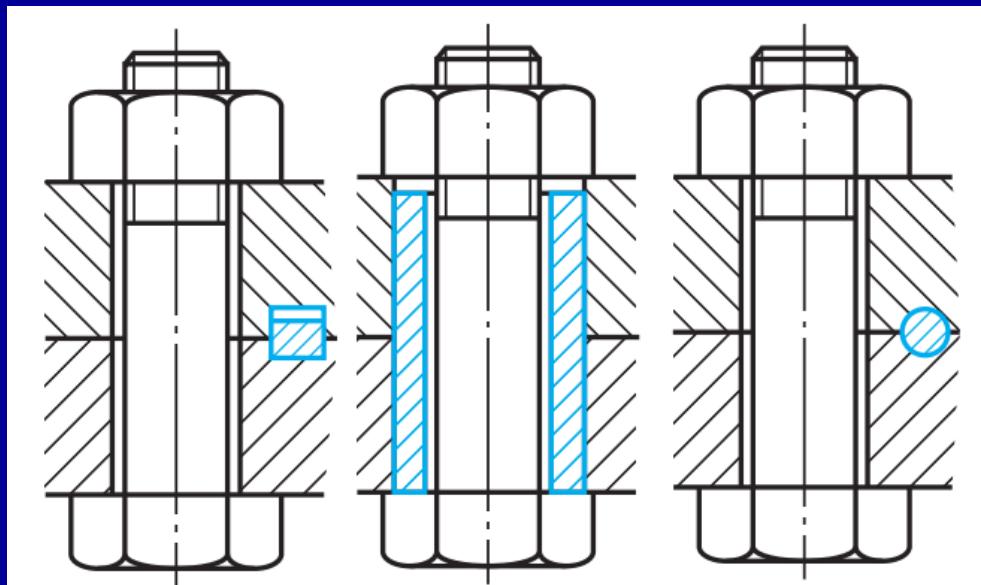
$C$ —可靠系数， $C = 1.1 \sim 1.3$





连接不滑动条件:  $mfF_0 \geq CF$

- 当 $f = 0.15$ 、 $C = 1.2$ 、 $m = 1$ 时,  $F_0 \geq 8F$ 。即预紧力至少为横向工作载荷的8倍, 所以普通螺栓连接靠摩擦力来承担横向载荷时,  $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]}}$  其尺寸较大。
- 为了避免上述缺点, 可用键、套筒或销承担横向工作载荷, 而螺栓仅起连接作用。





- 也可采用螺杆与孔之间没有间隙的**铰制孔用螺栓**来承受横向载荷。

- 失效形式：螺栓剪切及侧面压溃

剪切强度：

$$\tau = \frac{F}{\pi d_0^2 / 4} \leq [\tau]$$

$F$  — 螺栓所受剪力；

$[\tau]$  — 螺栓的许用剪应力，

$$[\tau] = \sigma_s / 2.5, \text{ 表10-7};$$

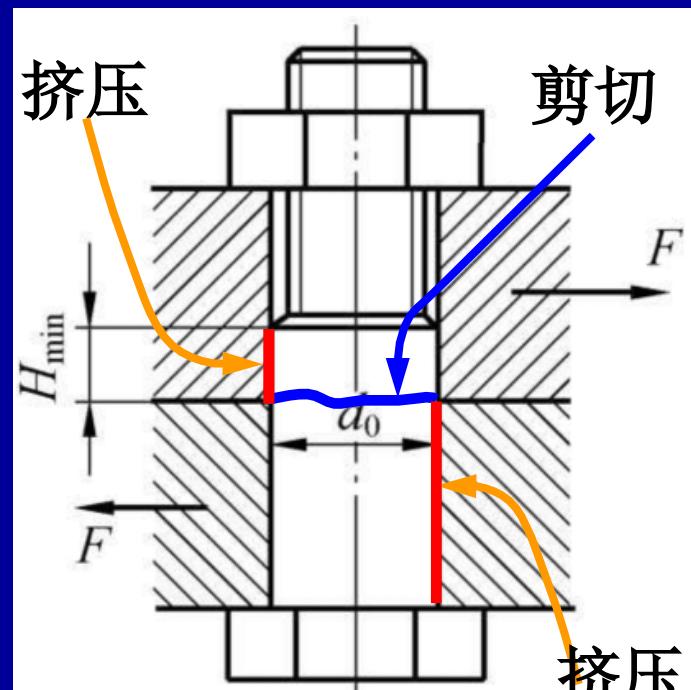
挤压强度：

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 H_{min}} \leq [\sigma_p]$$

$H_{min}$  — 螺栓与孔壁最小接触长度；

$[\sigma_p]$  — 螺栓或孔壁的许用挤压应力，表10-7，

钢  $[\sigma_p] = \sigma_s / 1.25.$



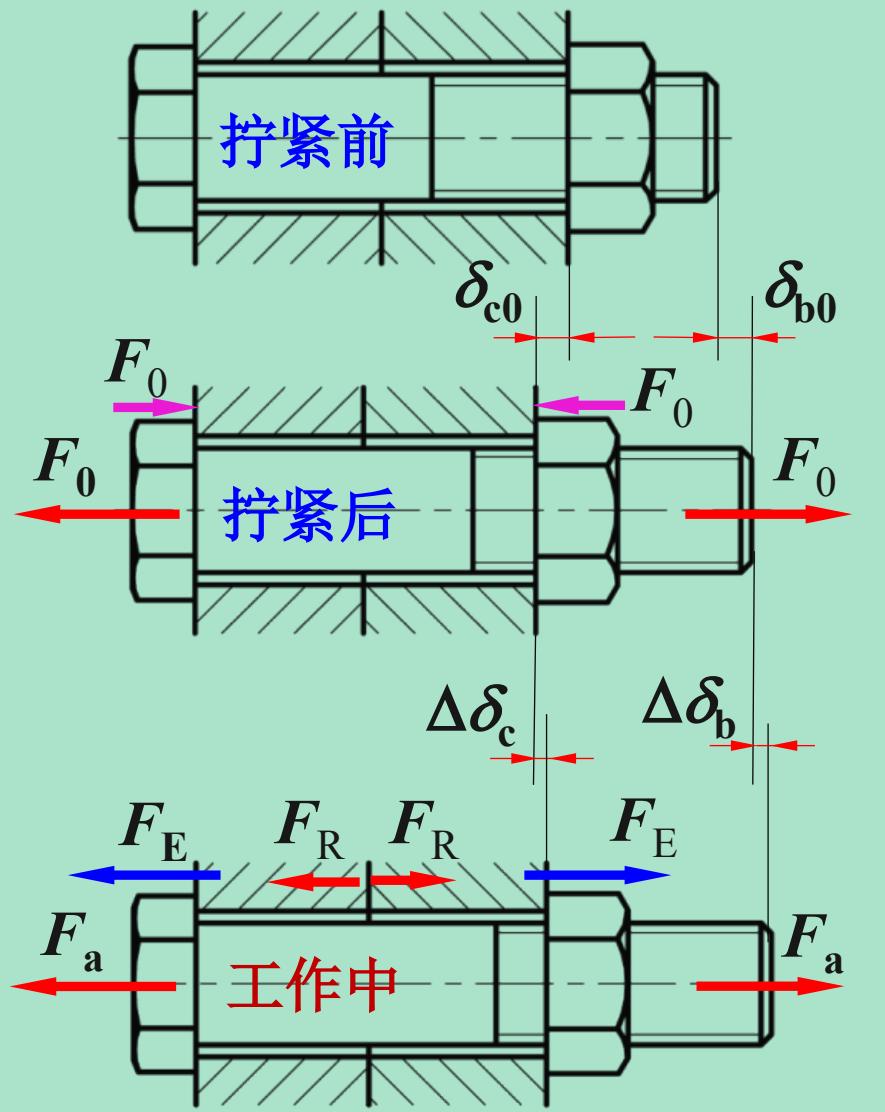
## 2. 受轴向工作载荷的螺栓强度

- 图示用于压力容器的普通紧螺栓连接，设流体压强为 $p$ ，圆周均布螺栓数为 $z$ ，则每个螺栓平均承受的轴向工作载荷为

$$F_E = \frac{p\pi D^2 / 4}{z}$$



- 由前分析可知，螺栓需要预紧，因此有预紧力 $F_0$
- 对于受轴向工作载荷的普通紧螺栓连接，螺栓实际承受的轴向总拉力 $F_a$ 并不等于预紧力 $F_0$ 与 $F_E$ 之和。
- 需通过分析螺栓受力和变形的关系，求出螺栓的总拉力。



拧紧前：

螺栓和被连接件的受力、变形均为零

拧紧后（预紧力 $F_0$ ）：

螺栓受拉力 $F_0$ ，伸长变形

$$\Delta\delta_b = F_0 / k_b; \quad (k_b \text{ 螺栓刚度})$$

被连接件受压力 $F_0$ ，压缩变形

$$\Delta\delta_c = F_0 / k_c \quad (k_c \text{ 被连接件刚度})$$

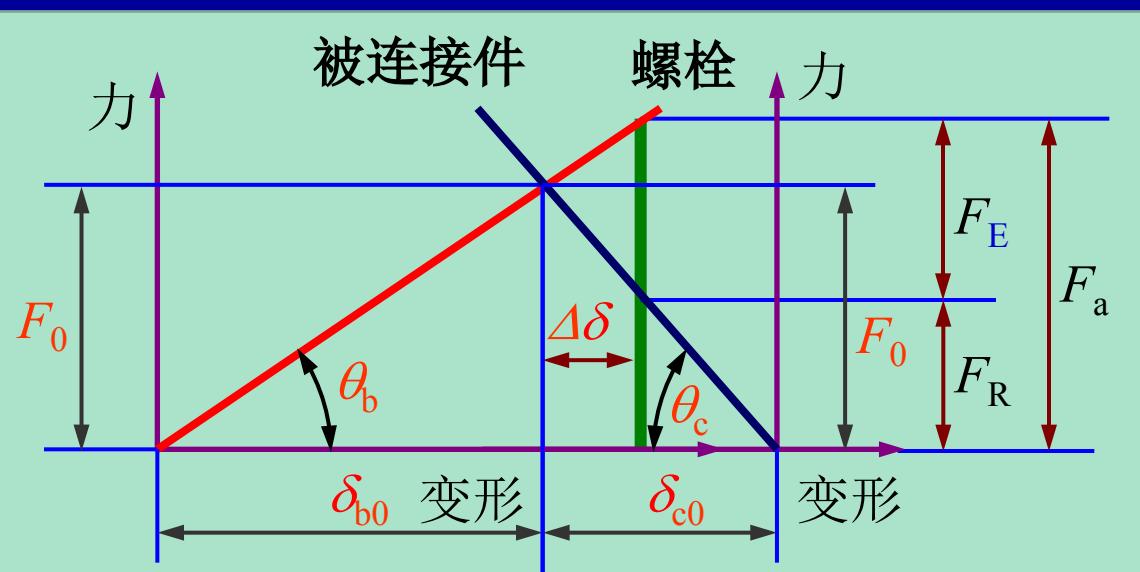
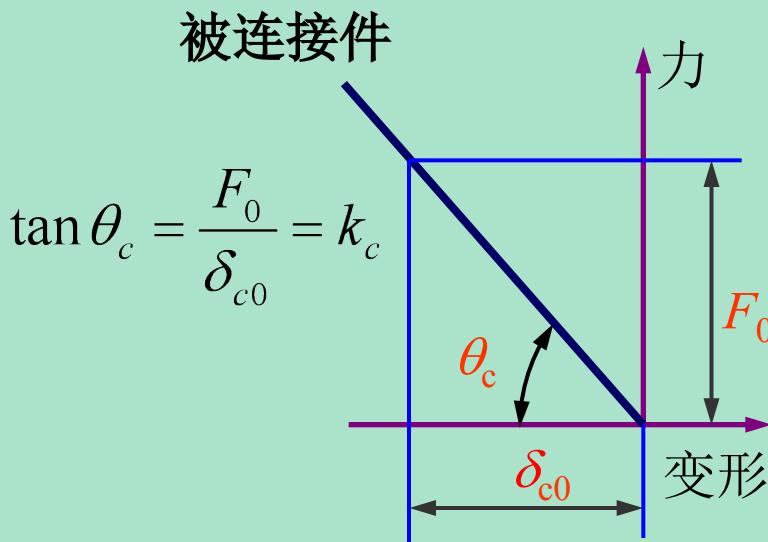
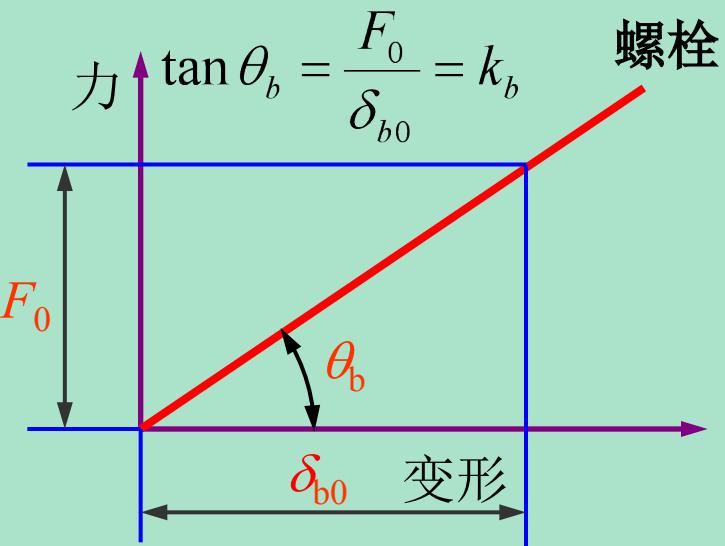
加轴向工作载荷 $F_E$ 后：

螺栓受力 $F_a$ （总拉力），伸长变形 $\Delta\delta_b + \Delta\delta_c$ ；

被连接件受压力 $F_R$ （残余预紧力）、压缩变形： $\Delta\delta_c - \Delta\delta_b$   
,  $\Delta\delta_b = \Delta\delta_c = \Delta\delta$  (无缝隙时)       $F_a = F_E + F_R$



## 预紧后的受力变形线图



将两图合在一起  
加工作载荷 $F_E$   
变形 $\Delta\delta$   
螺栓总拉力 $F_a$   
残余预紧力 $F_R$   
工作载荷 $F_E$

$$F_a = F_E + F_R$$

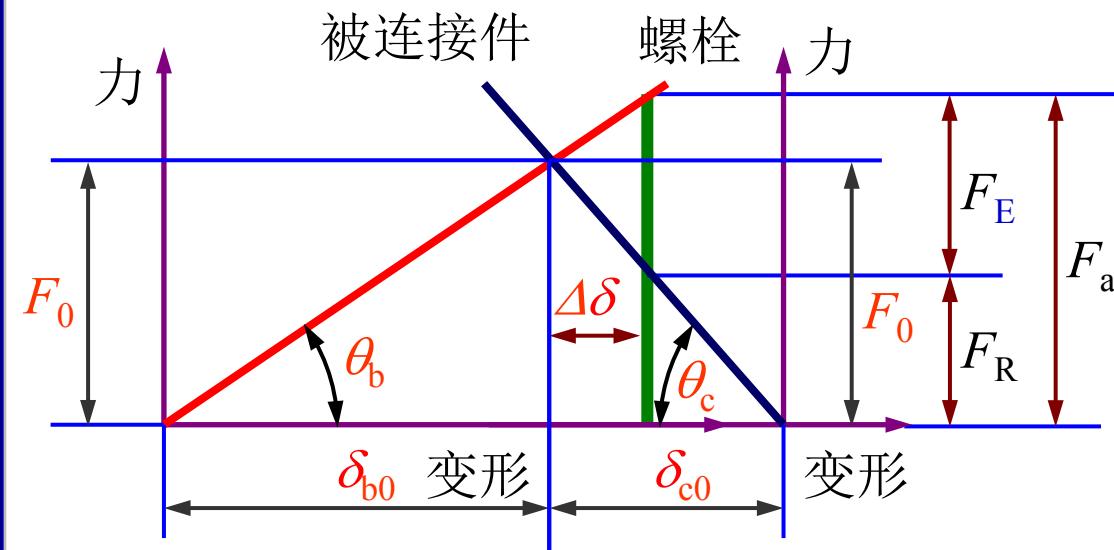
若残余预紧力为0，则被连接件之间会出现缝隙，连接则失效，  
为保证被连接件之间不出现缝隙，必须有残余预紧力  $F_R > 0$ 。

- 当工作载荷  $F_E$  没有变化时，可取  $F_R = (0.2 \sim 0.6)F_E$ ；
- 当工作载荷  $F_E$  有变化时，可取  $F_R = (0.6 \sim 1.0)F_E$ ；
- 对于有紧密性要求的连接（如压力容器的螺栓连接），  
取  $F_R = (1.5 \sim 1.8)F_E$ 。

在计算中，可根据连接的工作要求规定好残余预紧力  $F_R$ ，  
然后根据  $F_a = F_E + F_R$  求出总拉力  $F_a$  后，根据  $\sigma_e = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma]$  计算  
螺栓强度。若是变载荷，则按表10-7和10-8查取时，参考变  
载荷项。

$$\tan \theta_b = \frac{F_0}{\delta_{b0}} = k_b$$

$$\tan \theta_c = \frac{F_0}{\delta_{c0}} = k_c$$



$$\Delta\delta \cdot k_b + \Delta\delta \cdot k_c = F_E$$

$$\Delta\delta = \frac{F_E}{k_b + k_c}$$

$$F_a = F_0 + \Delta\delta \cdot k_b$$

$$= F_0 + \frac{k_b}{k_b + k_c} F_E$$

$$F_R = F_0 - \Delta\delta \cdot k_c = F_0 - \frac{k_c}{k_b + k_c} F_E = F_0 - \left(1 - \frac{k_b}{k_b + k_c}\right) F_E$$

## 螺栓连接的相对刚度系数

| 垫片类别                    | 金属垫片或无垫片 | 皮革垫片 | 铜皮石棉垫片 | 橡胶垫片 |
|-------------------------|----------|------|--------|------|
| $\frac{k_b}{k_b + k_c}$ | 0.2~0.3  | 0.7  | 0.8    | 0.9  |



- §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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件
- §10-5 螺纹联接的预紧和防松
- §10-6 螺纹联接的强度计算
- §10-7 螺栓的材料和许用应力
- §10-8 提高螺栓联接强度的措施
- §10-9 螺旋传动
- §10-10 滚动螺旋简介
- §10-11 键联接和花键联接
- §10-12 销联接

## §10-7 螺栓的材料和许用应力



- 螺栓的常用材料：低碳钢和中碳钢；重要和特殊用途的螺纹连接件可采用力学性能较高的合金钢。
- 螺栓的性能等级：分为9个等级，4.6到12.9；具体参考表10-6

点左侧数字代表材料公称强度极限( $\sigma_B$ )的1/100

点右侧数字代表材料的公称屈服强度( $\sigma_S$ )与公称强度极限( $\sigma_B$ )比值的10倍。

例如：性能等级为4.8的螺栓

$$4 = \sigma_B \times (1/100) \quad \sigma_B = 4 \times 100 = 400 \text{ MPa}$$

$$8 = 10 \times \sigma_S / \sigma_B \quad \sigma_S = 8 \times 400 / 10 = 320 \text{ MPa}$$



表 10-6 螺栓、螺钉、螺柱和螺母的力学性能等级

(摘自 GB/T 3098.1—2010 和 GB/T 3098.2—2015)

| 螺栓、螺钉、螺柱 | 性能等级                            | 4.6        | 4.8 | 5.6 | 5.8 | 6.8 | 8.8                    |                     | 9.8<br>$d \leq 16 \text{ mm}$ | 10.9  | 12.9      |
|----------|---------------------------------|------------|-----|-----|-----|-----|------------------------|---------------------|-------------------------------|-------|-----------|
|          |                                 |            |     |     |     |     | $d \leq 16 \text{ mm}$ | $d > 16 \text{ mm}$ |                               |       |           |
|          | 公称强度极限<br>$\sigma_b/\text{MPa}$ | 400        |     | 500 |     | 600 | 800                    |                     | 900                           | 1 000 | 1 200     |
|          | 公称屈服极限<br>$\sigma_s/\text{MPa}$ | 240        | 320 | 300 | 400 | 480 | 640                    |                     | 720                           | 900   | 1 080     |
|          | 布氏硬度<br>(HBW)                   | 114        | 124 | 147 | 152 | 181 | 245                    | 250                 | 286                           | 316   | 380       |
|          | 推荐材料及热处理                        | 碳钢或添加元素的碳钢 |     |     |     |     | 碳钢或添加元素的碳钢或合金钢,淬火并回火   |                     |                               |       | 合金钢,淬火并回火 |
|          | 相配螺母的性能等级                       | 4 或 5      |     | 5   |     | 6   | 8                      |                     | 9                             | 10    | 12        |

注:规定性能的螺纹连接件在图样中只标注力学性能等级,不应再标出材料。



表 10-7 螺纹连接的许用应力

| 螺纹连接受载情况 |             | 许用应力               |  |
|----------|-------------|--------------------|--|
| 松螺栓连接    |             | $S = 1.2 \sim 1.7$ |  |
| 紧螺栓连接    | 受轴向、横向载荷    |                    | $[\sigma] = \sigma_s/S$<br>控制预紧力时, $S = 1.2 \sim 1.5$<br>不严格控制预紧力时, 查表 10-8  |
|          | 铰制孔用螺栓受横向载荷 | 静载荷                | $[\tau] = \sigma_s/2.5$<br>$[\sigma_p] = \sigma_s/1.25$ (被连接件为钢)<br>$[\sigma_p] = \sigma_B/(2 \sim 2.5)$ (被连接件为铸铁) |
|          |             | 变载荷                | $[\tau] = \sigma_s/(3.5 \sim 5)$<br>$[\sigma_p]$ 按静载荷的 $[\sigma_p]$ 值降低 20% ~ 30%                                  |

表 10-8 螺纹连接的安全系数 S(不能严格控制预紧力时)

| 材料  | 静载荷    |         | 变载荷      |         |
|-----|--------|---------|----------|---------|
|     | M6~M16 | M16~M30 | M6~M16   | M16~M30 |
| 碳钢  | 5~4    | 4~2.5   | 12.5~8.5 | 8.5     |
| 合金钢 | 5.7~5  | 5~3.4   | 10~6.8   | 6.8     |

【例】压力容器用螺栓连接，螺栓性能等级5.6，材料合金钢，轴向工作载荷 $F_E = 10000\text{N}$ ，取安全系数 $S = 3$ 。确定螺栓直径。

解：取残余预紧力  $F_R = 1.5F_E = 1.5 \times 10000 = 15000\text{N}$ ，

螺栓总拉力  $F_a = F_E + F_R = 25000\text{N}$

螺栓性能等级5.6:  $\sigma_B = 5 \times 100 = 500\text{MPa}$ ,  $\sigma_S = 6\sigma_B/10 = 300\text{MPa}$   
(或直接查表10-6)

许用应力 $[\sigma] = \sigma_S / S = 300/3 = 100\text{MPa}$

$$\sigma_e = \frac{1.3F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma] \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 25000}{\pi \times 100}} = 20.3\text{mm}$$

查表10-1，M24三角螺纹粗牙的 $d_1=20.752\text{mm}$ ，故M24可用。



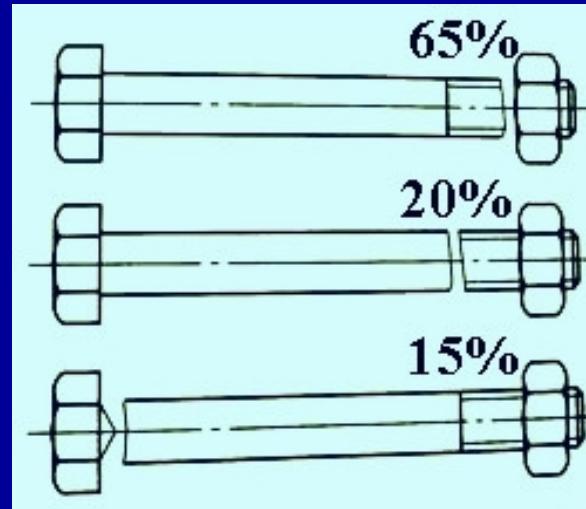
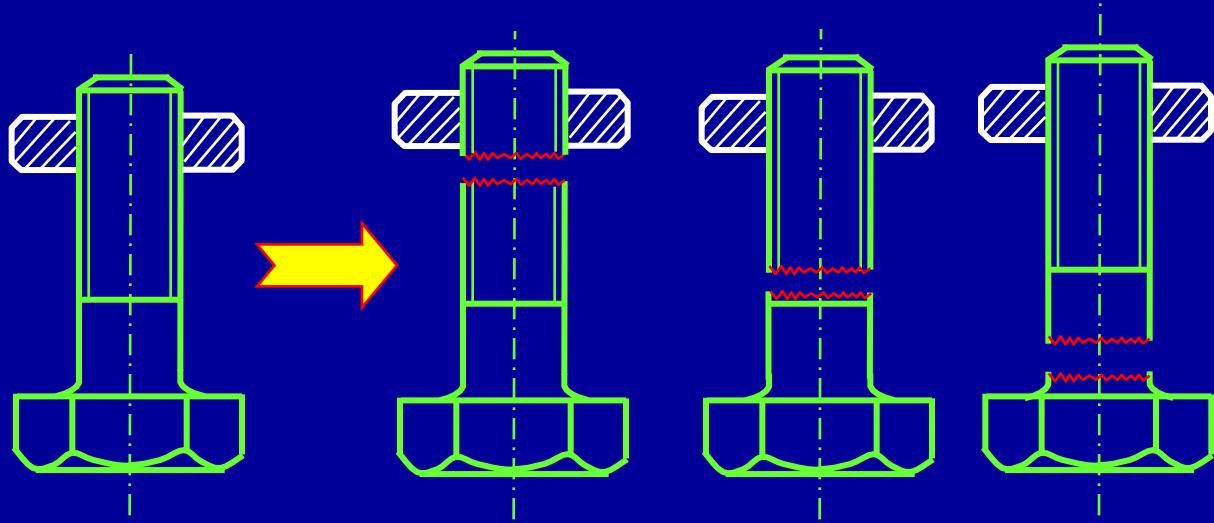
- §10-1 螺纹参数
- §10-2 螺旋副的受力分析、效率和自锁
- §10-3 机械制造常用螺纹
- §10-4 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件
- §10-5 螺纹联接的预紧和防松
- §10-6 螺纹联接的强度计算
- §10-7 螺栓的材料和许用应力
- §10-8 提高螺栓联接强度的措施
- §10-9 螺旋传动
- §10-10 滚动螺旋简介
- §10-11 键联接和花键联接
- §10-12 销联接

## §10-8 提高螺栓联接强度的措施



承受轴向变载荷时，螺栓的损坏形式： 疲劳断裂

容易断裂部位多为应力集中较严重的地方：





# 一、降低螺栓总拉伸载荷的 $F_a$ 变化范围

降低应力幅

轴向工作载荷 $F_E$ 的变化范围:  $0 \sim F_E$

总拉伸载荷的 $F_a$ 变化范围:  $F_a \sim \left( F_0 + F_E \frac{k_b}{k_b + k_c} \right)$

或  $\frac{k_b}{k_c} \downarrow \rightarrow F_a$ 变化范围↓



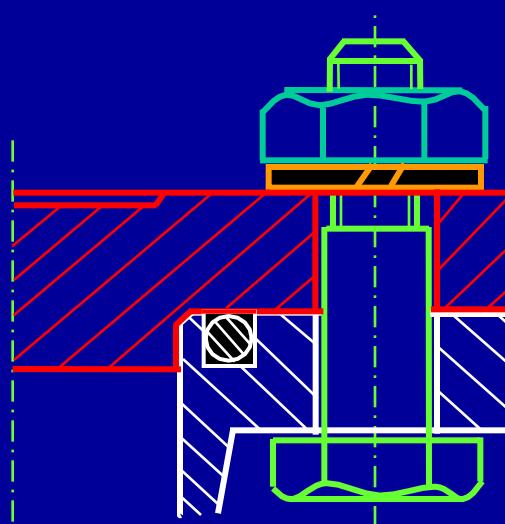
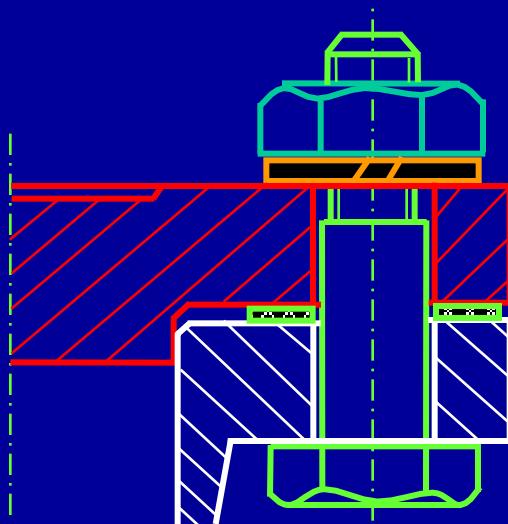
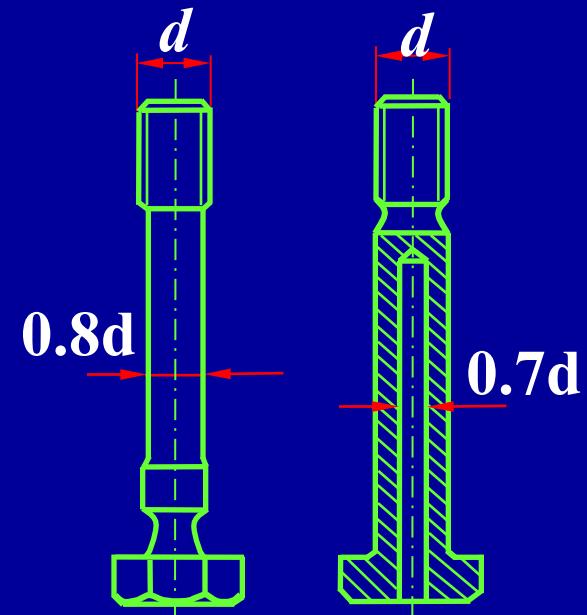
宜采取措施：

## 1. 采用柔性结构

因密封采用软垫片将降低被联接件的刚度，这时可采用

## 2. 有密封要求时，采用金属薄垫片

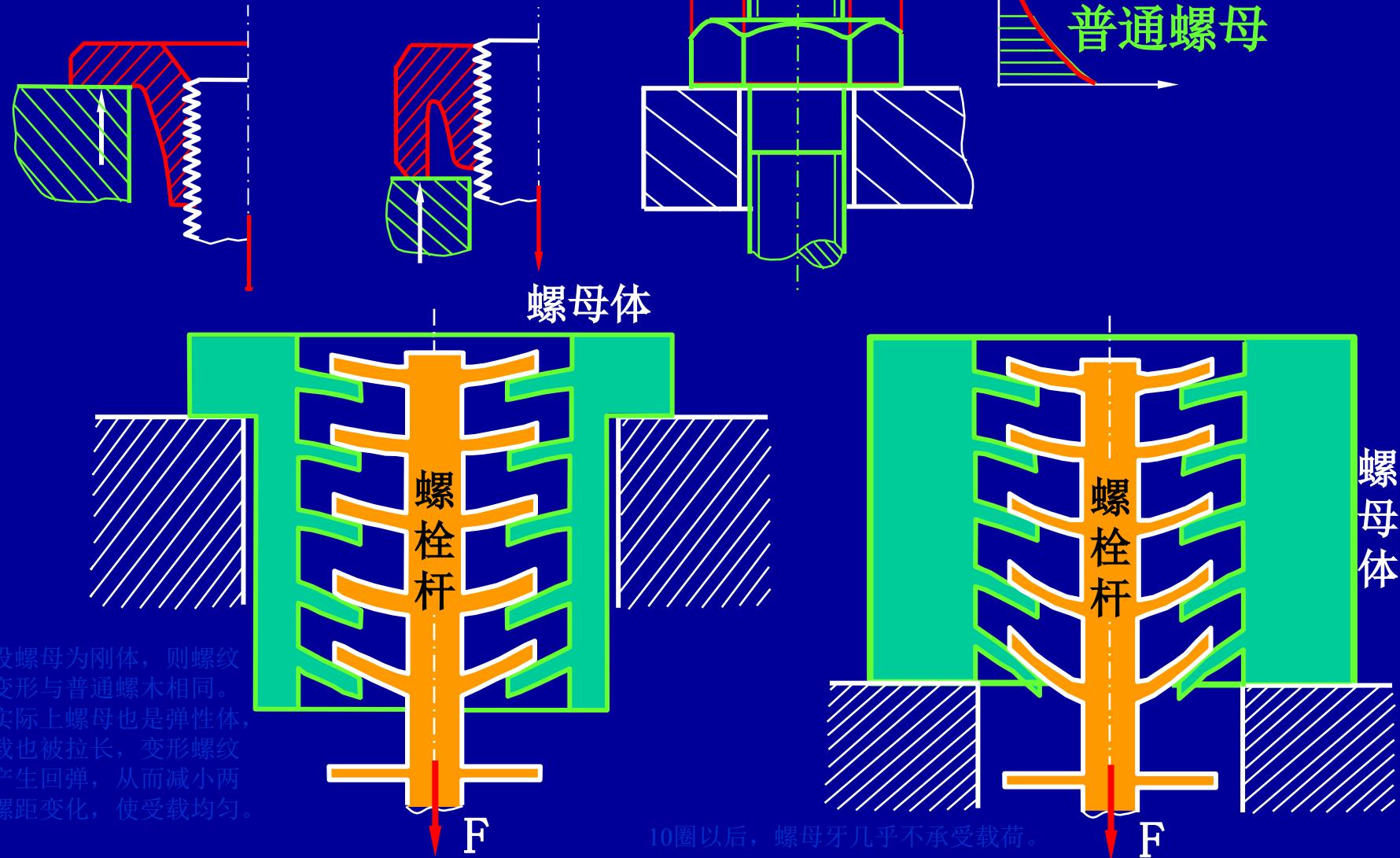
## 3. 或者采用O形密封圈



## 二、改善螺纹牙间的载荷分布

加厚螺母不能提高联接强度。

措施：采用悬置(均载)螺母。



### 三、减小应力集中

1. 增大过渡圆角

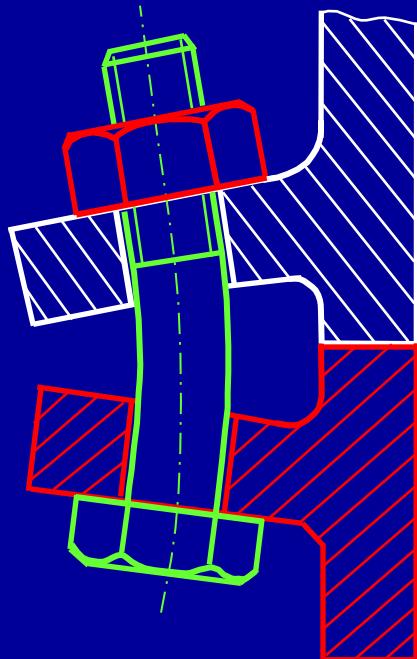
2. 切制卸载槽



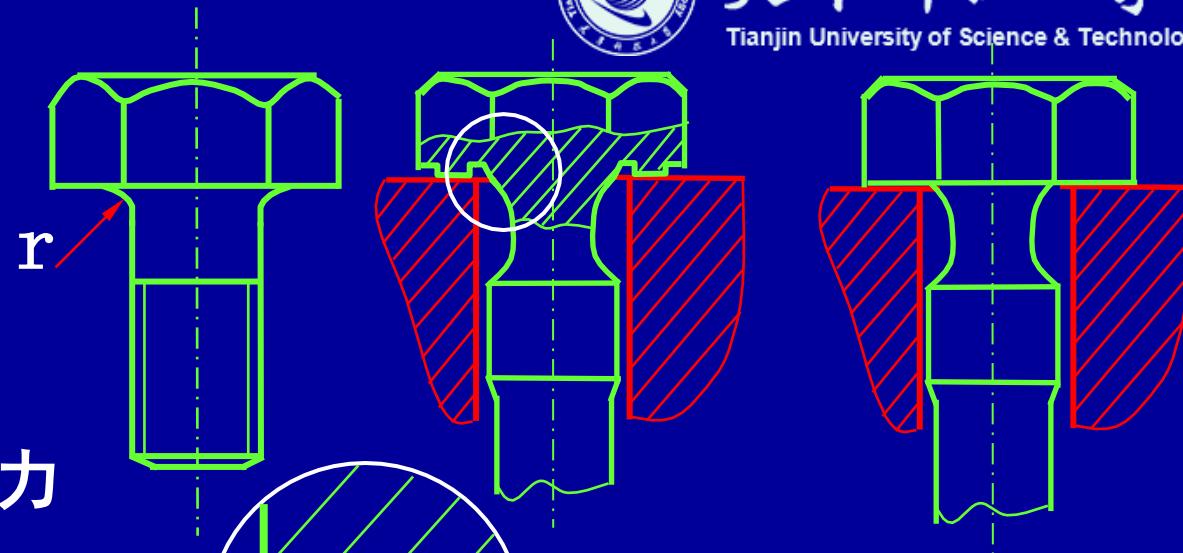
天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

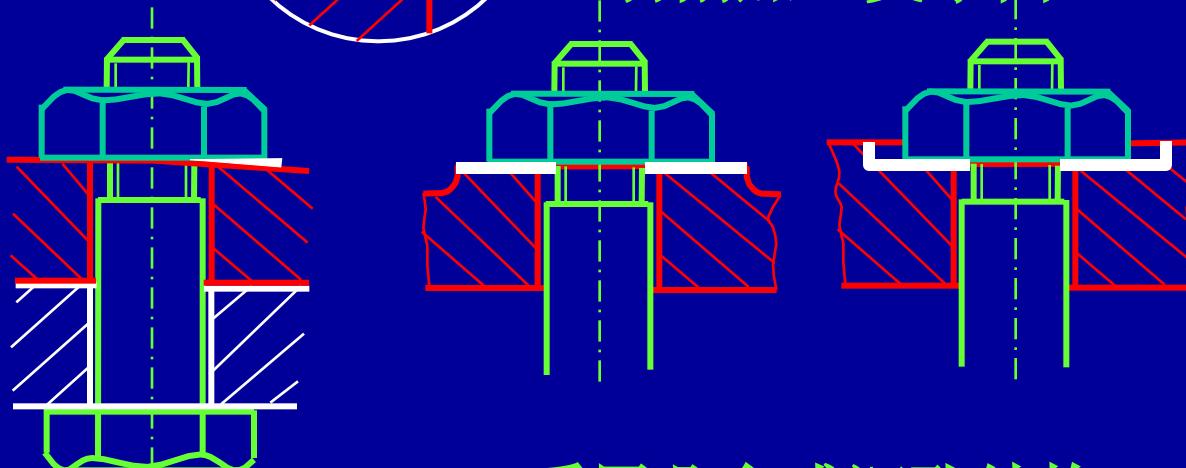
### 四、避免或减小附加应力



被联接件变形太大



切削加工支承面



支承面不平

采用凸台或沉孔结构



## 五、采用特殊制造工艺

冷镦头部、辗压螺纹 → 疲劳强度提高30%

比车削

表面处理：

氰化、氮化也能提高疲劳强度。



- §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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件
- §10-5 螺纹联接的预紧和防松
- §10-6 螺纹联接的强度计算
- §10-7 螺栓的材料和许用应力
- §10-8 提高螺栓联接强度的措施
- §10-9 螺旋传动★
- §10-10 滚动螺旋简介★
- §10-11 键联接和花键联接
- §10-12 销联接

## 一、键联接的类型

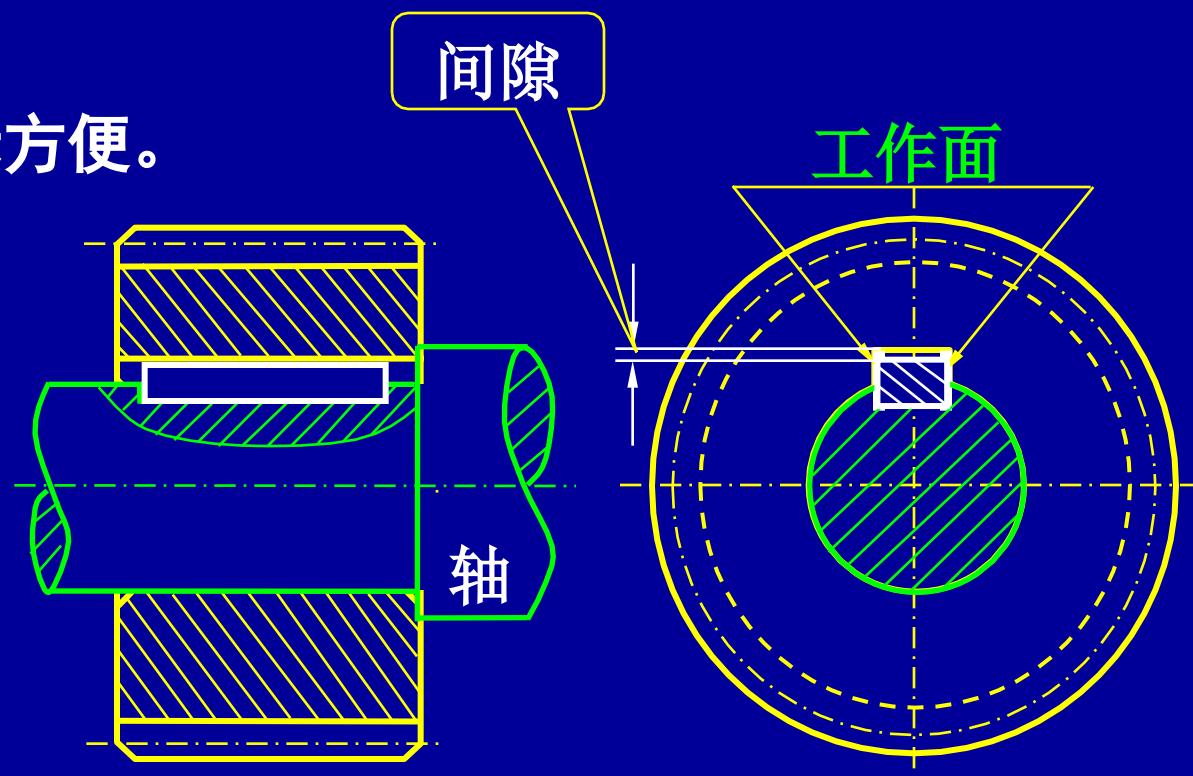
**作用：**用来实现轴和轴上零件的周向固定以传递扭矩，或实现零件的轴向固定或移动。

**类型：**平键、半圆键、楔键、切向键等。

### 1. 平键联接

**特点：**定心好、装拆方便。

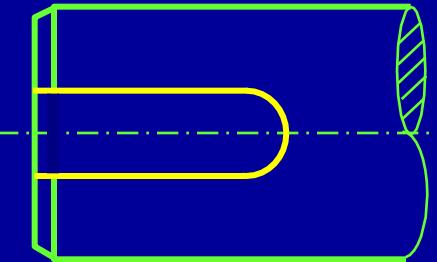
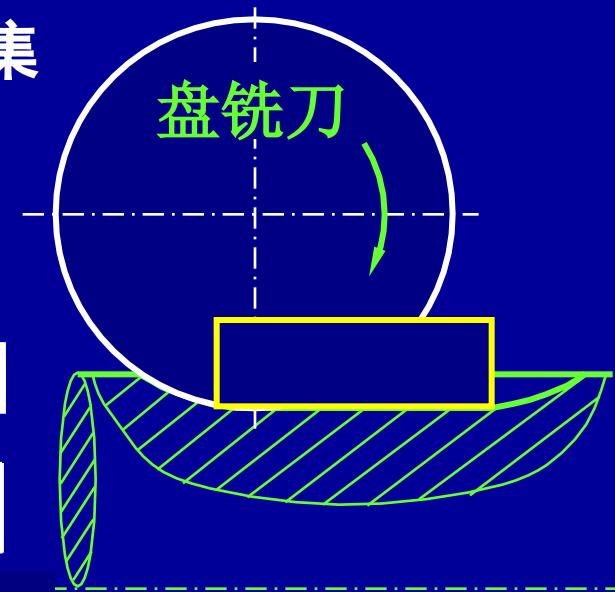
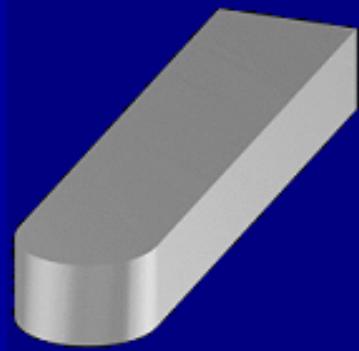
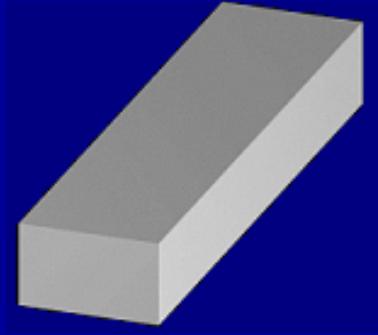
**种类** {  
普通平键  
导向平键





普通平键结构 {

- 圆头(A型) 用指状铣刀加工，固定良好，轴槽应力集中大。
- 方头(B型) 用盘铣刀加工，轴的应力集中小。
- 单圆头(C型) 用于轴端



普通平键应用最广。

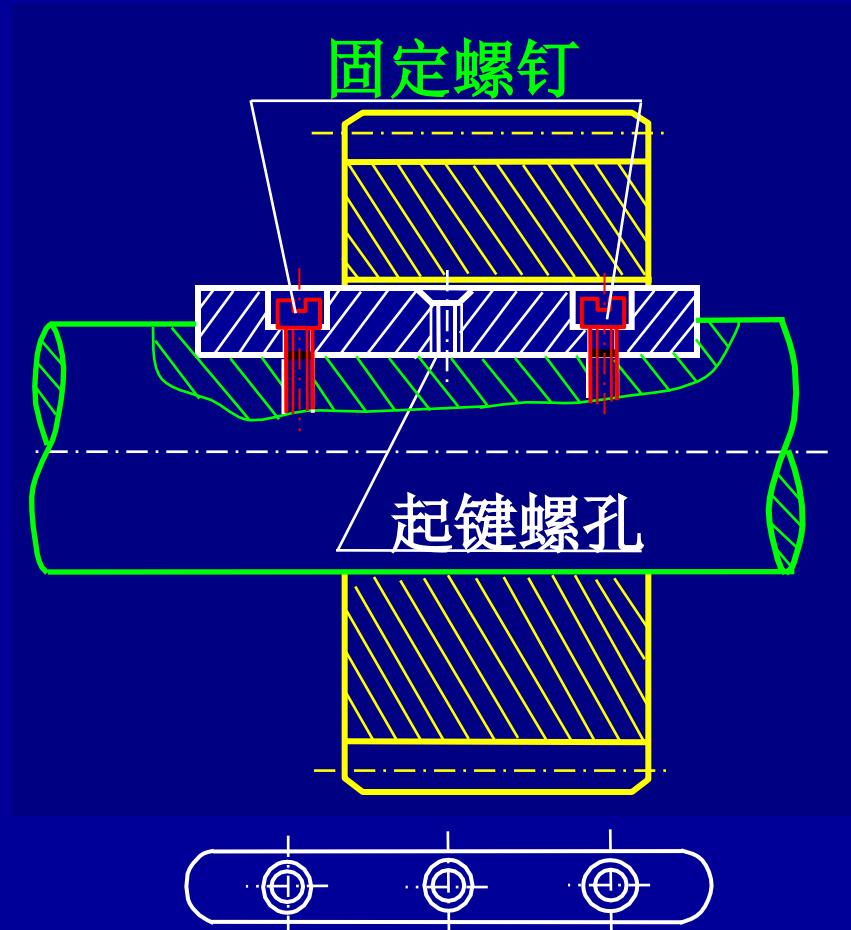
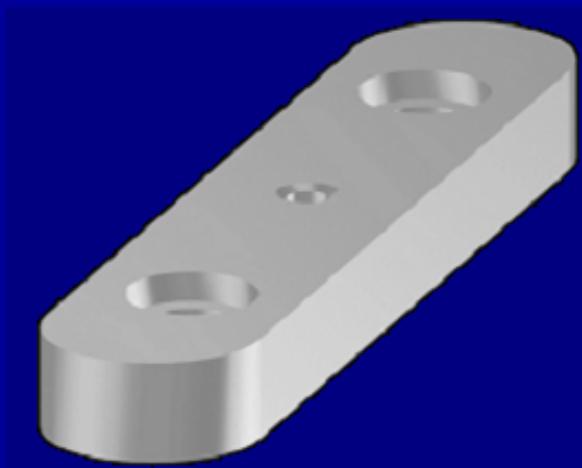
# 导向平键



结构特点：长度较长，需用螺钉固定。

为便于装拆，制有起键螺孔。

零件可以在轴上移动，构成动联接。





## ■ 滑键（动连接）

- 用于轮毂轴向移动距离较大的场合。
- 滑键固定在轮毂上，随轮毂一起沿轴上的键槽移动，轴上应铣出较长的键槽。
- 滑键结构依固定方式而定，下图是两种典型的结构。

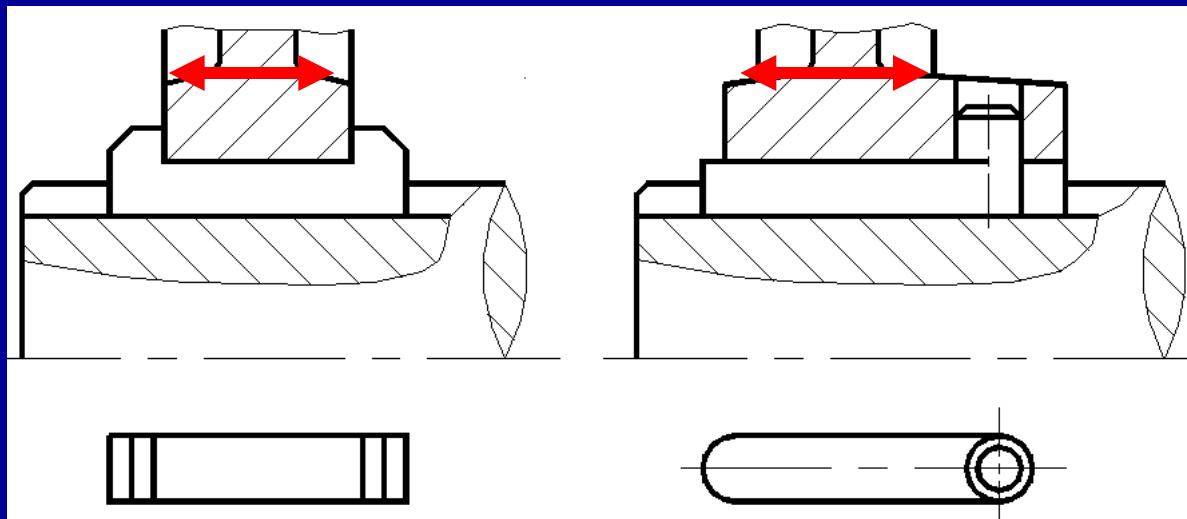
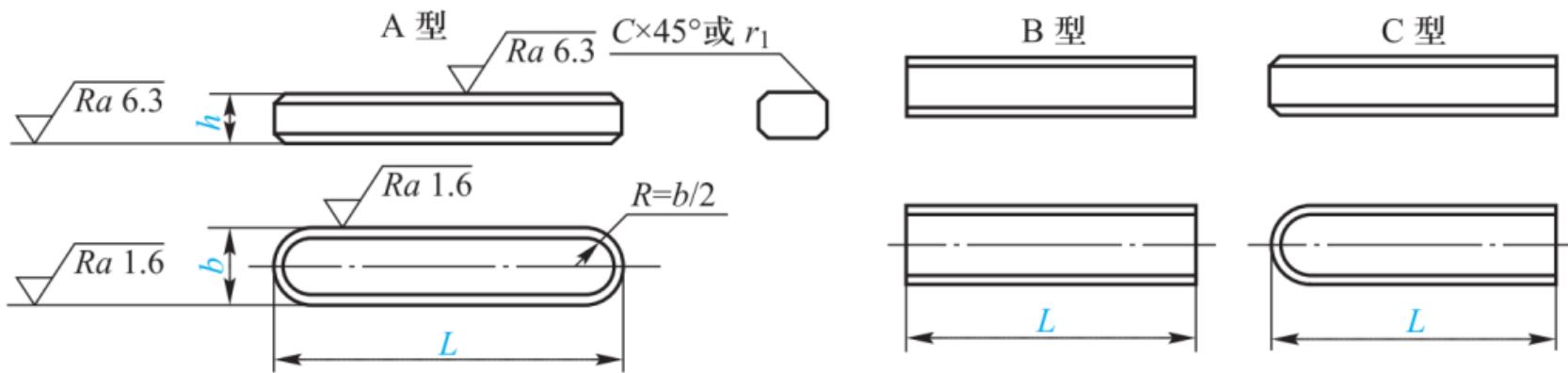
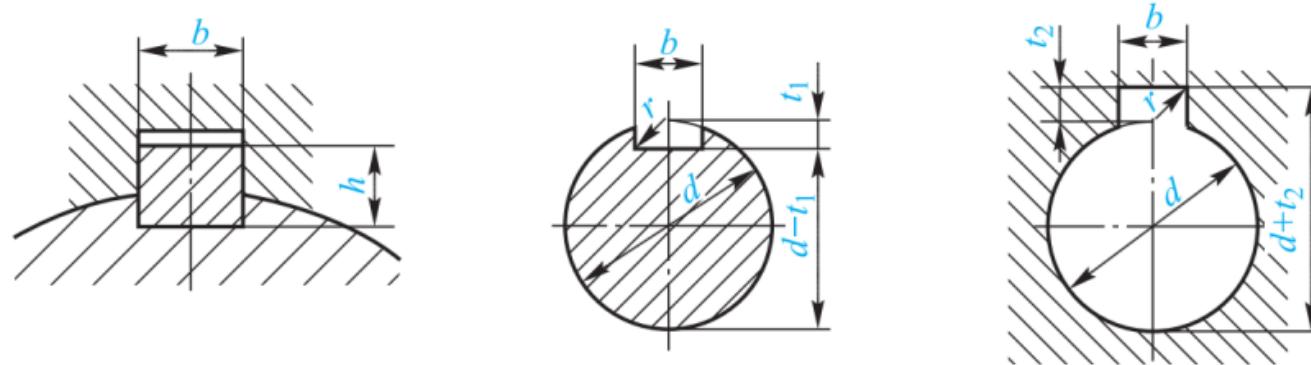


表 10-10 普通平键和键槽的尺寸(摘自 GB/T 1095—2003、GB/T 1096—2003)

mm

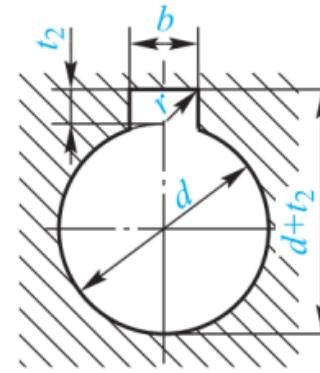
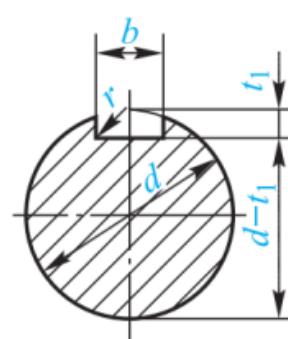
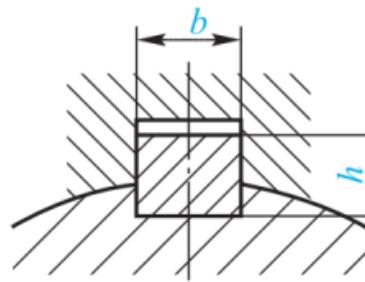


标记示例：

圆头普通平键(A型), $b=16$ 、 $h=10$ 、 $L=100$  的标记为: GB/T 1096 键 16×10×100平头普通平键(B型), $b=16$ 、 $h=10$ 、 $L=100$  的标记为: GB/T 1096 键 B16×10×100单圆头普通平键(C型), $b=16$ 、 $h=10$ 、 $L=100$  的标记为: GB/T 1096 键 C16×10×100

表 10-10 普通平键和键槽的尺寸(摘自 GB/T 1095—2003、GB/T 1096—2003)

mm



| 轴的直径<br>$d$ | 键的尺寸 |     |           |       | 键槽    |       |           |
|-------------|------|-----|-----------|-------|-------|-------|-----------|
|             | $b$  | $h$ | $C$ 或 $r$ | $L$   | $t_1$ | $t_2$ | 半径 $r$    |
| 自 6~8       | 2    | 2   |           | 6~20  | 1.2   | 1     |           |
| >8~10       | 3    | 3   | 0.16~0.25 | 6~36  | 1.8   | 1.4   | 0.08~0.16 |
| >10~12      | 4    | 4   |           | 8~45  | 2.5   | 1.8   |           |
| >12~17      | 5    | 5   |           | 10~56 | 3.0   | 2.3   |           |
| >17~22      | 6    | 6   | 0.25~0.4  | 14~70 | 3.5   | 2.8   | 0.16~0.25 |
| >22~30      | 8    | 7   |           | 18~90 | 4.0   | 3.3   |           |

注:  $L$  系列为 6, 8, 10, 12, 14, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, …。



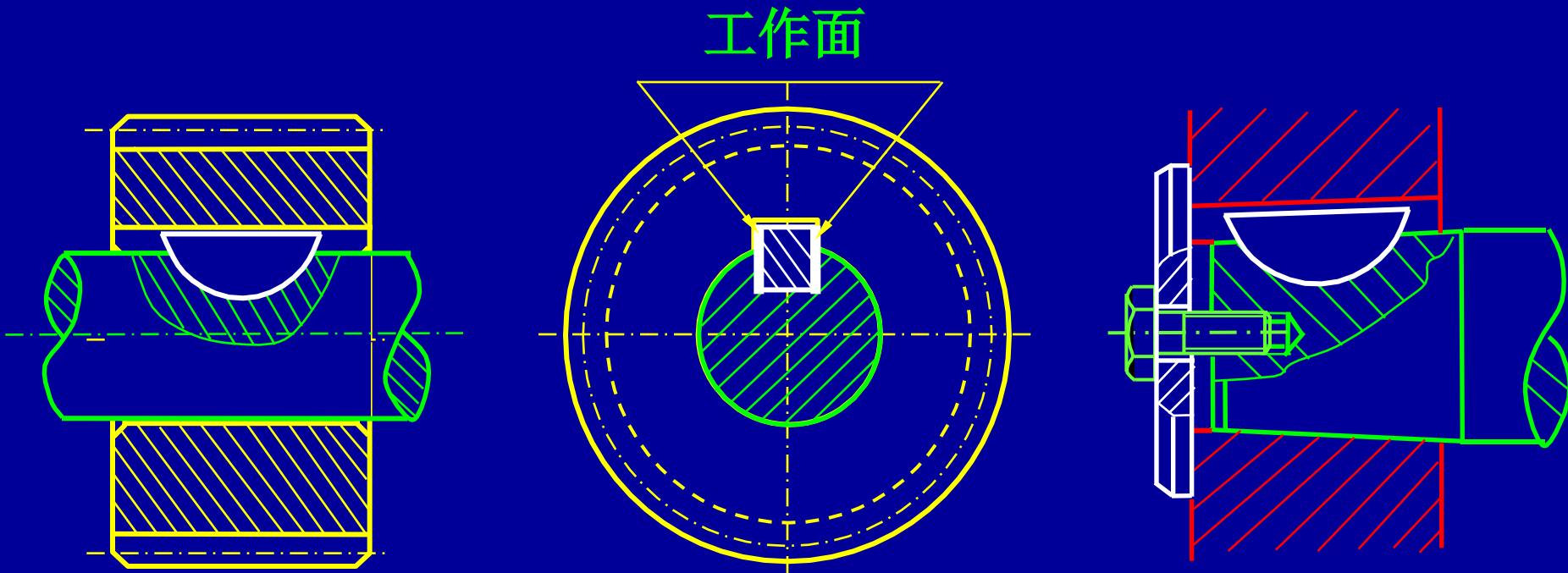
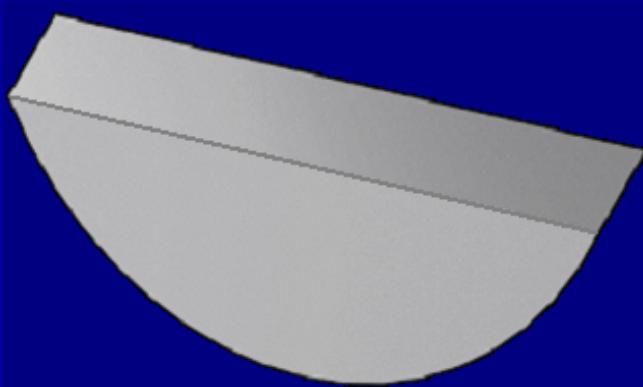
## 2. 半圆键联接

**优点：定心好，装配方便。**

因半圆键能在轴槽中摆动以适应轮毂槽底面。

**缺点：对轴的削弱较大，只适  
用于轻载联接。**

**特别适用于锥形轴端的联接。**



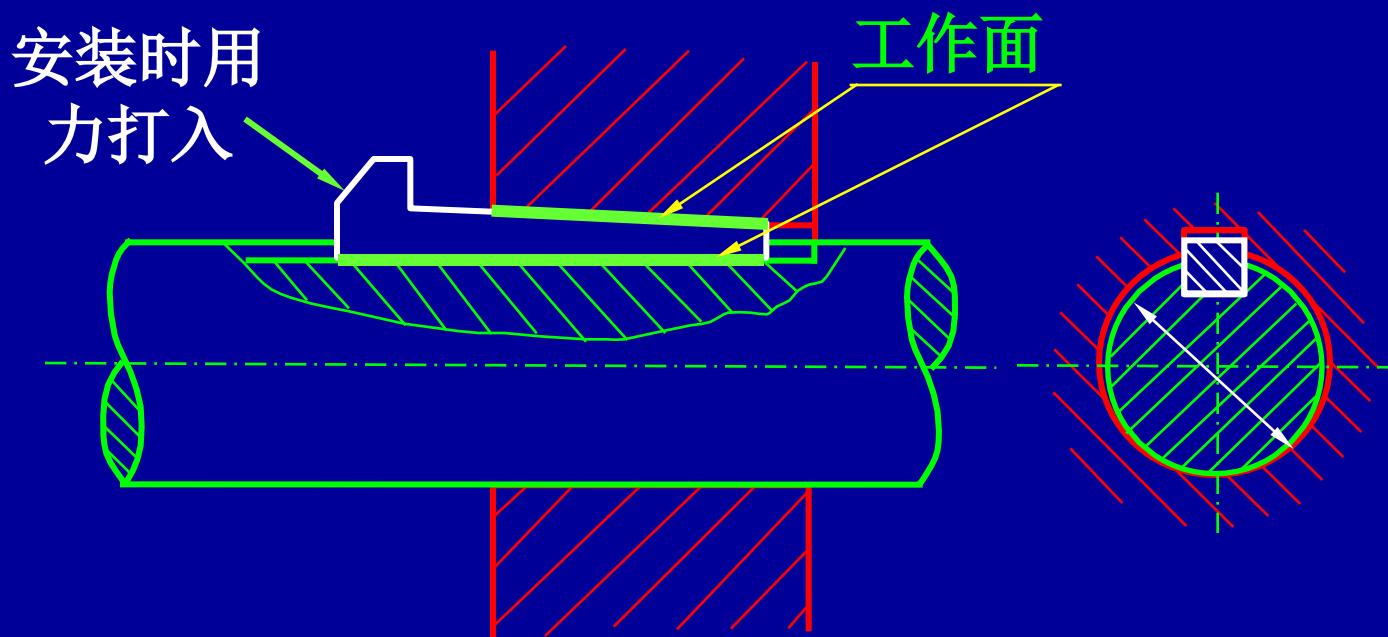
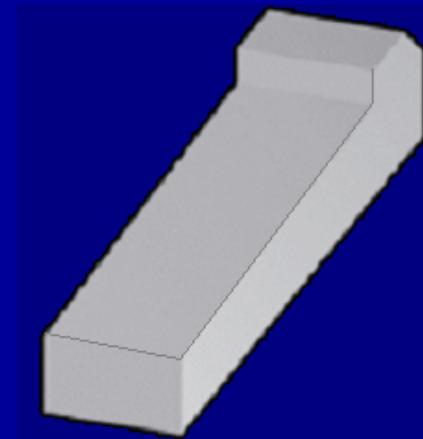
### 3. 楔键联接和切向键联接



结构特点：键的上表面有1:100的斜度，  
轮毂槽的底面也有1:100的斜度。

缺点：定心精度不高。

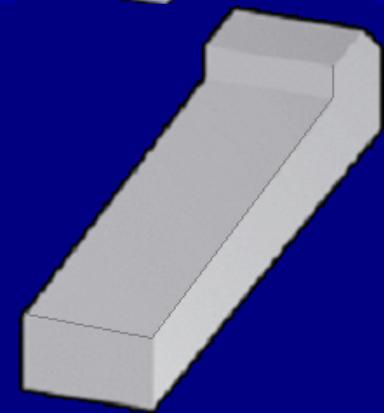
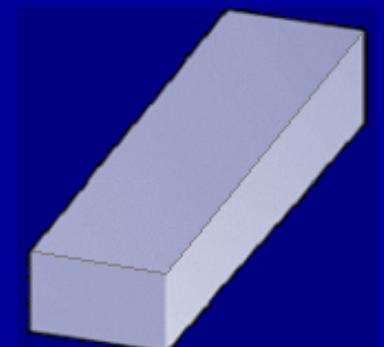
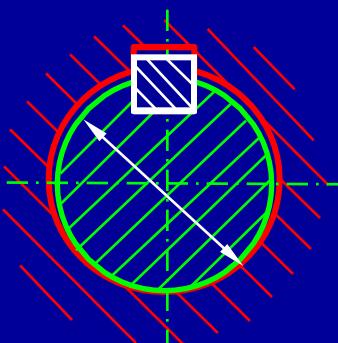
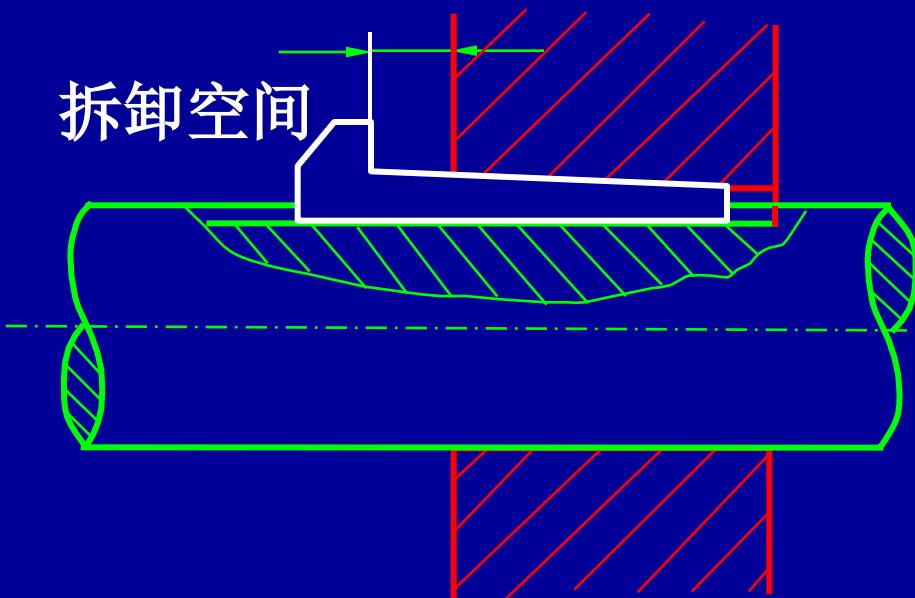
应用：只能应用于定心精度不高，载荷  
平稳和低速的联接。



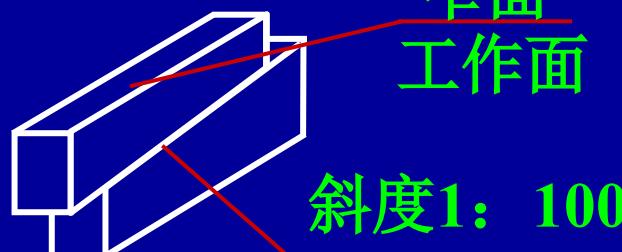
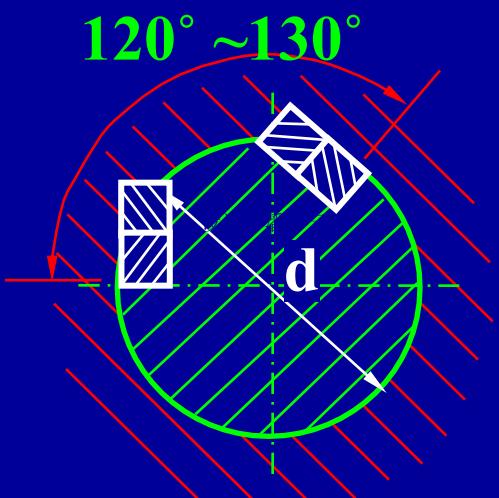
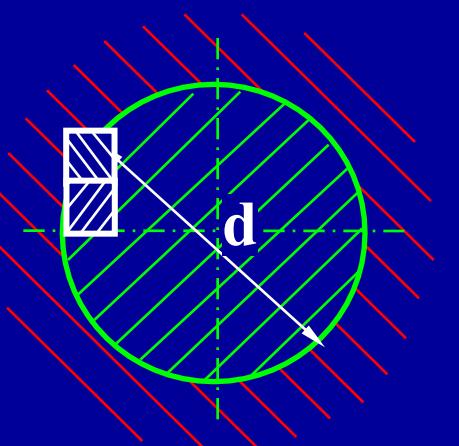


## 类型：普通楔键、钩头楔键。

钩头是用来拆卸用的



在重型机械中常采用切向键---一对楔键组成。



装配时将两楔键楔紧，键的窄面是工作面，所产生的压力沿切向方向分布，当双向传递扭矩时，需要两对切向键分布成 $120\sim130^\circ$ 。

## 二、平键联接的强度校核

键的材料： $\sigma_B \geq 600$  MPa的碳素钢，常用45钢。

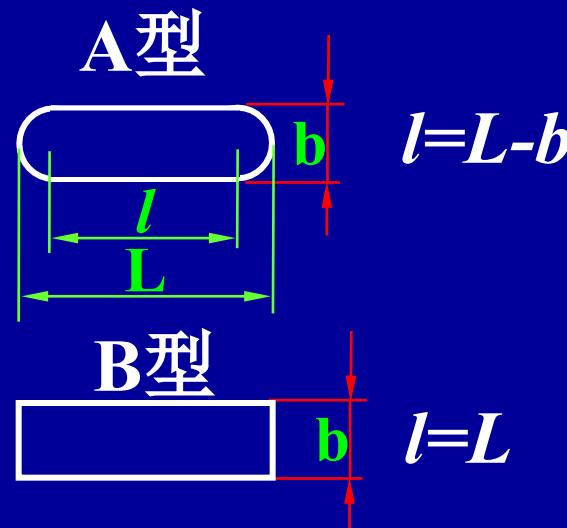
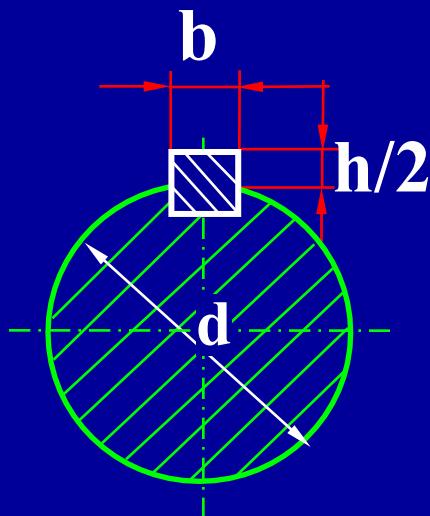
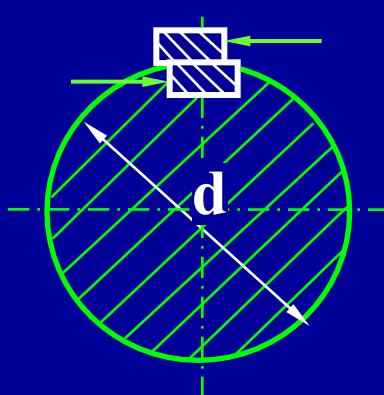
键的截面尺寸b、h查表选取，长度L参照轮毂长度从标准中选取。

键的主要失效形式：压溃、磨损(动联接)、剪断。

挤压强度条件：

一般不会出现

$$\sigma_p = -\frac{F_t}{S} = \frac{T}{(d/2)(h/2)l} = \frac{4T}{d h l} \leq [\sigma_p] \text{ MPa}$$





对于导向平键联接，计算依据是磨损，应

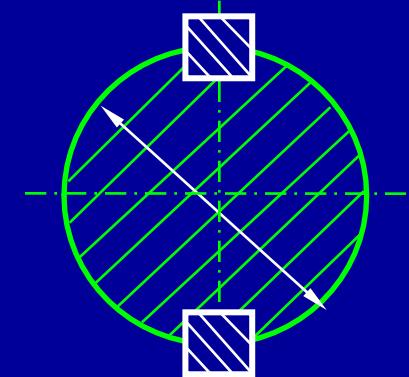
限制压强：

$$p = \frac{4T}{d h l} \leq [p]$$

表10-10 键联接的许用压强

| 许用值          | 轮毂材料 | 载荷性质    |         |       |
|--------------|------|---------|---------|-------|
|              |      | 静载荷     | 轻微冲击    | 冲击    |
| $[\sigma_p]$ | 钢    | 125~150 | 100~120 | 60~90 |
|              | 铸铁   | 70~80   | 50~60   | 30~45 |
| $[p]$        | 钢    | 50      | 40      | 30    |

若强度不时，可采用两个键按180°布置。考虑到载荷分布的不均匀性，校核强度时按1.5个键计算。

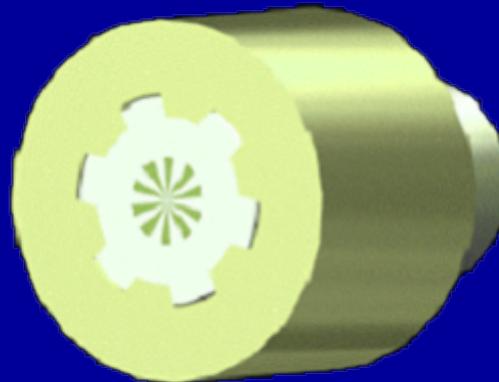
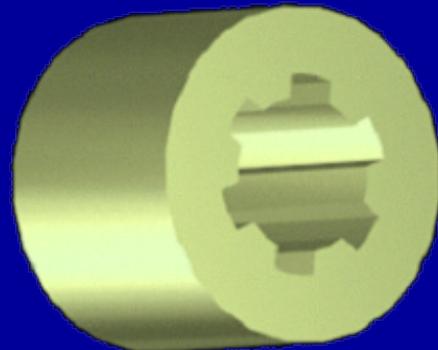




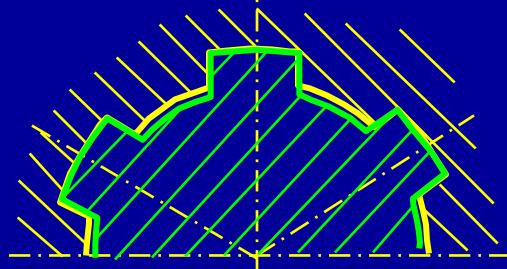
### 三、花键联接

结构特点：沿周向均布多个键齿。齿侧为工作面。

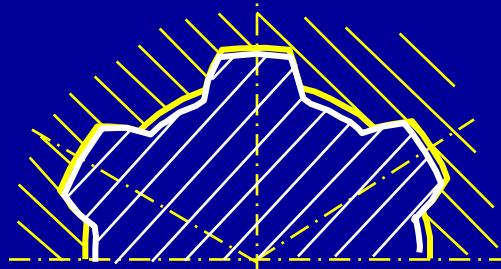
优点：承载能力高、对轴的削弱程度小、定心好、导向性好。



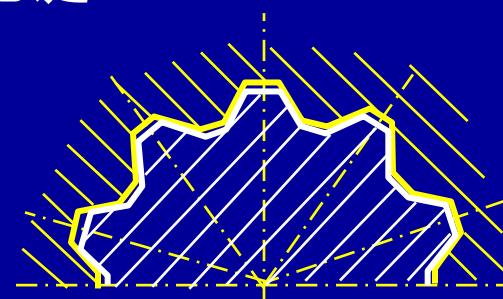
类型：矩形花键、键开线花键、三角形花键。



制造容易最  
常用



用于高强度  
联接



用于薄壁零  
件联接

静联接、动联接均可。一般只验算挤压强度和耐磨性。



设各齿压力的合力作用在平均半径 $r_m$ 处，取不均匀系数  
 $K=0.7\sim0.8$ ，则花键联接所能传递的扭矩为：

静联接： $T = K_z h l' r_m [\sigma_p]$

动联接： $T = K_z h l' r_m [p]$

$r_m = (D+d)/4$

$l'$ 为接触长度；

$h$ 为齿面工作高度；

$h = (D - d)/2 - 2C$

$C$ 为齿顶倒圆半径；

花键材料： $\sigma_B \geq 600$  Mpa的碳素钢制造，  
大多进行热处理。

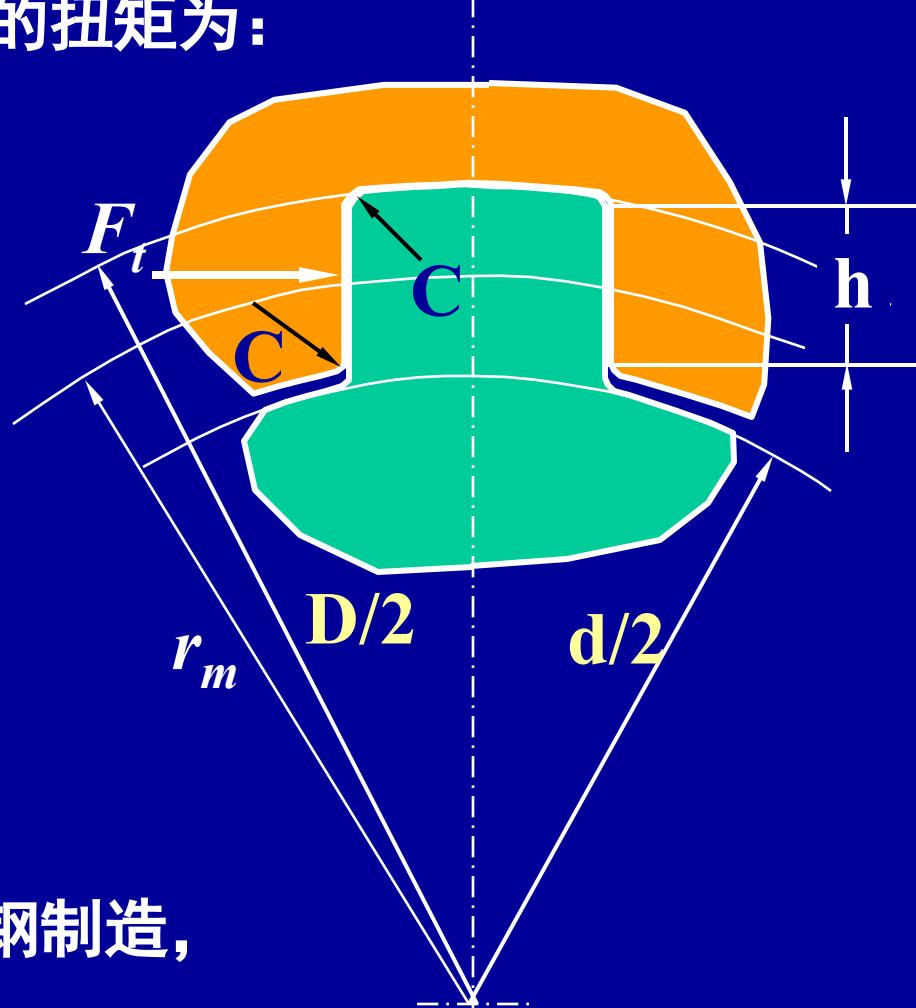


表10-12 花键联接的许用挤压应力 [ $\sigma_p$ ] 和许用压强 [ $p$ ]

| 联接工作方式                   | 工作条件 | [ $\sigma_p$ ] 或 [ $p$ ] |         |
|--------------------------|------|--------------------------|---------|
|                          |      | 齿面未经热处理                  | 齿面经热处理  |
| 静联接 [ $\sigma_p$ ]       | I    | 35~50                    | 40~70   |
|                          | II   | 60~100                   | 100~140 |
|                          | III  | 80~120                   | 120~200 |
| 动联接 [ $p$ ]<br>(不在载荷下移动) | I    | 15~20                    | 25~35   |
|                          | II   | 20~30                    | 30~60   |
|                          | III  | 25~40                    | 40~70   |
| 动联接 [ $p$ ]<br>(在载荷下移动)  | I    | ---                      | 3~10    |
|                          | II   | ---                      | 3~15    |
|                          | III  | ---                      | 10~20   |

注：I----很差； II----中等； III----良好。



- §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 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件
- §10-5 螺纹联接的预紧和防松
- §10-6 螺纹联接的强度计算
- §10-7 螺栓的材料和许用应力
- §10-8 提高螺栓联接强度的措施
- §10-9 螺旋传动★
- §10-10 滚动螺旋简介★
- §10-11 键联接和花键联接
- §10-12 销联接

## §10-12 销联接

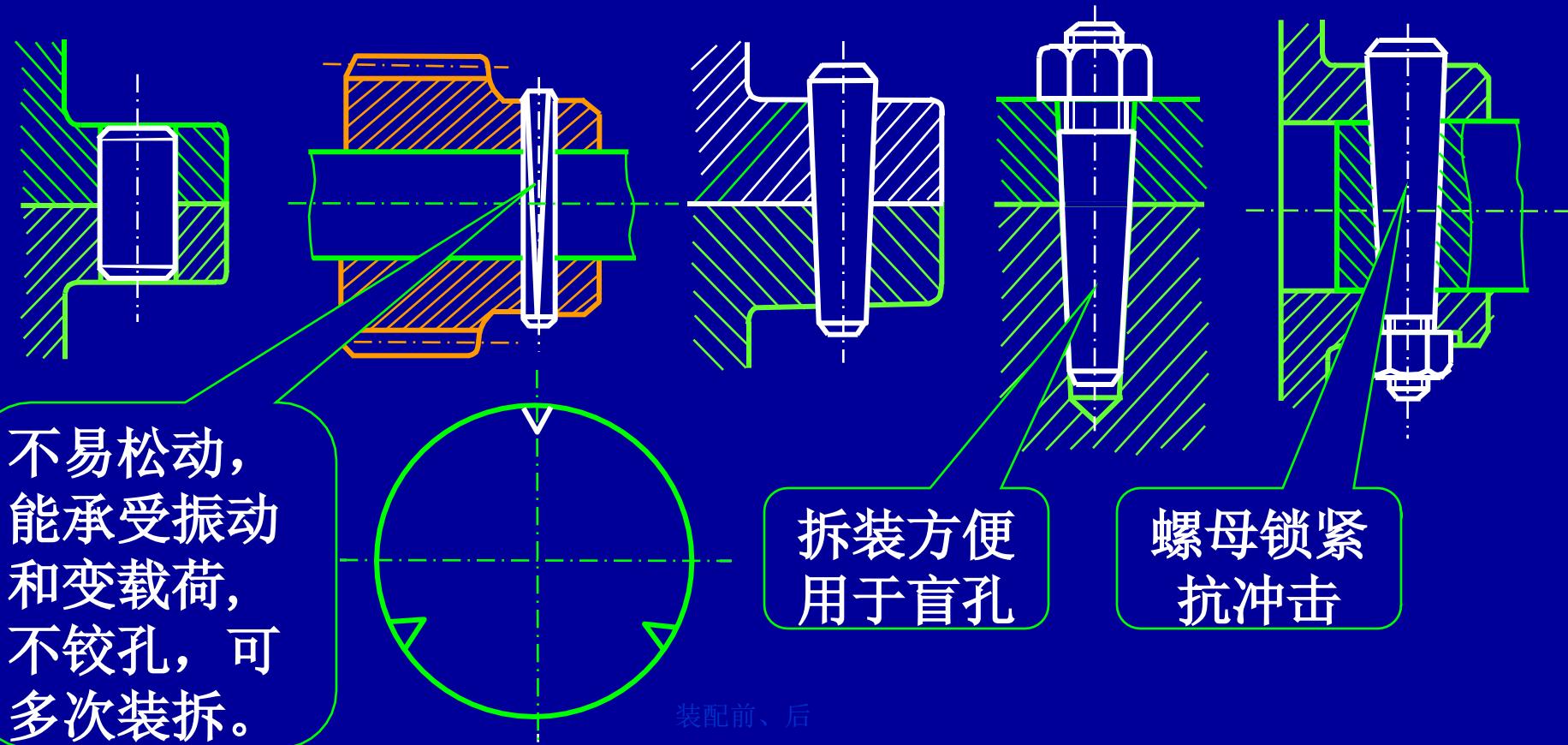


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

作用：固定零件之间的相对位置，并可传递不大的载荷。

- 类型 {
- 圆柱销 —— 经多次拆装后，定位精度会降低；
  - 带槽圆柱销
  - 圆锥销 有 $1:50$ 的锥度，可反复多次拆装。





## §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则

§11-2 齿轮材料及热处理

§11-3 齿轮传动的精度

§11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

§11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

§11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算

§11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

§11-8 斜齿圆柱齿轮传动

§11-9 直齿圆锥齿轮传动

§11-10 齿轮的构造

§11-11 齿轮传动的润滑和效率



**作用：**不仅用来传递运动、而且还要传递动力。

**要求：**运转平稳、足够的承载能力。

|    |      |                       |
|----|------|-----------------------|
| 分类 | 开式传动 | ----裸露、灰尘、易磨损，适于低速传动。 |
|    | 闭式传动 | ----润滑良好、适于重要应用；      |

# 一、轮齿的失效形式



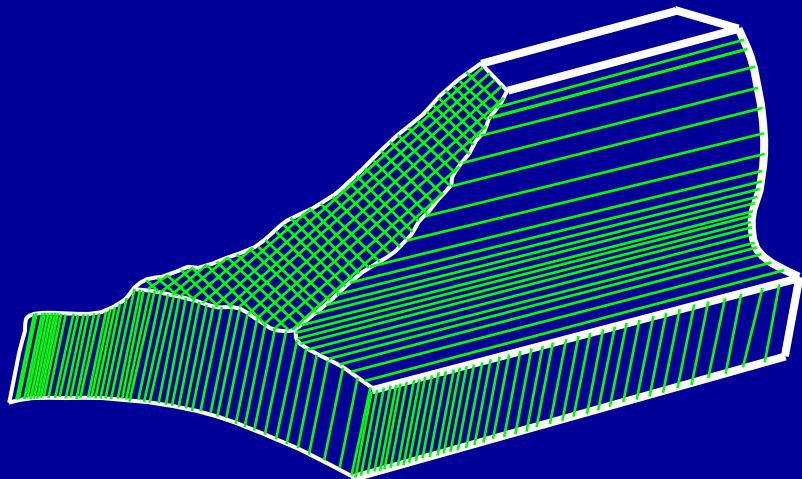
天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

## 轮齿折断

一般发生在齿根处，严重过载突然断裂、疲劳折断。

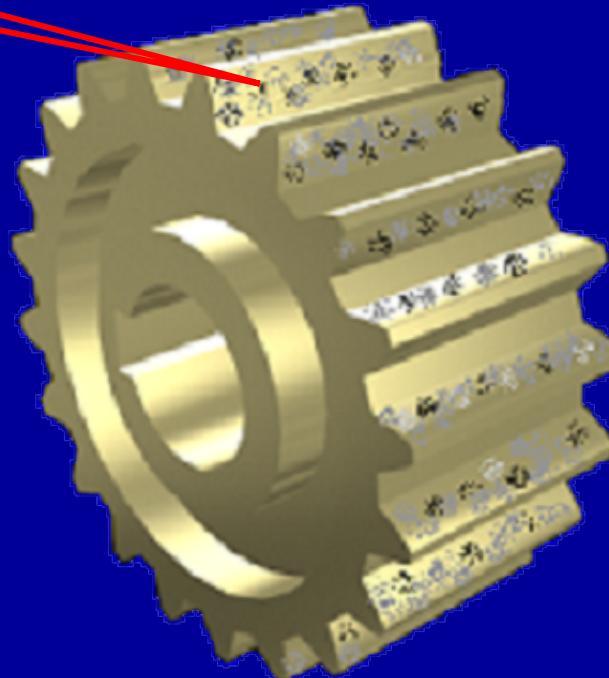
失效形式





失效形式 { 轮齿折断  
齿面点蚀 }

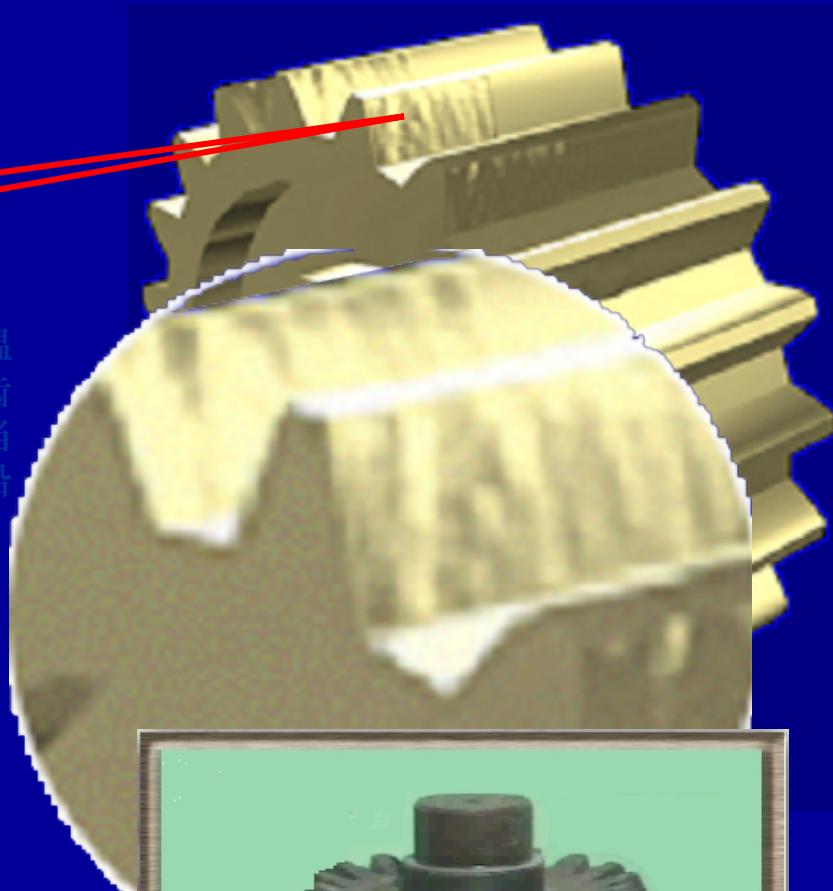
齿面接触应力按脉动循环变化当超过疲劳极限时，表面产生微裂纹、高压油挤压使裂纹扩展、微粒剥落。点蚀首先出现在节线处，齿面越硬，抗点蚀能力越强。软齿面闭式齿轮传动常因点蚀而失效。





失效形式 {  
    轮齿折断  
    齿面点蚀  
    **齿面胶合**

高速重载传动中，常因啮合区温度升高而引起润滑失效，致使齿面金属直接接触而相互粘连。当齿面向对滑动时，较软的齿面沿滑动方向被撕下而形成沟纹。



措施： 1. 提高齿面硬度  
        2. 减小齿面粗糙度  
        3. 增加润滑油粘度 低速  
        4. 加抗胶合添加剂 高速



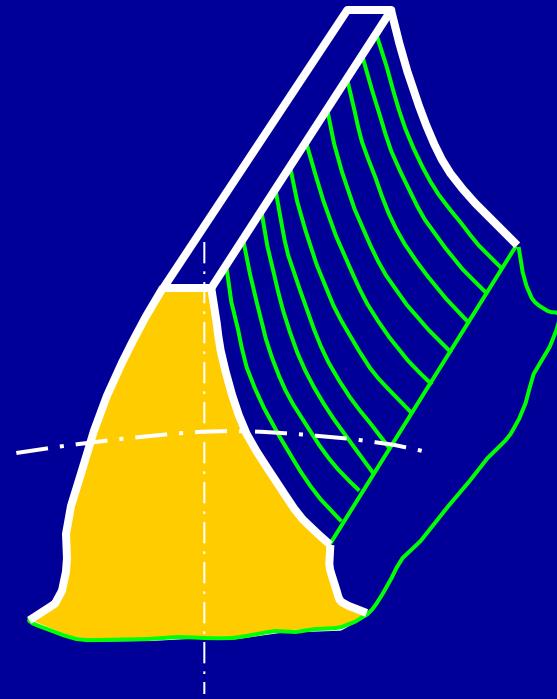


失效形式 {

- 轮齿折断
- 齿面点蚀
- 齿面胶合
- 齿面磨损

跑合磨损、磨粒磨损。

{ 跑合磨损  
磨粒磨损



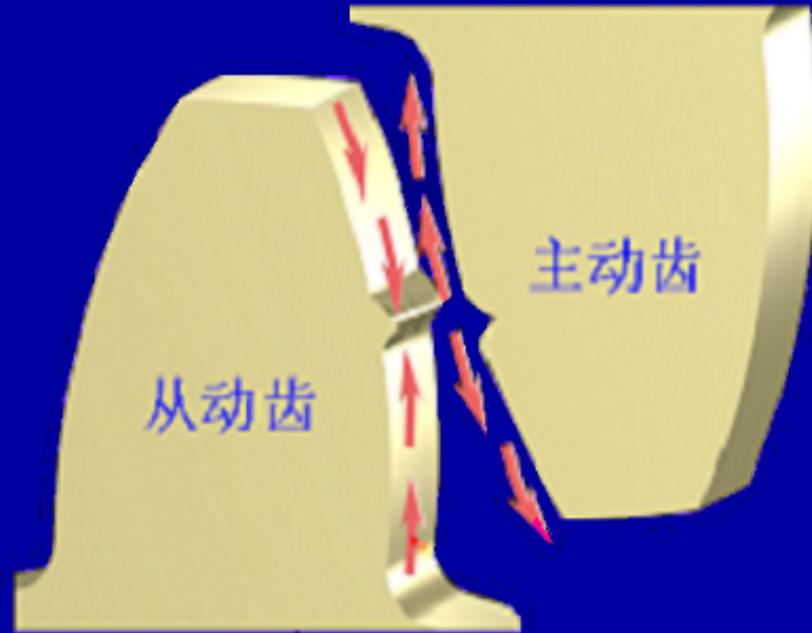
措施：1.减小齿面粗糙度  
2.改善润滑条件





失效形式

- 轮齿折断
- 齿面点蚀
- 齿面胶合
- 齿面磨损
- 齿面塑性变形



实例

主动轮

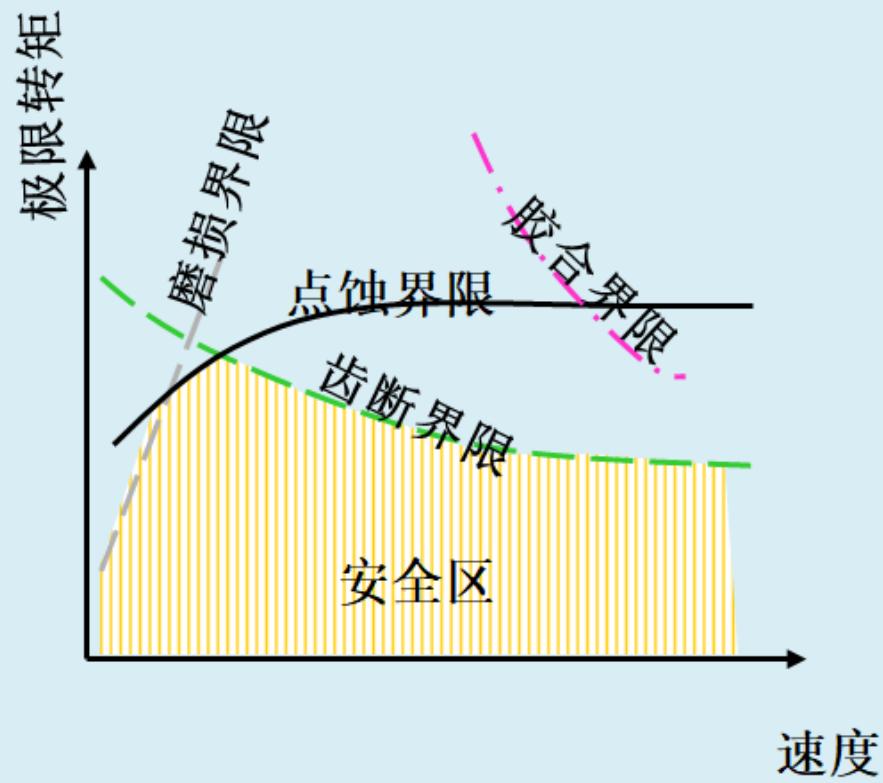
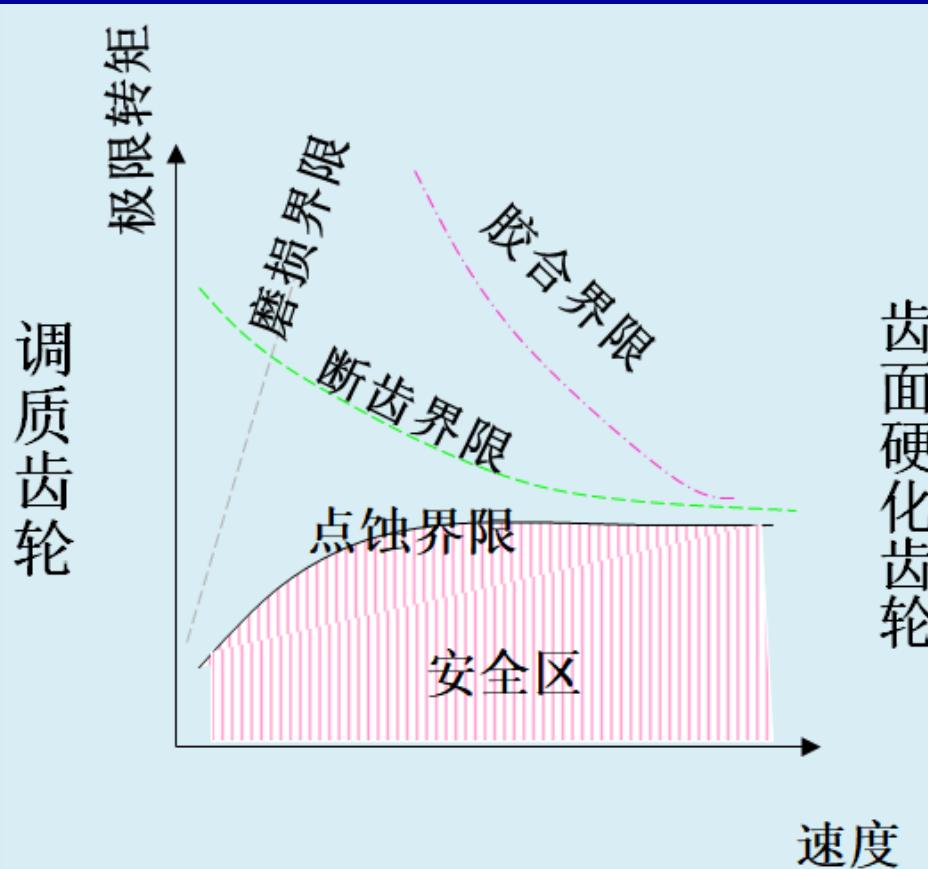


从动轮

## 二、齿轮设计计算准则



### 齿轮失效形式与极限转矩的关系





## 计算准则：

保证齿面接触疲劳强度；

保证齿根弯曲疲劳强度。

### 闭式齿轮传动

主要失效形式——齿面疲劳点蚀、弯曲疲劳折断及胶合

设计计算准则——必须计算轮齿弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度。对于高速重载齿轮传动，还须计算其抗胶合能力。

### 开式齿轮传动

主要失效形式——磨损及弯曲疲劳折断

设计计算准则——目前对磨损尚无成熟的设计计算方法，故通常按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算，并将设计所得模数增大10%~15%，以考虑磨损的影响。



§11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则

§11-2 齿轮材料及热处理

§11-3 齿轮传动的精度

§11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

§11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

§11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算

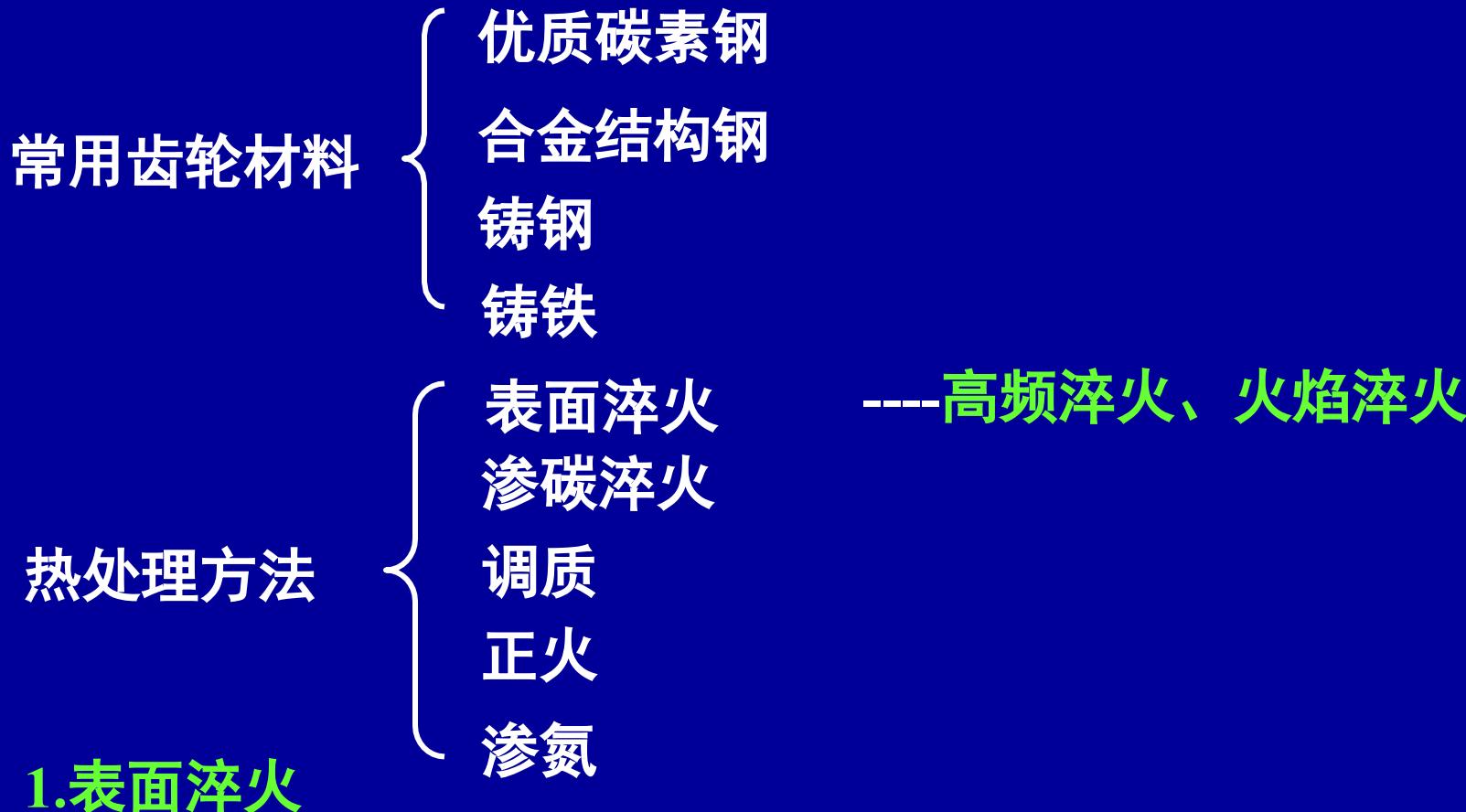
§11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

§11-8 斜齿圆柱齿轮传动

§11-9 直齿圆锥齿轮传动

§11-10 齿轮的构造

§11-11 齿轮传动的润滑和效率



一般用于中碳钢和中碳合金钢，如45、40Cr等。表面淬火后轮齿变形小，可不磨齿，硬度可达52~56HRC，面硬芯软，能承受一定冲击载荷。

## 2. 渗碳淬火

渗碳钢为含碳量0.15~0.25%的低碳钢和低合金钢，如20、20Cr等。齿面硬度达56~62HRC，齿面接触强度高，耐磨性好，齿芯韧性高。常用于受冲击载荷的重要传动。通常渗碳淬火后要磨齿。

## 3. 调质

调质一般用于中碳钢和中合金钢，如45、40Cr、35SiMn等。调质处理后齿面硬度为：220~260HBS。因为硬度不高，故可在热处理后精切齿形，且在使用中易于跑合。



## 4. 正火

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

## 5. 渗氮

渗氮是一种化学处理。渗氮后齿面硬度可达60~62HRC。氮化处理温度低，轮齿变形小，适用于难以磨齿的场合，如内齿轮。材料为：38CrMoAlA.



## 特点及应用：

调质、正火处理后的硬度低， $HBS \leq 350$ ，属软齿面，工艺简单、用于一般传动。当大小齿轮都是软齿面时，因小轮齿根薄，弯曲强度低，故在选材和热处理时，小轮比大轮硬度高： $20\sim 50HBS$

表面淬火、渗碳淬火、渗氮处理后齿面硬度高，属硬齿面。其承载能力高，但一般需要磨齿。常用于结构紧凑的场合。

表11-1 常用的齿轮材料



| 类 别       | 牌 号     | 热 处 理       | 硬 度 (HBS或HRC) |  |
|-----------|---------|-------------|---------------|--|
| 优质碳素钢     | 35      | 正火          | 150~180 HBS   |  |
|           |         | 调质          | 180~210 HBS   |  |
|           |         | 表面淬火        | 40~45 HRC     |  |
|           | 45      | 正火          | 170~210 HBS   |  |
|           |         | 调质          | 210~230 HBS   |  |
|           |         | 表面淬火        | 43~48 HRC     |  |
|           | 50      | 正火          | 180~220 HBS   |  |
|           |         | 调质          | 240~285 HBS   |  |
|           | 40Cr    | 表面淬火        | 52~56 HRC     |  |
| 合金结构钢     |         | 调质          | 200~260 HBS   |  |
|           |         | 表面淬火        | 40~45 HRC     |  |
|           |         | 调质          | 240~280 HBS   |  |
| .....     | .....   | .....       |               |  |
| ZG270-500 | 正火      | 140~170 HBS |               |  |
| 灰铸铁       | .....   | .....       | .....         |  |
|           | HT200   |             | 170~230 HBS   |  |
|           | .....   |             | .....         |  |
| 球墨铸铁      | QT500-5 |             | 147~241 HBS   |  |
|           | .....   |             | .....         |  |

详细数据见P167或机械设计手册



§11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则

§11-2 齿轮材料及热处理

§11-3 齿轮传动的精度

§11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷

§11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

§11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算

§11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

§11-8 斜齿圆柱齿轮传动

§11-9 直齿圆锥齿轮传动

§11-10 齿轮的构造

§11-11 齿轮传动的润滑和效率



### 渐开线齿轮精度标准 (GB/T10095.1)

- 规定齿轮共有13个精度等级；
- 用数字0~12由高到低依次排列；
- 根据传动用途、使用条件、圆周速度、传动功率及性能指标等要求进行选择。



## 齿轮传动精度等级的选择及应用

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



§11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则

§11-2 齿轮材料及热处理

§11-3 齿轮传动的精度

**§11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷**

§11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算

§11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算

§11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法

§11-8 斜齿圆柱齿轮传动

§11-9 直齿圆锥齿轮传动

§11-10 齿轮的构造

§11-11 齿轮传动的润滑和效率



## 一、轮齿上的作用力

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

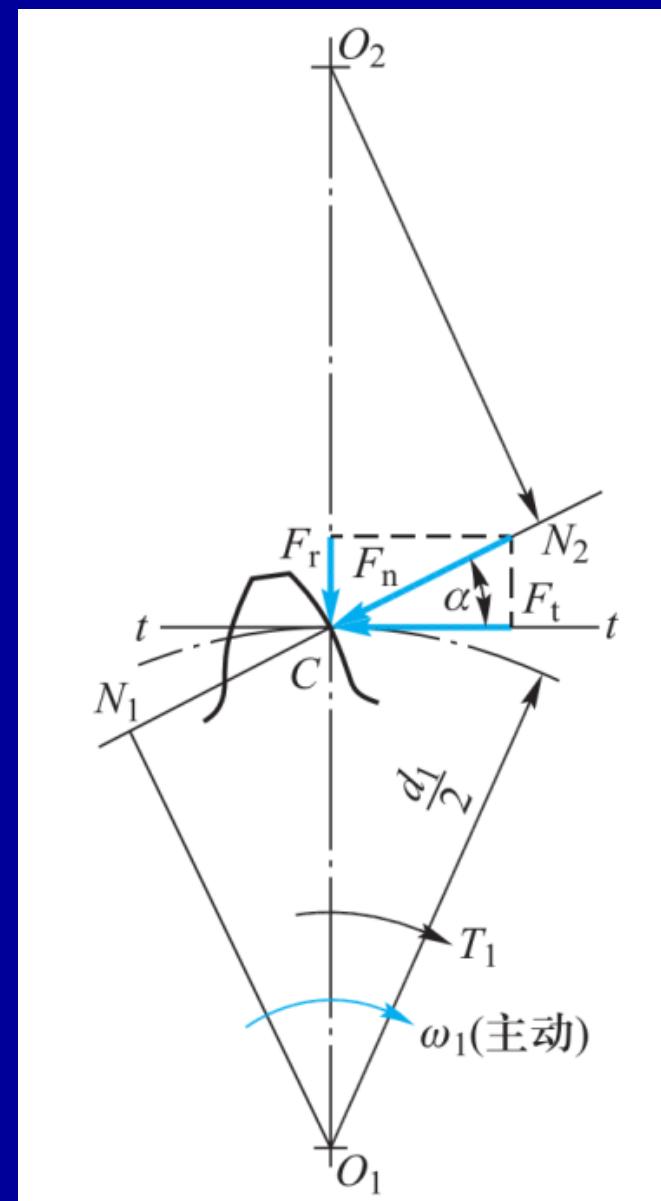
$$\text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha$$

$$\text{法向力 } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$T_1 = 10^6 \frac{P}{\omega_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \quad N \cdot mm$$

圆周力 $F_t$ 的方向在主动轮上与运动力相反，从动轮上与运动方向相同。

径向力 $F_r$ 指向各轮的轮心





## 二、工作载荷（名义载荷）



小齿轮名义转矩

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



小齿轮分度圆直径



小齿轮名义功率

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$$



小齿轮转速



### 三、计算载荷

**名义载荷：**用齿轮传递的名义转矩求得的各力

**载荷系数K：**考虑原动机及工作机的性能、齿轮制造及安装误差、齿轮及其支撑件变形等因素对实际作用于齿轮上的载荷的影响而引入的系数

**计算载荷：**名义载荷与载荷系数K的乘积

载荷系数K

| 原动机   | 工作机械的载荷特性 |         |         |
|-------|-----------|---------|---------|
|       | 均匀        | 中等冲击    | 大的冲击    |
| 电动机   | 1~1.2     | 1.2~1.6 | 1.6~1.8 |
| 多缸内燃机 | 1.2~1.6   | 1.6~1.8 | 1.9~2.1 |
| 单缸内燃机 | 1.6~1.8   | 1.8~2.0 | 2.2~2.4 |

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



- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率



齿轮强度计算是根据齿轮可能出现的失效形式来进行的。

在一般闭式齿轮传动中，轮齿的失效主要是齿面接触疲劳点蚀和轮齿弯曲疲劳折断。齿面疲劳点蚀与齿面接触应力的大小有关，而齿面的最大接触应力可近似用赫兹公式进行计算。

编号约定：1为小齿轮，2为大齿轮

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}$$

“+”用于外接触，  
“-”用于内接触；

$\sigma_H$ —最大接触应力；  $b$ —接触长度；

$E_1$ 、 $E_2$ —分别为两圆柱体材料的弹性模量；

$\mu_1$ 、 $\mu_2$ —分别为两圆柱体材料的泊松比。



节圆处齿廓曲率半径半径：

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

齿数比:  $u = z_2/z_1 = d_2/d_1 \geq 1$

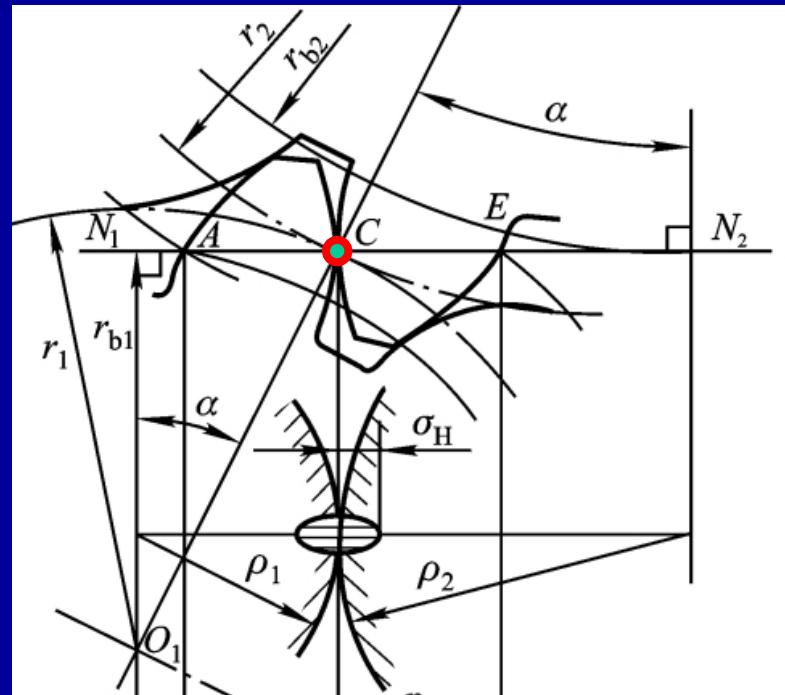
中心距 :  $a = (d_2 + d_1)/2 = d_1(u + 1)/2$

或 :  $d_1 = 2a/(u + 1)$

得 :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} &= \frac{(\rho_2 \pm \rho_1)}{\rho_1 \rho_2} = \frac{2(d_2 \pm d_1)}{d_1 d_2 \sin \alpha} \\ &= \frac{u \pm 1}{u} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha} = \frac{(u \pm 1)^2}{u a \sin \alpha} \end{aligned}$$

在节点处, 载荷由一对轮齿来承担:



$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$$



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

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha} \rightarrow$$

同时  $F_t$  应该乘上载荷系数  $K$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{\pi b} \bullet \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}}$$

令：  
 $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}}$$

标准齿  
轮为2.5

可得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2 K T_1}{b d_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H] \text{ MPa}$$



# 标准齿轮齿面接触疲劳强度的校核公式：

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H] \text{ MPa}$$

$b$ —齿轮轴向宽度

$d_1$ —小齿轮1分度圆直径

$Z_E$ —弹性系数  $(\sqrt{\text{MPa}})$

| 材料  |       | 大齿轮    |        |        |        |       |
|-----|-------|--------|--------|--------|--------|-------|
|     |       | 锻钢     | 铸钢     | 球墨铸铁   | 灰铸铁    |       |
| 小齿轮 | E/MPa | 206000 | 202000 | 173000 | 118000 |       |
|     | 锻钢    | 206000 | 189.8  | 188.9  | 181.4  | 162.0 |
|     | 铸钢    | 202000 | ---    | 188.0  | 180.5  | 161.4 |
|     | 球墨铸铁  | 173000 | ---    | ---    | 173.9  | 156.6 |
|     | 灰铸铁   | 118000 | ---    | ---    | ---    | 143.7 |



引入齿宽系数:  $\psi_d = b/d_1$

标准齿轮齿面接触疲劳强度的设计公式:

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

接触疲劳强度计算中，配对齿轮的接触应力相等，即  $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。但两齿轮的许用接触应力一般不相等，即  $[\sigma_{H1}] \neq [\sigma_{H2}]$ 。因此，在使用设计公式或校核公式时，应取  $[\sigma_{H1}]$  和  $[\sigma_{H2}]$  中较小者代入计算。



许用接触应力： $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \text{ MPa}$

$\sigma_{H\lim}$  ---接触疲劳极限，由实验确定，

$S_H$  ---为安全系数，查表11-5 确定。

表 11-1 常用的齿轮材料及其力学性能

| 材料牌号 | 热处理方式 | 硬度          | 接触疲劳极限<br>$\sigma_{H\lim}/\text{MPa}$ | 弯曲疲劳极限<br>$\sigma_{FE}/\text{MPa}$ |
|------|-------|-------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| 45   | 正火    | 156~217 HBW | 350~400                               | 280~340                            |
|      | 调质    | 197~286 HBW | 550~620                               | 410~480                            |
|      | 表面淬火  | 40~50 HRC   | 1 120~1 150                           | 680~700                            |

| 使用要求                       | $S_{H\min}$ |
|----------------------------|-------------|
| 高可靠度（失效概率 $\leq 1/10000$ ） | 1.5         |
| 较高可靠度（失效概率 $\leq 1/1000$ ） | 1.25        |
| 一般可靠度（失效概率 $\leq 1/100$ ）  | 1.0         |



- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算**
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率

## §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

假定载荷仅由一对轮齿承担，按悬臂梁计算。齿顶啮合时，弯矩达最大值。

**危险截面：**齿根圆角 $30^\circ$ 切线两切点连线处。

**齿顶受力：**  $F_n$ ，可分解成两个分力：

$$\begin{cases} F_1 = F_n \cos \alpha_F & \text{---产生弯曲应力;} \\ F_2 = F_n \sin \alpha_F & \text{---压应力, 小而忽略。} \end{cases}$$

**弯曲力矩：**  $M = KF_n h_F \cos \alpha_F$

分量 $F_2$ 产生压缩应力可忽略不计，

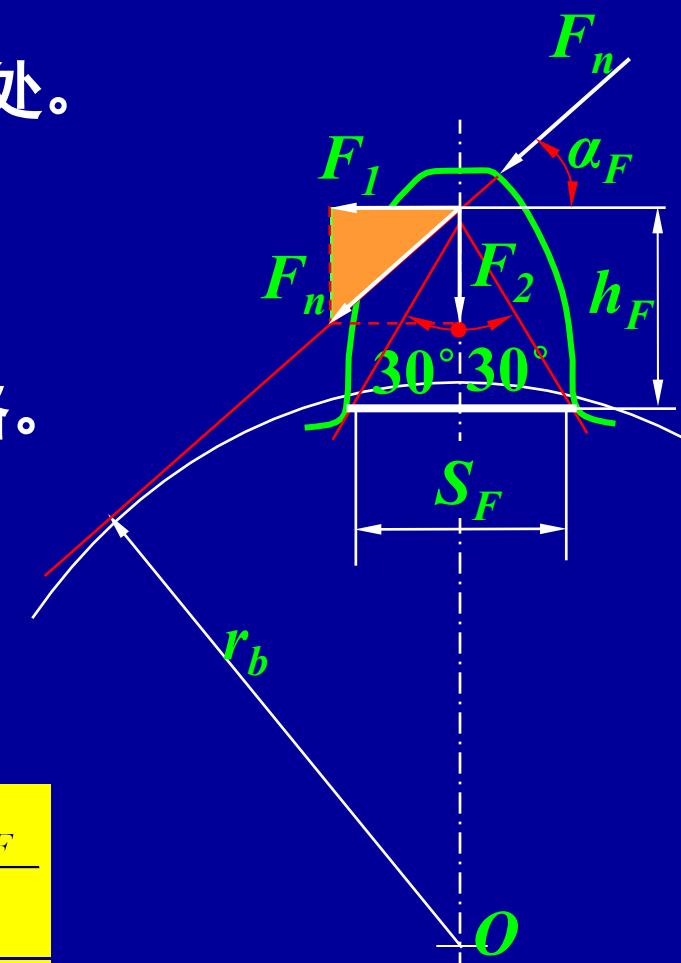
**危险界面的弯曲截面系数：**

$$W = \frac{b S_F^2}{6}$$

**弯曲应力：**

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{6 K F_n h_F \cos \alpha_F}{b s_F^2}$$

$$= \frac{6 K F_t h_F \cos \alpha_F}{b s_F^2 \cos \alpha}$$





弯曲应力：

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{6KF_t h_F \cos \alpha_F}{bs_F^2 \cos \alpha}$$

$Y_{Fa}$ —齿形系数

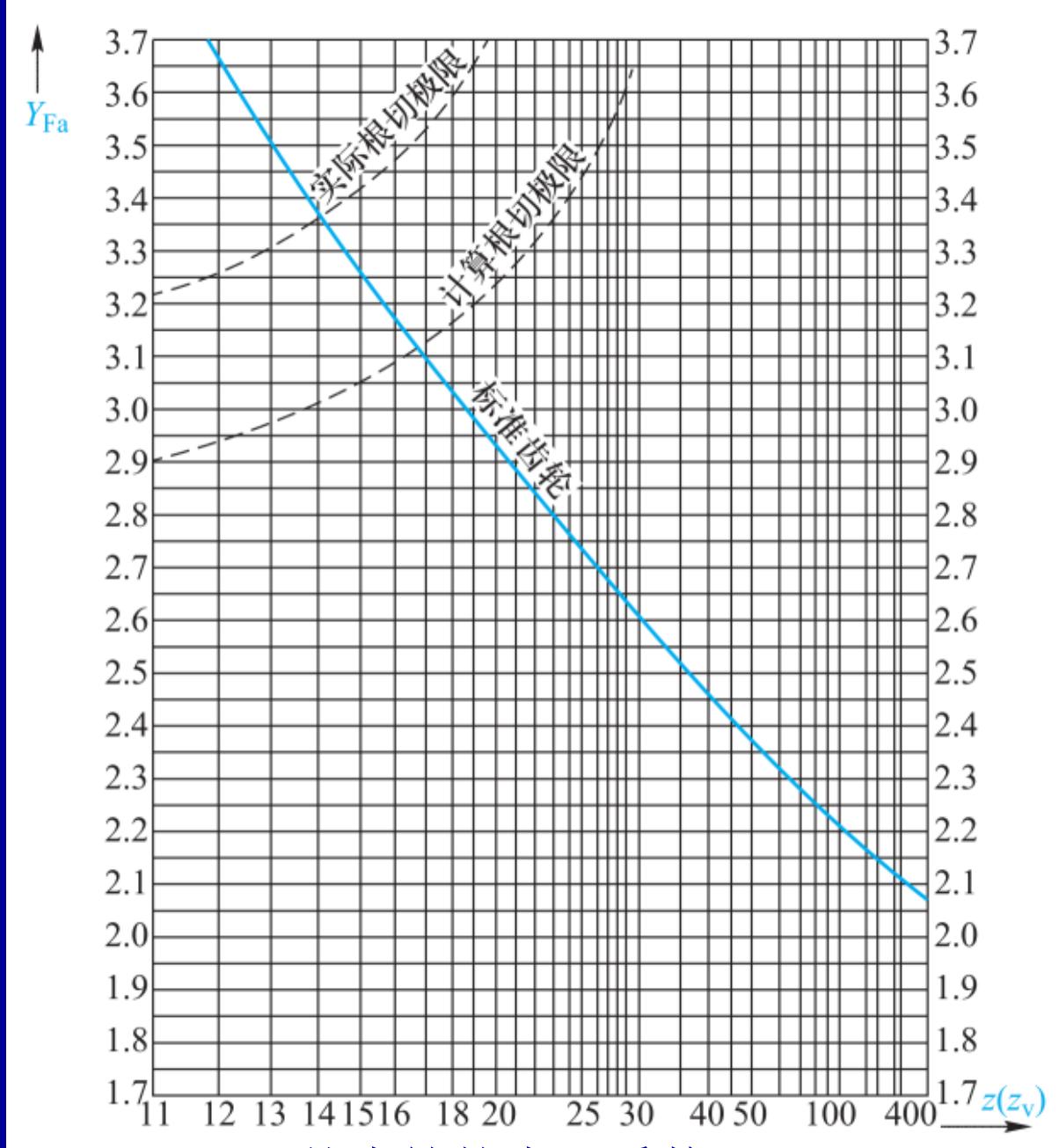
$$= \frac{KF_t}{bm} \cdot \frac{6\left(\frac{h_F}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2 \cos \alpha} = \frac{2KT_1 Y_F}{bd_1 m}$$

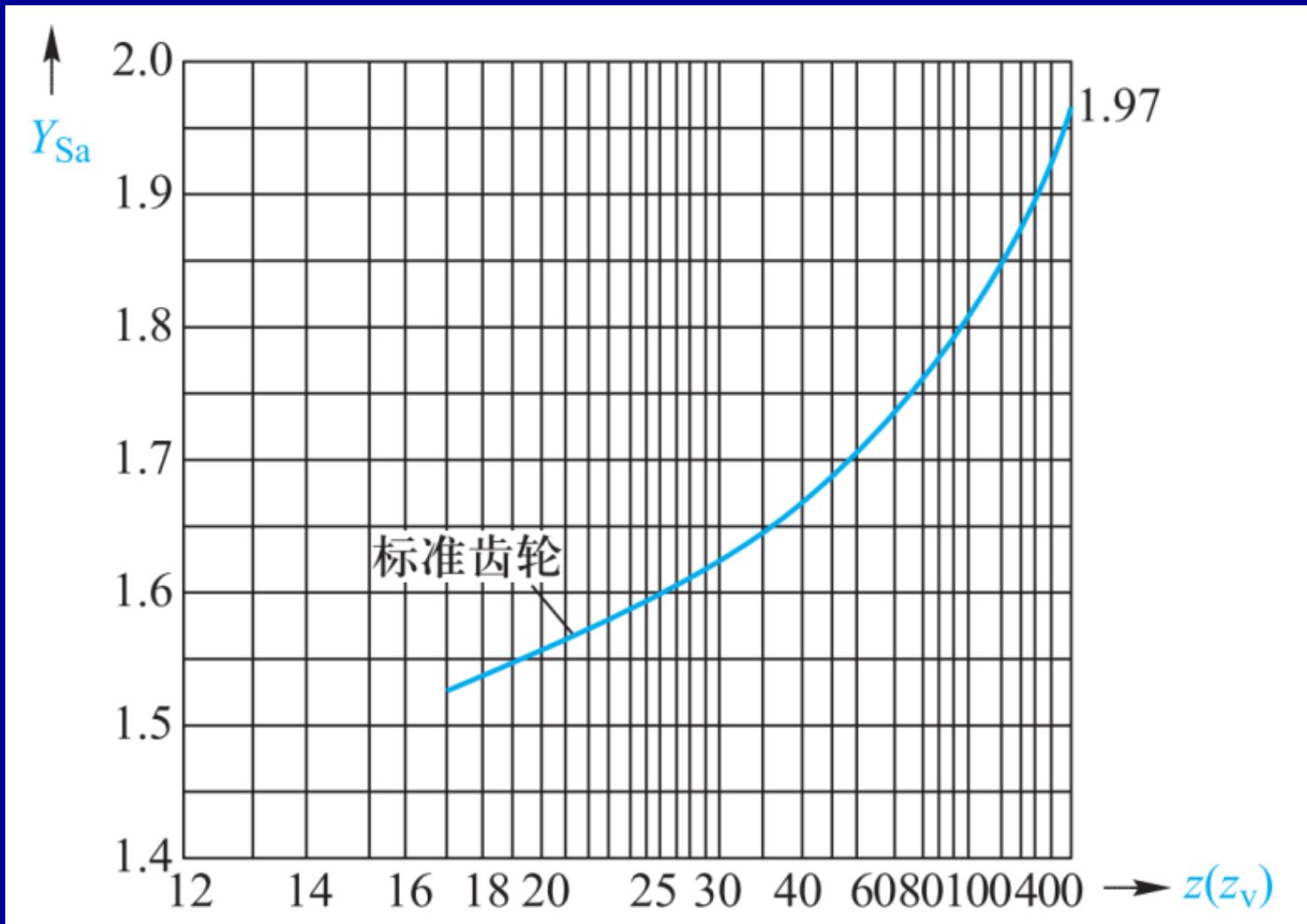
$\because h_F$  和  $s_F$  与模数  $m$  相关，故  $Y_{Fa}$  与模数  $m$  无关。

对于标准齿轮， $Y_F$  仅取决于齿数  $Z$ ，取值见图 11-8。

因为应力集中，引入 应力修正系数  $Y_{Sa}$ ，轮齿弯曲强度计算公式：

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2 Z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$







齿宽系数  $\phi_d = \frac{b}{d_1}$

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$$

齿根弯曲疲劳强度的设计公式：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

在齿根弯曲疲劳强度计算中，配对齿轮的齿形系数、应力修正系数、许用弯曲应力可能不相同。因此，在校核计算时，两齿轮要分别进行；而在使用设计公式时，应取  $Y_{Fa1} Y_{Sa1} / [\sigma_{F1}]$  和  $Y_{Fa2} Y_{Sa2} / [\sigma_{F2}]$  中的较大者代入计算  $m$ 。



$$\text{许用弯曲应力: } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \quad \text{MPa}$$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE}$ —试验轮齿失效概率为1/100时的齿根弯曲疲劳极限，见表11-1，若轮齿两面工作，应将表中的数值乘以0.7

$S_F$ 为安全系数，查表11-5确定。

| 使用要求                       | $S_{Hmin}$ | $S_{Fmin}$ |
|----------------------------|------------|------------|
| 高可靠度（失效概率 $\leq 1/10000$ ） | 1.5        | 2.0        |
| 较高可靠度（失效概率 $\leq 1/1000$ ） | 1.25       | 1.6        |
| 一般可靠度（失效概率 $\leq 1/100$ ）  | 1.0        | 1.25       |

弯曲疲劳造成的轮齿折断有可能导致重大事故，而接触疲劳产生的点蚀只影响使用寿命，故SF大于SH。



- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法**
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率



### 一、材料及其力学性能

- 转矩不大时，可试选用碳素结构钢，若计算出的齿轮直径太大，则可选用合金结构钢。
- 轮齿表面热处理可提高接触疲劳强度，使装置较紧凑。若表面热处理后硬化层较深，轮齿会变形，则要进行磨齿。表面渗氮齿形变化小，不用磨齿，但氮化层较薄。
- 尺寸较大的齿轮可用铸钢，但生产批量小时锻造较经济。
- 选定材料及其热处理方式后，轮齿的接触疲劳极限和弯曲疲劳极限可由表11-1查出，一般可取表中硬度的平均值和相应的疲劳极限进行强度计算。

## 二、主要参数



### 1. 齿数比 $u$

为了避免齿轮传动的尺寸过大，齿数比 $u$ （大轮齿数与小轮齿数之比）不宜过大，一般取 $u \leq 7$ 。当要求传动比大时，可以采用两级或多级齿轮传动。

### 2. 齿数 $z$

标准齿轮 $z_{\min} \geq 17$ ，若允许轻微根切或采用变位齿轮， $z_{\min}$ 可以少到14或更少。配对齿轮的齿数以互质数为好，至少不要成整数比，以使所有齿轮磨损均匀并有利于减小振动。



3. 齿宽系数  $\phi_d = \frac{b}{d_1}$   $d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$

当 $\phi_d$ 选大值时，可减小齿轮直径和中心距，使传动更紧凑。但齿宽将增大，载荷沿齿向分布不均匀现象会更严重。当齿轮精度高并轴的刚度大时，可选较大的 $\phi_d$ 值。一般可参考下表选取。

| 齿轮相对轴承的位置 | 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 | 0.2~0.3 |

根据 $\phi_d$ 和 $d_1$ 可求得齿宽 $b$ ，圆整后作为大齿轮的齿宽 $b_2$ ，取小齿轮的齿宽 $b_1 = b_2 + (5 \sim 10)\text{mm}$ ，以保证轮齿有足够的啮合宽度。



### 三、设计计算方法

#### ➤ 闭式软齿面齿轮传动

主要失效形式——齿面疲劳点蚀

设计计算准则——先按**齿面接触疲劳强度**进行设计，然后进行**齿根弯曲疲劳强度校核**

#### ➤ 闭式硬齿面齿轮传动

主要失效形式——轮齿弯曲疲劳折断

设计计算准则——先按**齿根弯曲疲劳强度**进行设计，然后进行**齿面接触疲劳强度校核**

#### ➤ 开式齿轮传动

主要失效形式——轮齿弯曲疲劳折断及磨损

设计计算准则——按**齿根弯曲疲劳强度**进行设计，并将**模数增大10%~15%**，以考虑磨损的影响。

当**双向受载（弯曲）**时，表11-1中： $\sigma_{FE} \times 0.7$



- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动**
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率

## § 11-8 斜齿圆柱齿轮传动



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology  
圆周力 $F_t$ 的方向在主动轮上与运动方向相反，在从动轮上与运动方向相同。径向力指向各自的轴心；轴向力的方向由螺旋方向和轮齿工作面而定。

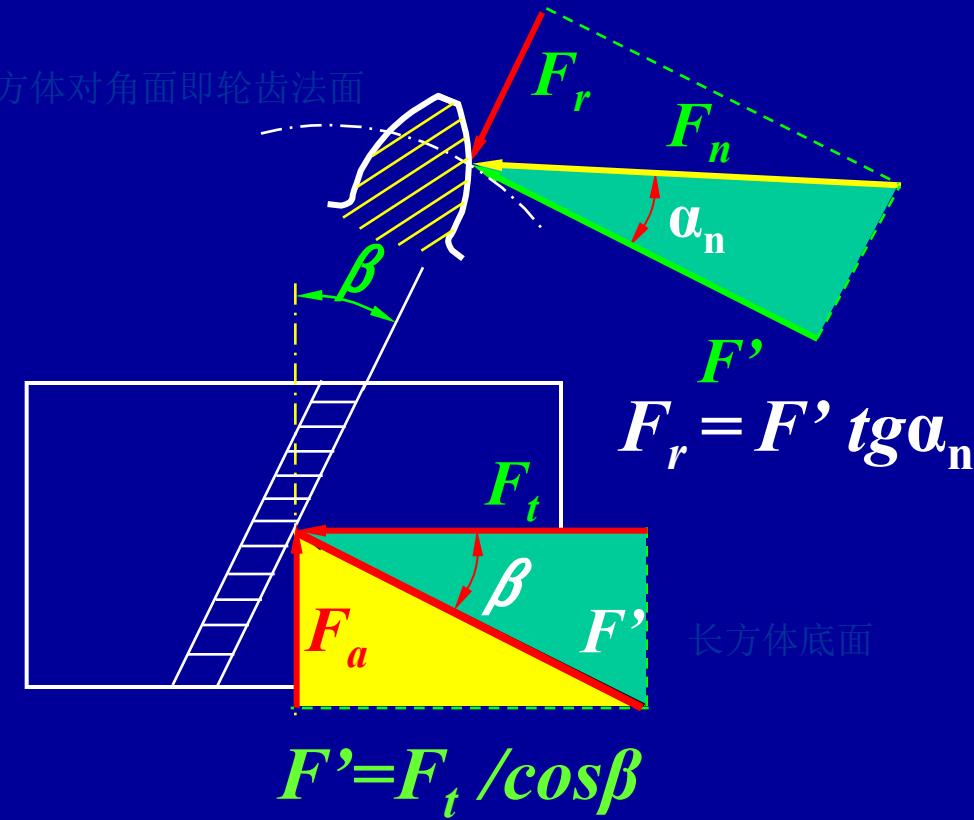
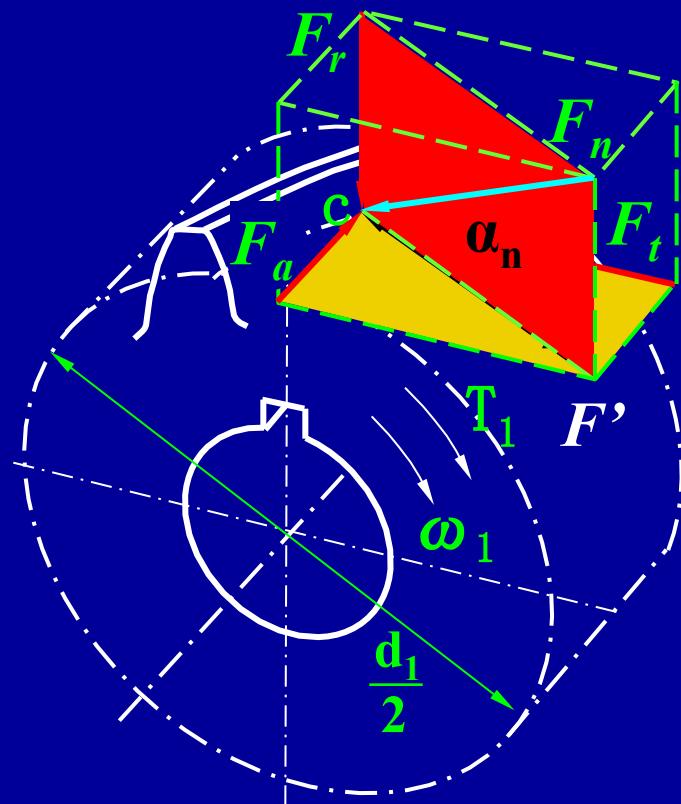
### 一、轮齿上的作用力

轮齿所受总法向力 $F_n$ 可分解为三个分力：

$$\text{圆周力: } F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$\text{轴向力: } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$$

$$\text{径向力: } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$





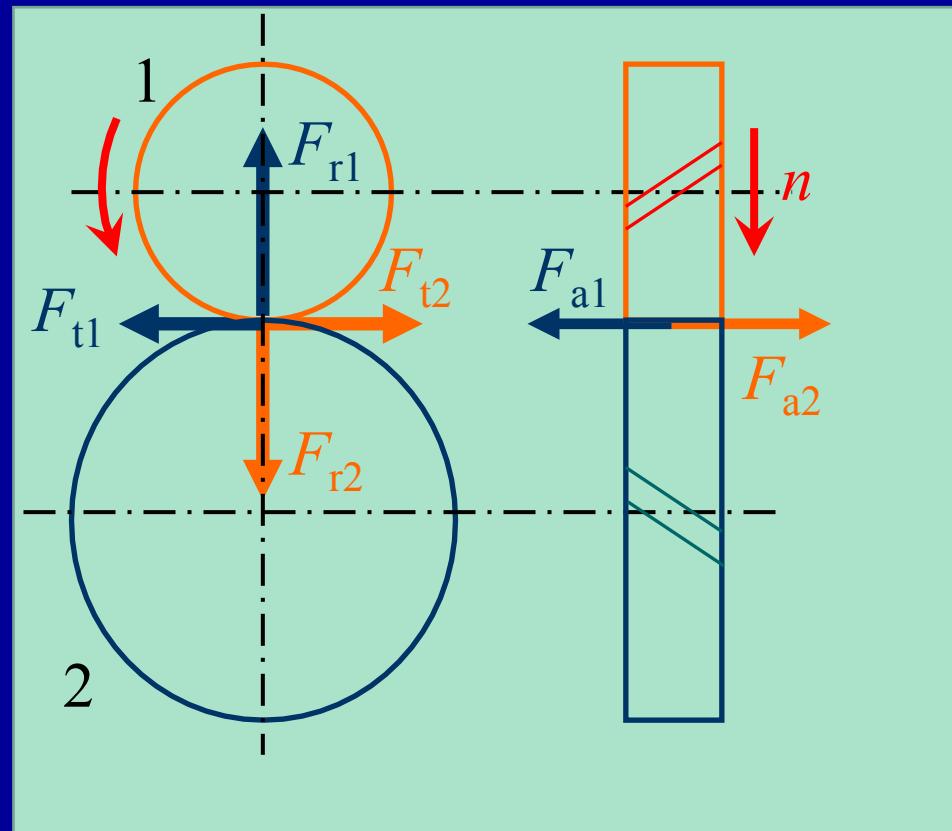
## 主动轮、从动轮上各力的方向？

**轴向力方向判断的左、右手法则：**对于主动轮，左旋时用左手，右旋时用右手，四指顺着齿轮转动方向握住主动轮轴线，则拇指伸直的方向即为轴向力的方向。



【例】齿轮1为主动轮，  
转向如图。确定作用  
于两斜齿轮上的径向  
力、圆周力和轴向力  
的方向

径向力方向——  
圆周力方向——  
轴向力方向——



## 二、强度计算

斜齿圆柱齿轮传动的强度计算是按轮齿的法面进行的，其基本原理与直齿轮相同。但是，斜齿轮的重合度大，同时啮合的重合度多，轮齿的接触线是倾斜的，在法面内斜齿轮的当量齿轮的分度圆半径较大，因此斜齿轮的接触强度和弯曲强度较直齿轮低。

按节点处计算，以法面齿形（当量齿轮的齿形）进行分析，并综合考虑螺旋角的影响。

齿面接触疲劳强度校核公式

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

齿面接触疲劳强度设计公式

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

$Z_E$ —材料弹性系数，同直齿轮

$Z_\beta$ —螺旋角系数  $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$



按其法面当量齿轮进行计算，各参数均为法面参数。

| 齿根弯曲疲劳强度校核公式   | 齿根弯曲疲劳强度设计公式  |
|--|---|
| $\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma_F]$ | $m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \cos^2 \beta}$ |

YFa — 齿形系数，按当量齿数zv，查直齿轮图11-8

YSa — 应力修正系数，按当量齿数zv，查直齿轮图11-9

其他参数同直齿轮。



- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率

## § 11-9 直齿圆锥齿轮传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

### 一、轮齿上的作用力

假设法向力  $F_n$  集中作用在齿宽节线中点处

圆周力  $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$  主反从同

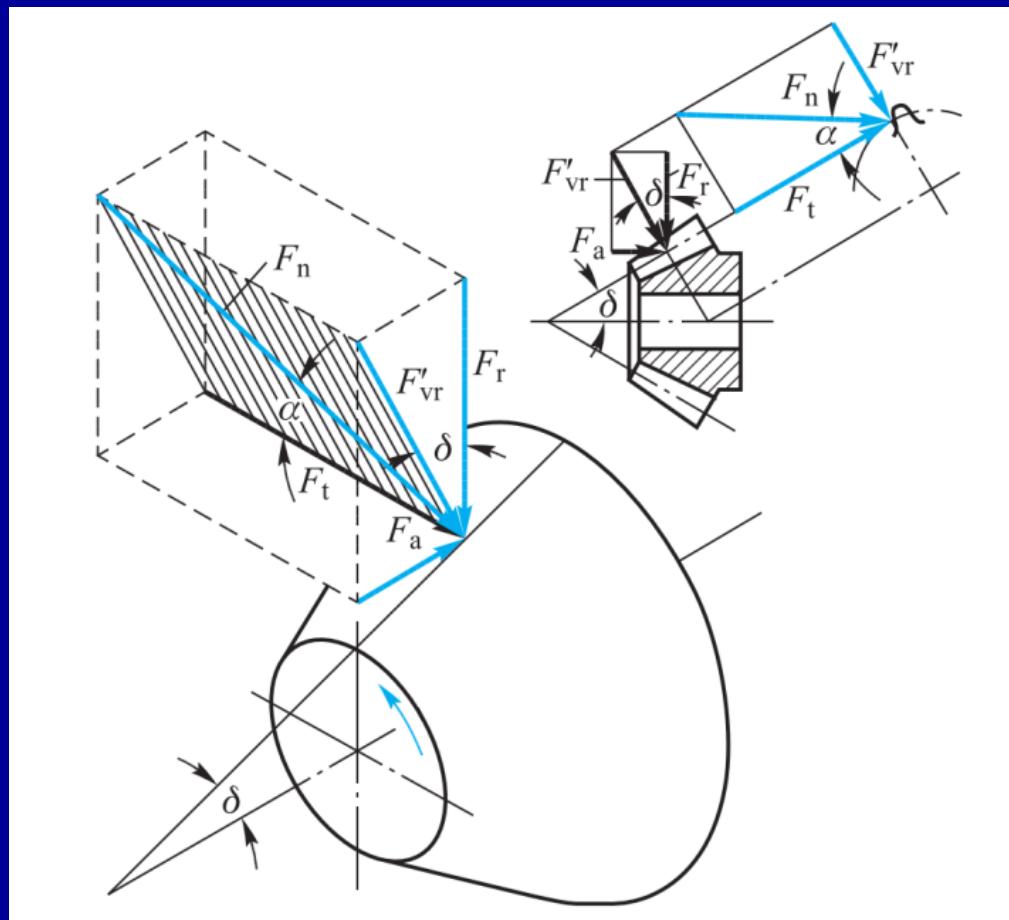
$d_{m1}$  — 小齿轮齿宽中点的分度圆直径

径向力  $F_r = F_t \tan \alpha \cos \delta$

指向转动轴线

轴向力  $F_a = F_t \tan \alpha \sin \delta$

指向大端



主动轮、从动轮上各力的方向？

## 二、强度计算

### 1. 齿面接触疲劳强度计算

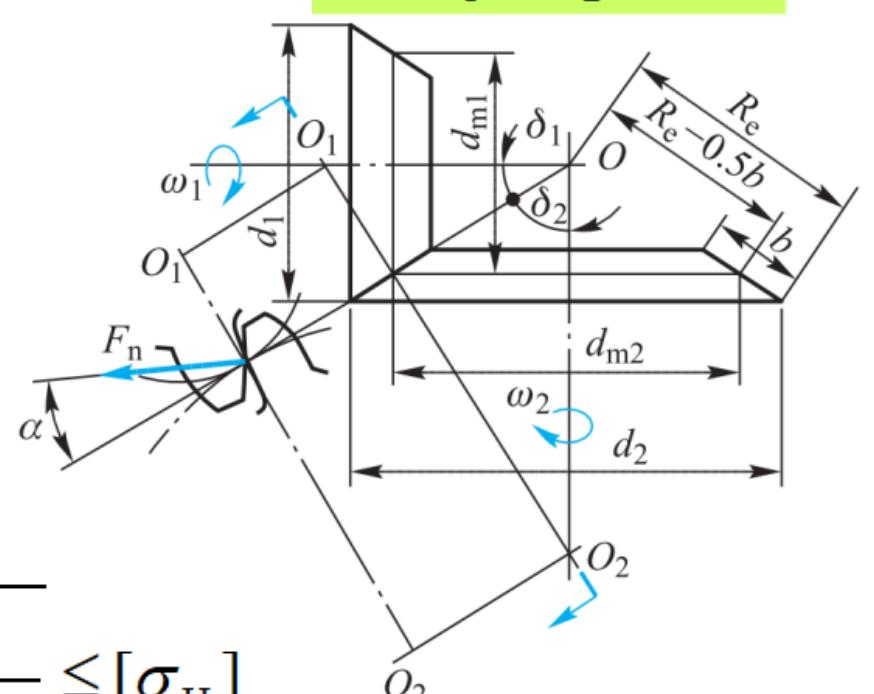
简化计算——按齿宽中点的当量齿轮进行强度计算，直接引用直齿圆柱齿轮的相应公式。

齿面接触疲劳强度校核公式

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{4KT_1}{0.85\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H]$$

齿面接触疲劳强度设计公式

$$d_1 \geq 1.84 \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{0.85\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$



齿宽系数

$$\phi_R = \frac{b}{R_e}$$



## 2. 齿根弯曲疲劳强度计算

齿根弯曲疲劳强度校核公式

$$\sigma_F = \frac{4KT_1}{0.85\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 m^3 \sqrt{1+u^2}} Y_{Sa} Y_{Fa} \leq [\sigma_F]$$

齿根弯曲疲劳强度设计公式

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{0.85\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{1+u^2}} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

$Y_{Fa}$ —齿形系数，按当量齿数 $z_v$ ，查图11-8

$Y_{Sa}$ —应力修正系数，按当量齿数 $z_v$ ，查图11-9

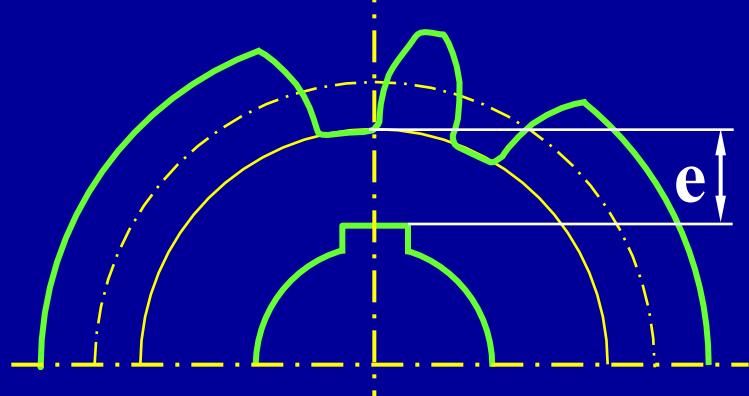
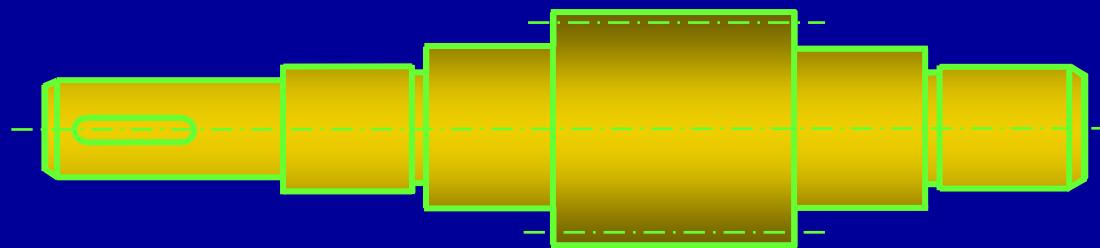


- §11-1 轮齿的失效形式和设计计算准则
- §11-2 齿轮材料及热处理
- §11-3 齿轮传动的精度
- §11-4 直齿圆柱齿轮传动的作用力及计算载荷
- §11-5 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算
- §11-6 直齿圆柱齿轮传动的弯曲强度计算
- §11-7 圆柱齿轮材料和参数的选取与计算方法
- §11-8 斜齿圆柱齿轮传动
- §11-9 直齿圆锥齿轮传动
- §11-10 齿轮的构造**
- §11-11 齿轮传动的润滑和效率

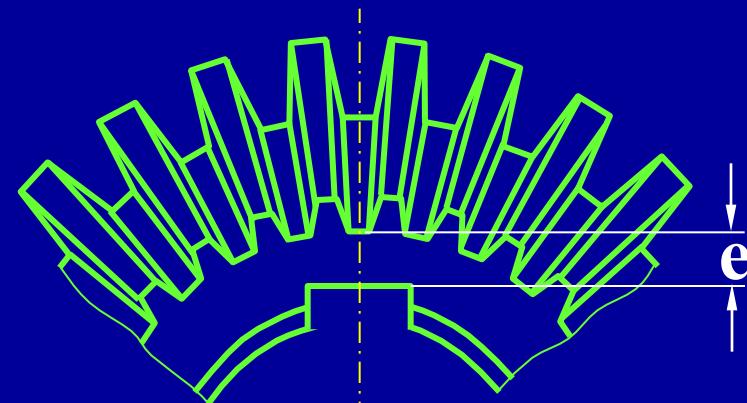


## 1. 齿轮轴

直径较小的钢质齿轮，当齿根圆直径与轴径接近时，可以将齿轮与轴做成一体，称为齿轮轴。否则可能引起轮缘断裂。



圆柱齿轮： $e < 2 m_t$

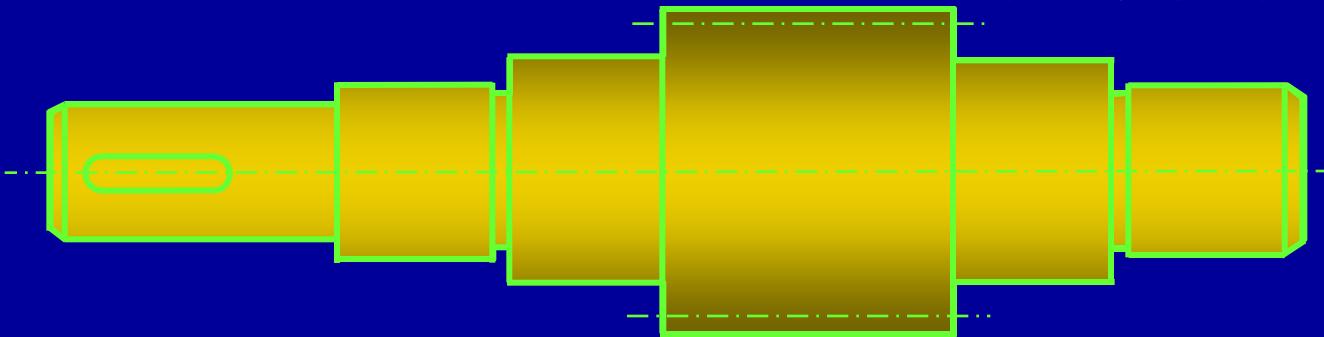


圆锥齿轮： $e < 1.6 m_t$

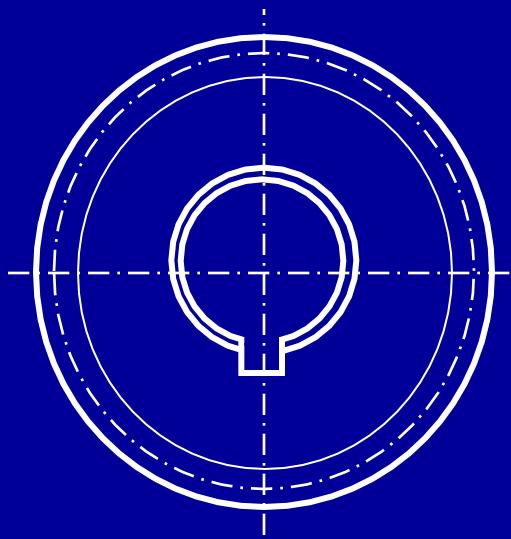
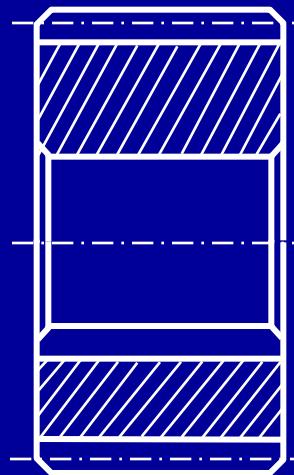


直径较小的钢质齿轮，当齿根圆直径与轴径接近时，可以将齿轮与轴做成一体，称为齿轮轴。如果齿轮的直径比轴径大得多，则应把齿轮和轴分开制造。

## 1. 齿轮轴

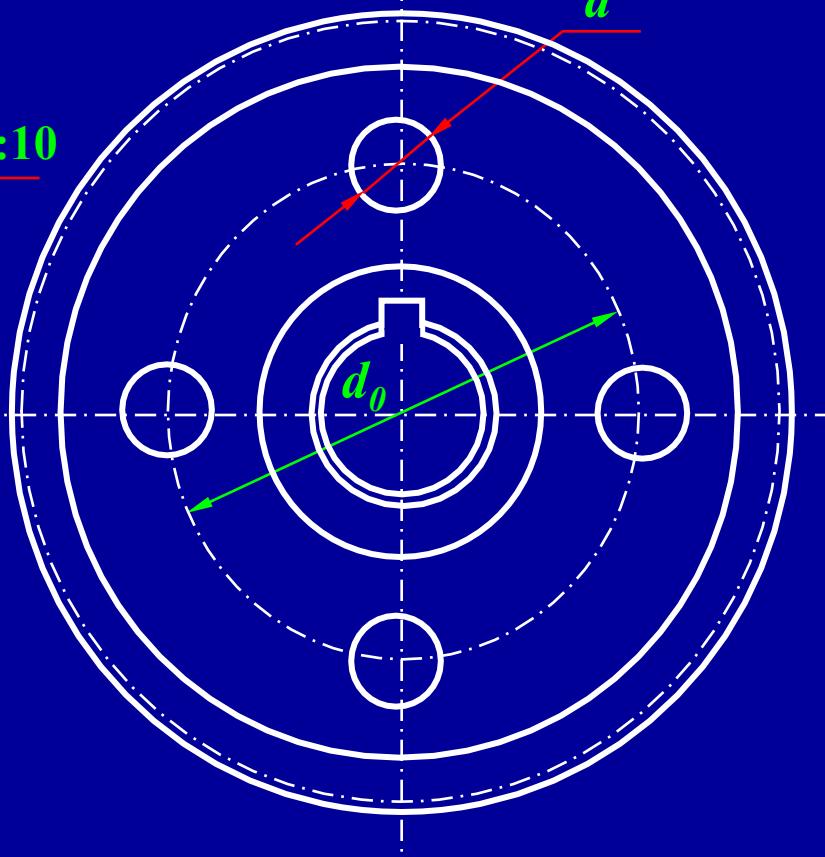
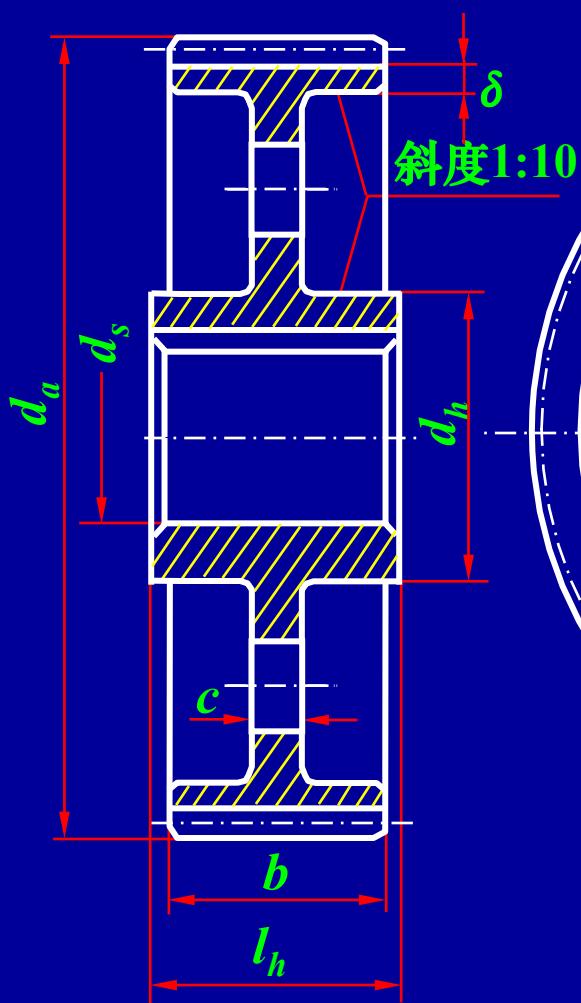


## 2. 实心齿轮





### 3. 腹板式齿轮



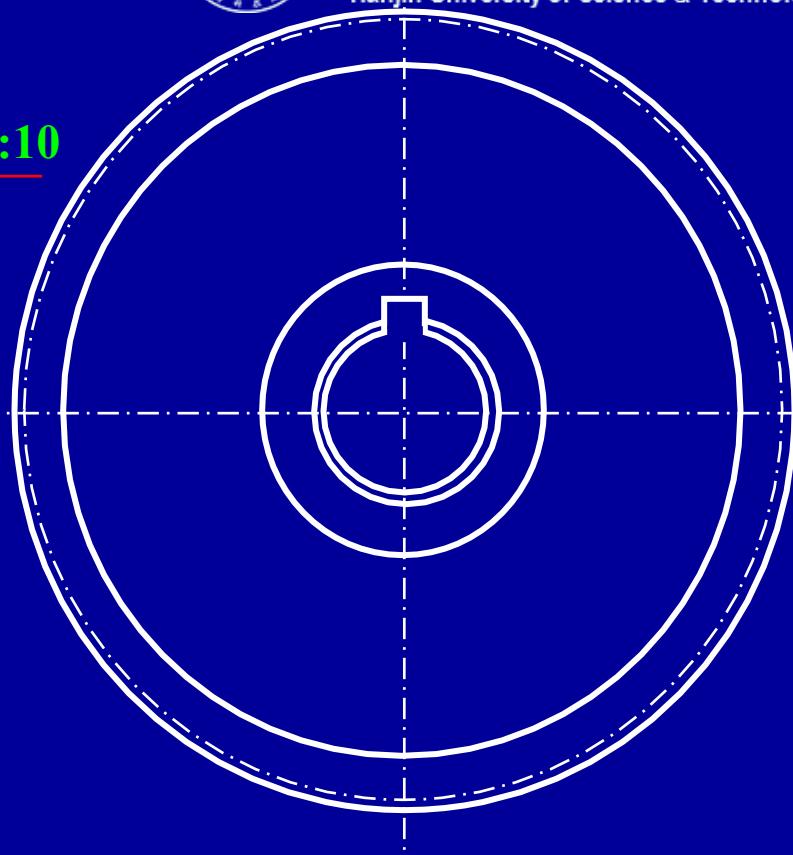
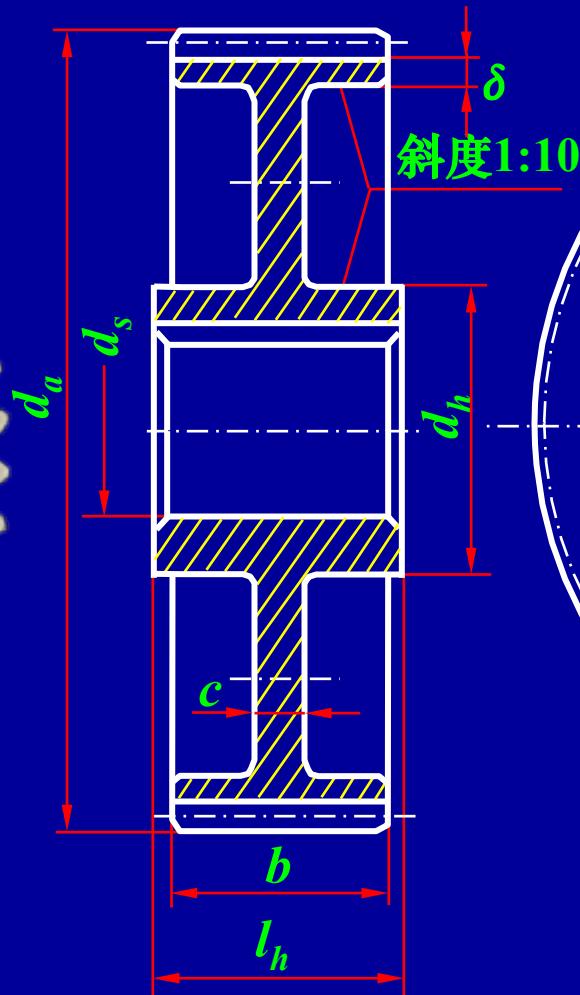
$d_h = 1.6 d_s$ ;  $l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s$ , 并使  $l_h \geq b$

$c = 0.3b$ ;  $\delta = (2.5 \sim 4) m_n$ , 但不小于 8 mm

$d_0$  和  $d$  按结构取定, 当  $d$  较小时可不开孔



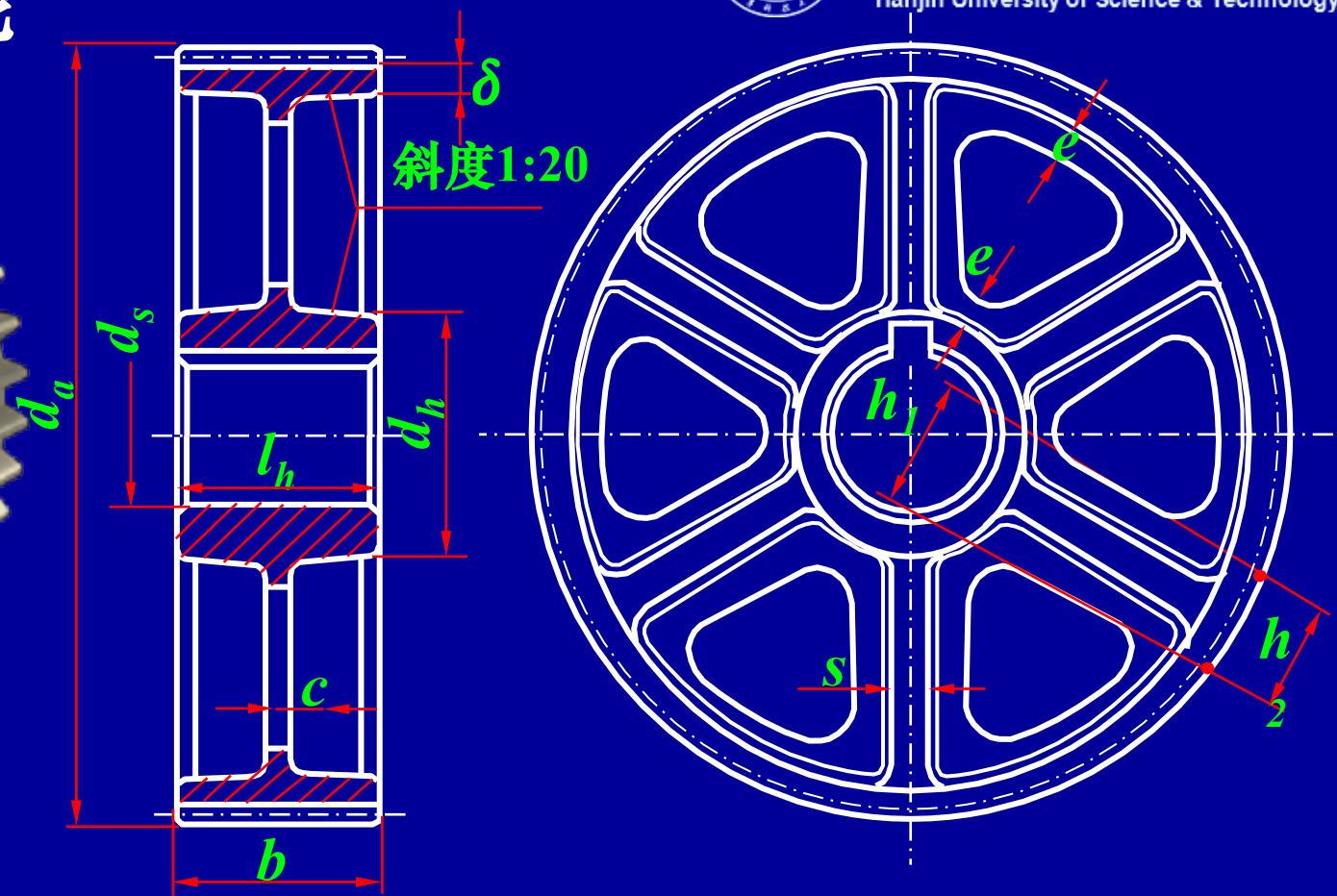
### 3. 腹板式齿轮



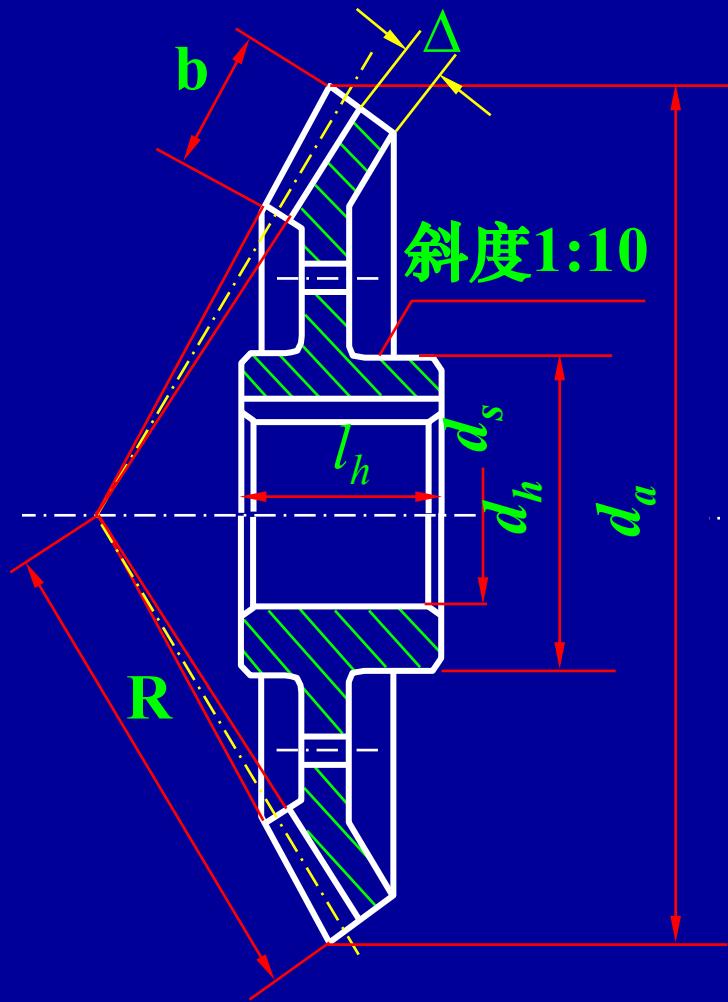
$d_h = 1.6 d_s$ ;  $l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s$ , 并使  $l_h \geq b$   
 $c = 0.3b$ ;  $\delta = (2.5 \sim 4) m_n$ , 但不小于 8 mm  
 $d_\theta$  和  $d$  按结构取定。



## 4. 轮辐式齿轮



$d_h = 1.6 d_s$  (铸钢);  $d_h = 1.6 d_s$  (铸铁)    $l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s$ , 并使  $l_h \geq b$   
 $c = 0.2b$ ; 但不小于 10 mm       $\delta = (2.5 \sim 4) m_n$ , 但不小于 8 mm  
 $h_1 = 0.8 d_s$ ;  $h_2 = 0.8 h_1$ ;  $s = 1.5 h_1$ ; 但不小于 10 mm  
 $e = 0.8 d_s$ ;  $h_2 = 0.8 h_1$

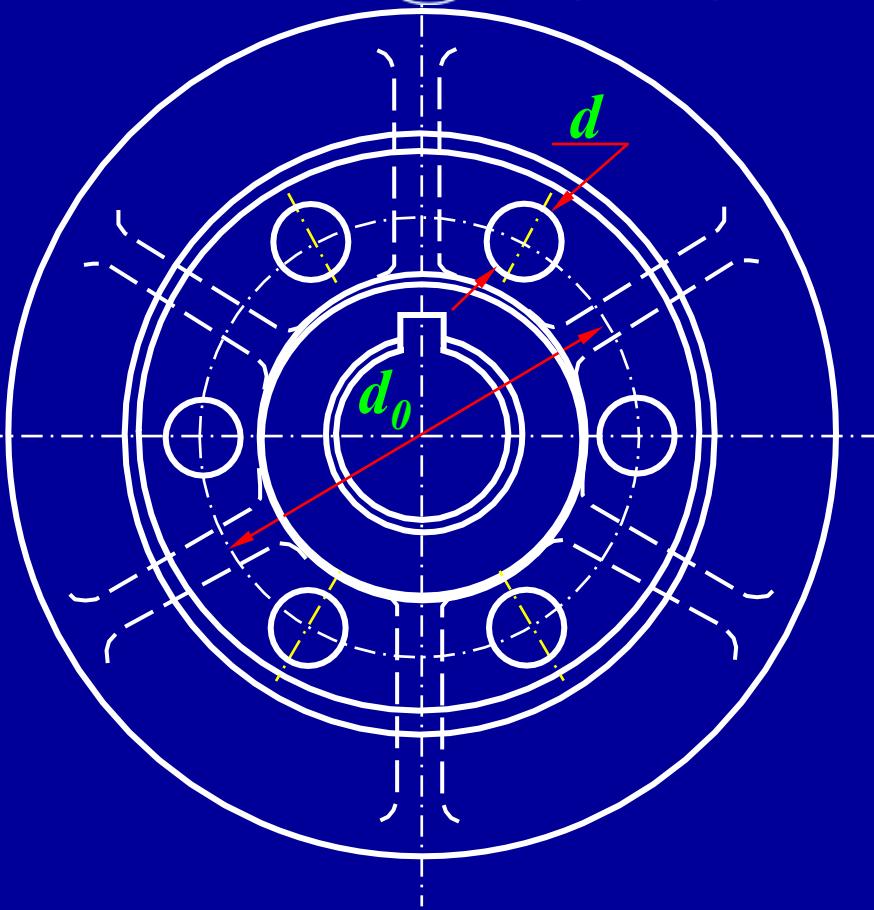
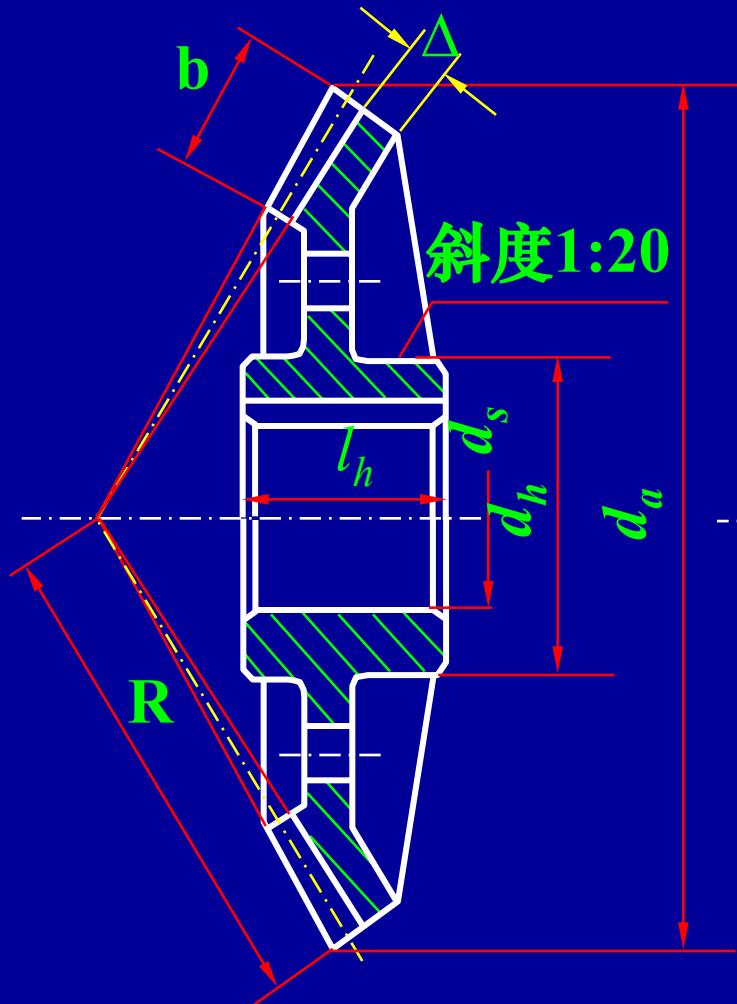


$$d_h = 1.6 d_s; l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s$$

$$c = (0.2 \sim 0.3)b;$$

$\Delta = (2.5 \sim 4) m_e$ ; 但不小于 10 mm

$d_0$  和  $d$  按结构取定



$$d_h = (1.6 \sim 1.8) d_s; l_h = (1.2 \sim 1.5) d_s$$

$$c = (0.2 \sim 0.3)b; s = 0.8c;$$

$\Delta = (2.5 \sim 4) m_e$ ; 但不小于 10 mm

$d_0$  和  $d$  按结构取定

## § 11-10 齿轮传动的润滑和效率



天津科技大学

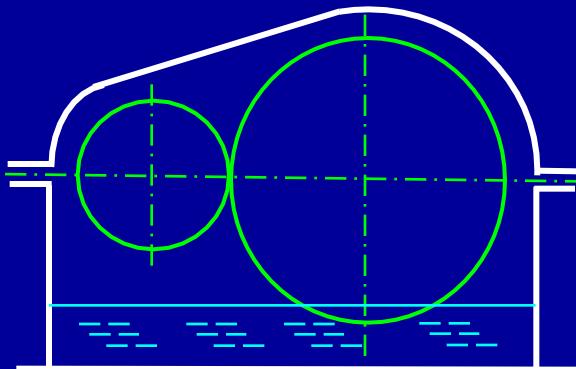
Tianjin University of Science & Technology

开式齿轮常采用人工定期润滑。可用润滑油或润滑脂。

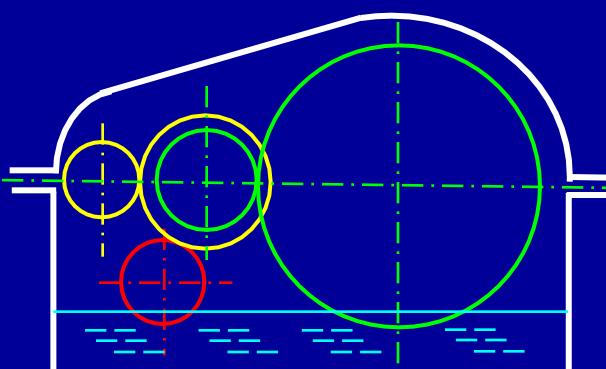
闭式齿轮传动的润滑方式由圆周速度 $v$ 确定。

当 $v \leq 12 \text{ m/s}$ 时，采用油池润滑。

当 $v > 12 \text{ m/s}$ 时，采用油泵喷油润滑。

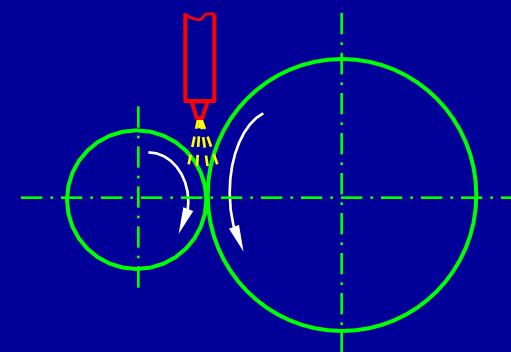


油池润滑



采用惰轮的油池润滑

适用于多级齿轮，且大小不等的场合。



喷油润滑

- 理由：
- 1)  $v$ 过高，油被甩走，不能进入啮合区；
  - 2) 搅油过于激烈，使油温升高，降低润滑性能；
  - 3) 搅起箱底沉淀的杂质，加剧轮齿的磨损。



| 齿面接触应力 $\sigma_H$ /MPa | 润滑油牌号            |       |
|------------------------|------------------|-------|
|                        | 闭式传动             | 开式传动  |
| <500(轻负荷)              | L-CKB(抗氧防锈工业齿轮油) | L-CKH |
| 500~1100(中负荷)          | L-CKC(中负荷工业齿轮油)  | L-CKJ |
| >1100(重负荷)             | L-CKD(重负荷工业齿轮油)  | L-CKM |

## 闭式齿轮传动润滑油黏度选择

| 平行轴及锥齿轮传动              | 环境温度/℃                                 |           |           |         |
|------------------------|--|-----------|-----------|---------|
| 低速级齿轮分度圆线速度 $v$ /(m/s) | -40~-10                                | -10~10    | 10~35     | 35~55   |
|                        | 润滑油黏度 $\nu_{40}$ /(mm <sup>2</sup> /s) |           |           |         |
| ≤5                     | 90~110                                 | 135~165   | 288~352   | 612~748 |
| >5~15                  | 90~110                                 | 90~110    | 198~242   | 414~506 |
| >15~25                 | 61.2~74.8                              | 61.2~74.8 | 135~165   | 288~352 |
| >25~80                 | 28.8~35.2                              | 41.4~50.6 | 61.2~74.8 | 90~110  |

注:对于锥齿轮传动,表中  $v$  是指锥齿轮齿宽中点的分度圆线速度。



## 开式齿轮传动的润滑油黏度选择

mm<sup>2</sup>/s

| 给油方法 |   | 推荐黏度(100 °C) |         |         |
|------|---|--------------|---------|---------|
|      |   | 环境温度/°C      |         |         |
|      |   | -15~17       | 5~38    | 22~48   |
| 油浴   |   | 150~220 *    | 16~22   | 22~26   |
| 涂刷   | 热 | 193~257      | 193~257 | 386~536 |
|      | 冷 | 22~26        | 32~41   | 193~257 |
| 手刷   |   | 150~220 *    | 22~26   | 32~41   |

注：带 \* 号为 40 °C 黏度。



齿轮传动的损耗：  
  { 喷合中的摩擦损耗；  
    搅动润滑油的油阻损耗；  
    轴承中的摩擦损耗。

表11-10 齿轮传动的平均效率

| 传动装置 | 6级或7级精度的闭式传动 | 8级精度的闭式传动 | 开式传动 |
|------|--------------|-----------|------|
| 圆柱齿轮 | 0.98         | 0.97      | 0.95 |
| 圆锥齿轮 | 0.97         | 0.96      | 0.93 |



## §12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算

## § 12-1 蜗杆传动的特点和类型



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

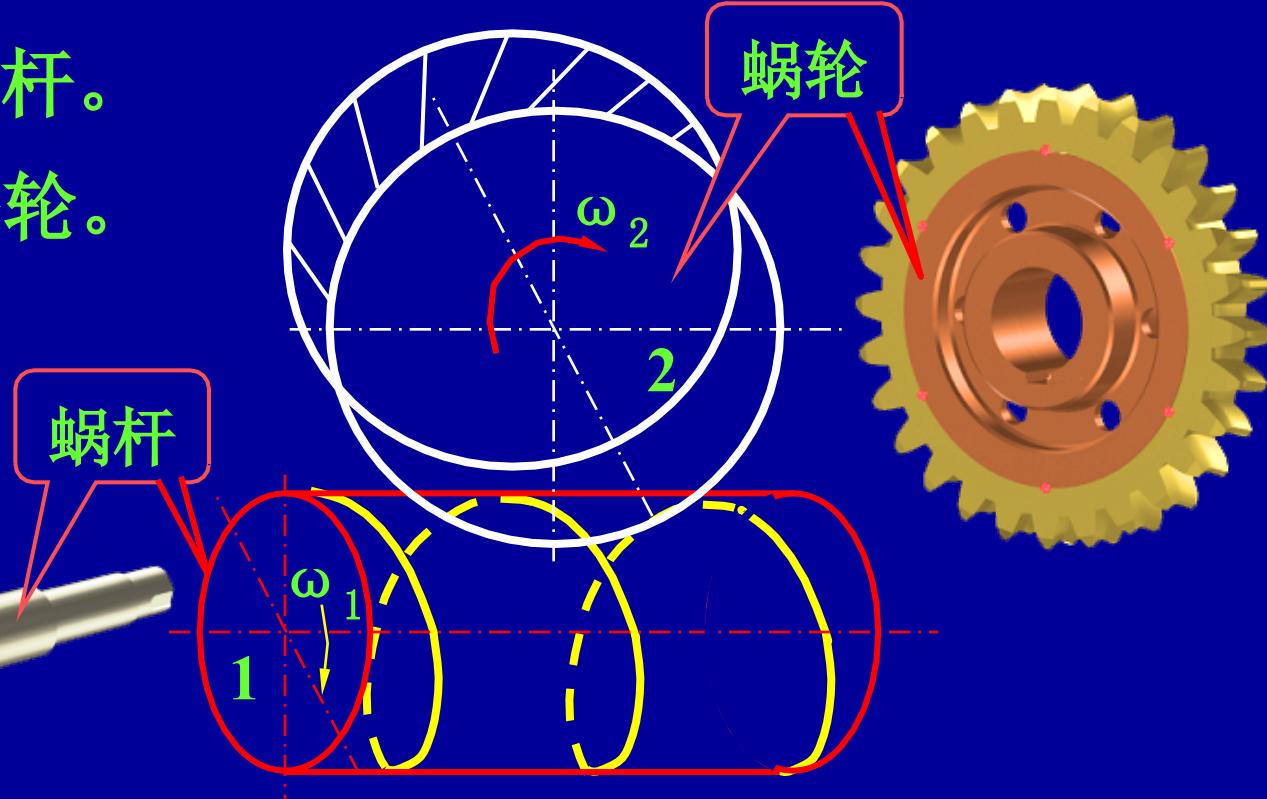
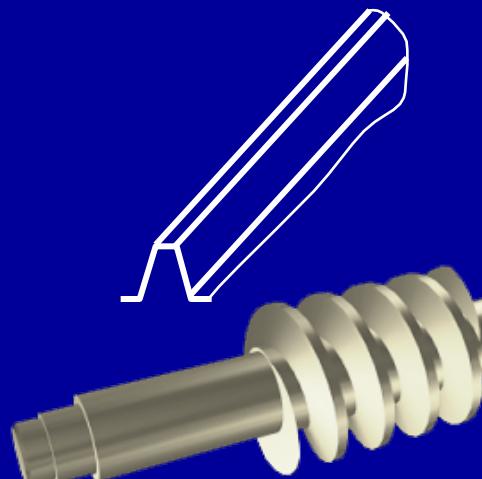
作用：用于传递交错轴之间的回转运动和动力。

蜗杆主动、蜗轮从动。  $\Sigma = 90^\circ$

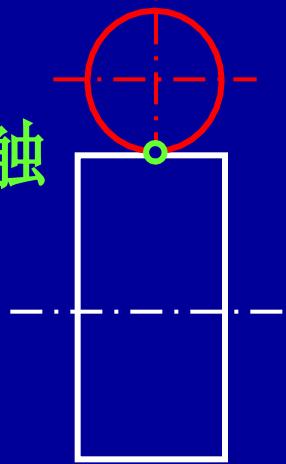
形成：若单个斜齿轮的齿数很少（如 $z_1=1$ ）而且  $\beta_1$  很大时，轮齿在圆柱体上构成多圈完整的螺旋。

所得齿轮称为：蜗杆。

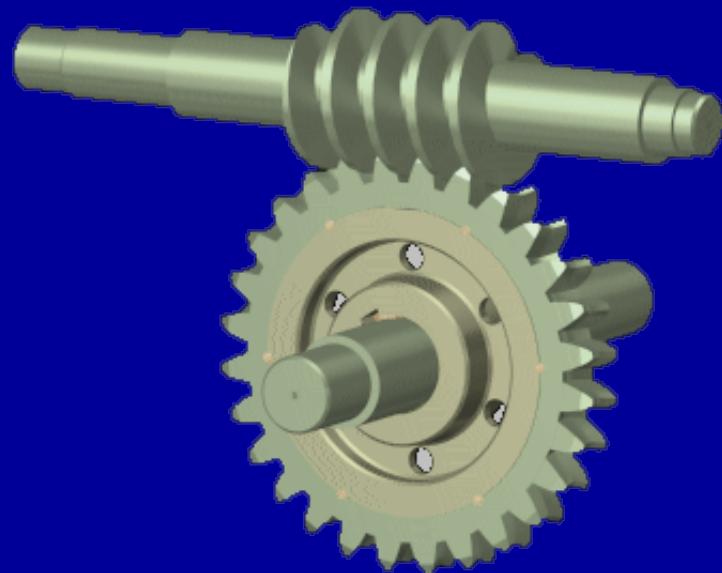
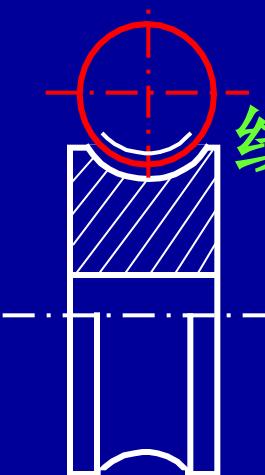
而啮合件称为：蜗轮。



点接触



线接触



改进措施：将刀具做成蜗杆状，用范成法切制蜗轮，  
所得蜗轮蜗杆为线接触。

优点： 传动比大、结构紧凑、传动平稳、噪声小。

分度机构：  $i=1000$ , 通常  $i=8\sim 80$

缺点： 传动效率低、蜗轮齿圈用青铜制造，成本高。



类型

按形状分有：

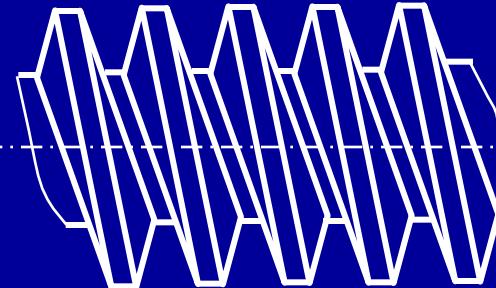
按螺旋面形  
状分：

圆柱蜗杆

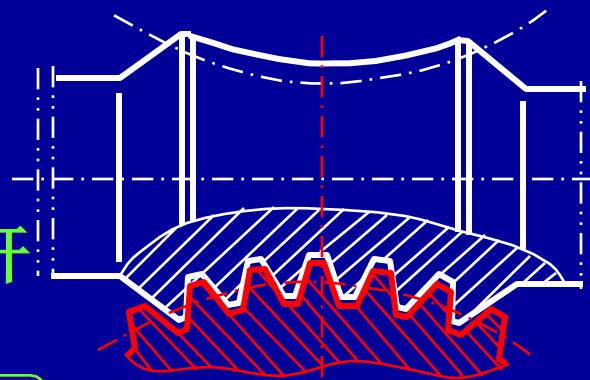
环面蜗杆

阿基米德蜗杆

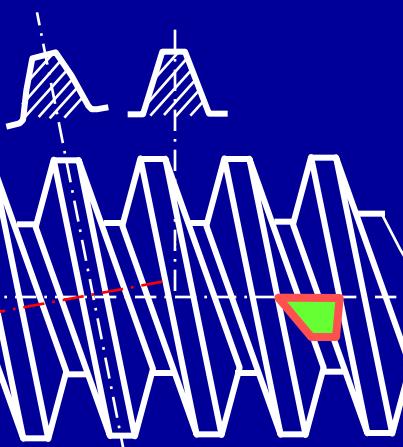
渐开线蜗杆



圆柱蜗杆



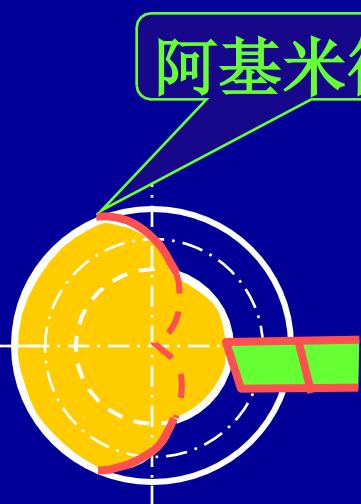
环面蜗杆



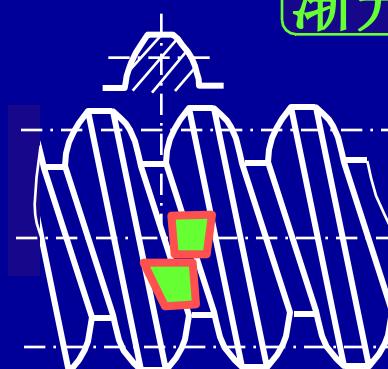
阿基米德蜗杆



阿基米德螺线



渐开线



基圆



渐开线蜗杆



蜗杆旋向：左旋、右旋（常用）

判定方法：与螺旋和斜齿轮的旋向判断方法相同。

$$\gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ$$

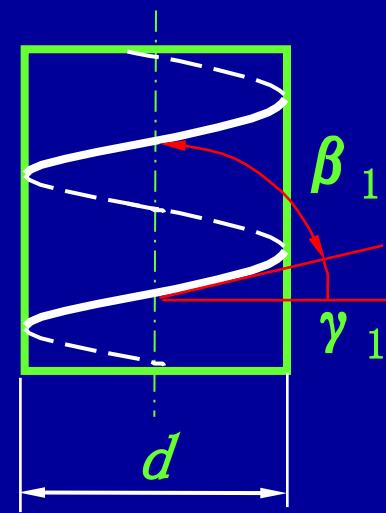
精度等级：

对于一般动力传动，按如下等级制造：

$v_1 < 7.5 \text{ m/s}$  ----7级精度；

$v_1 < 3 \text{ m/s}$  ----8级精度；

$v_1 < 1.5 \text{ m/s}$  ----9级精度；





§12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

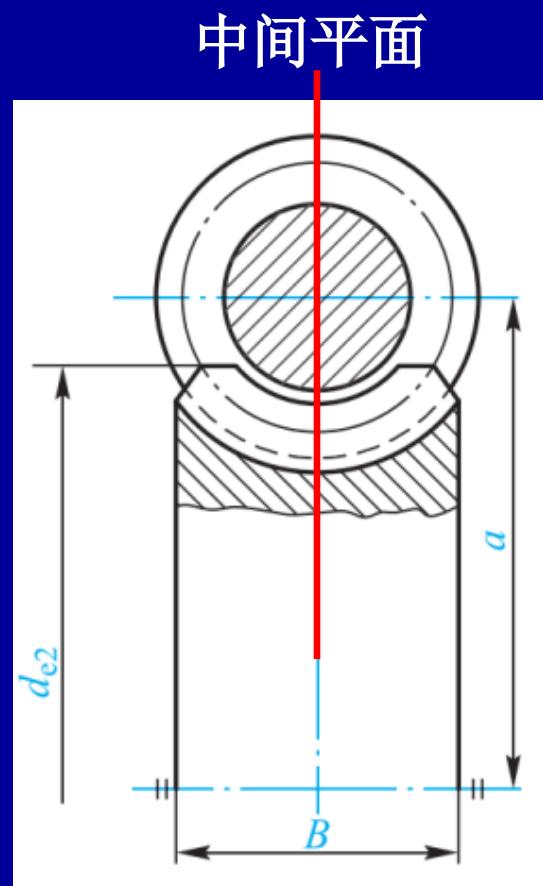
§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算

## § 12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

■ 中间平面（主平面）：经过蜗杆轴线且垂直于蜗轮轴线的平面，相当于蜗杆的轴面（参数加下标x），蜗轮的端面（参数加下标t）。在中间平面内，蜗杆与蜗轮的啮合相当于齿条与齿轮的啮合。

■ 蜗杆传动的设计计算都以中间平面的参数和几何关系为准。





# 1. 模数m和压力角 $\alpha$

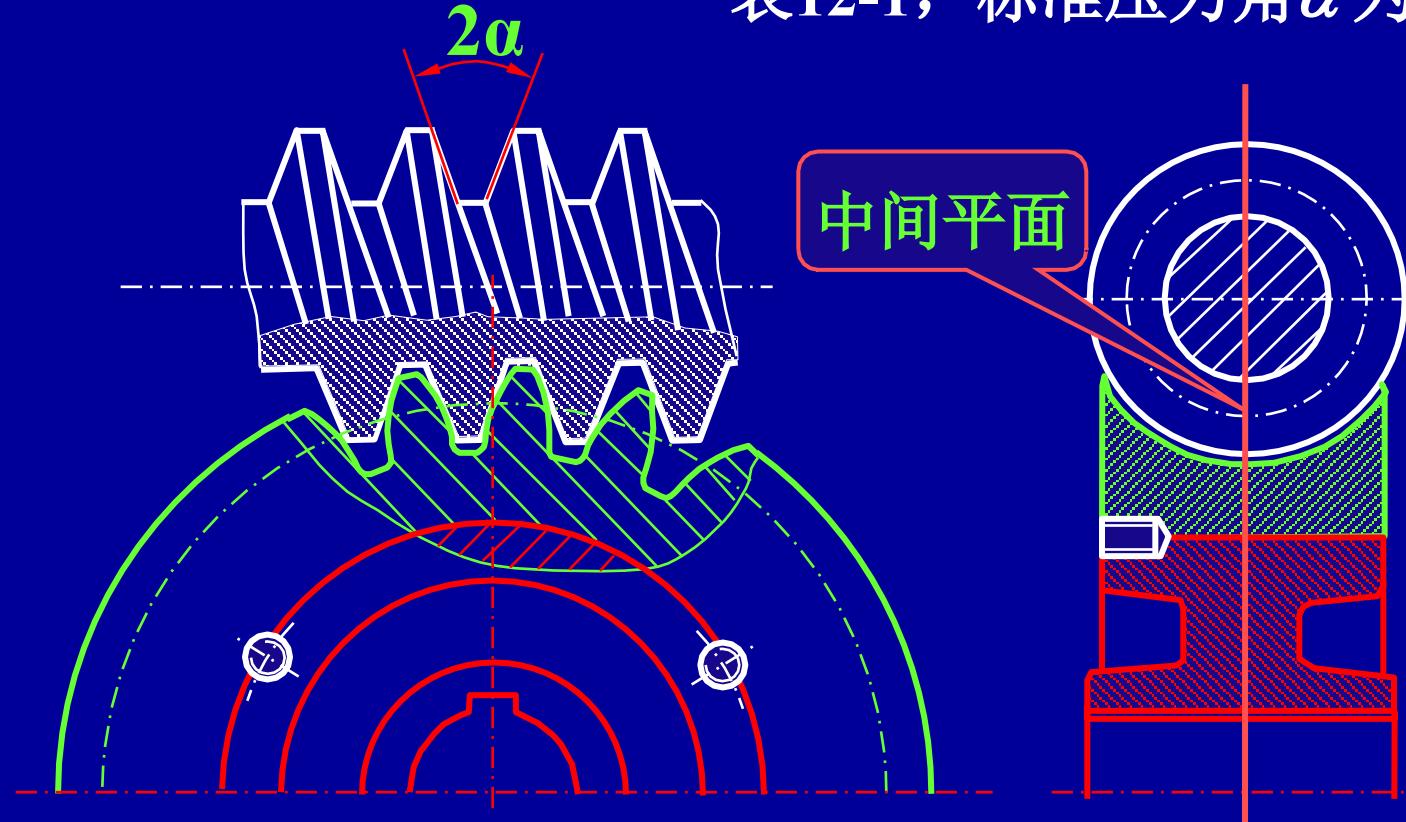
中间平面：过蜗杆轴线垂直于蜗轮轴线。

在中间平面内，蜗轮蜗杆相当于齿轮齿条啮合。

正确啮合条件是中间平面内参数分别相等：

$$m_{t2} = m_{a1} = m, \quad \alpha_{t2} = \alpha_{a1} = \alpha$$

规定取标准值，标准模数 $m$ 见  
表12-1，标准压力角 $\alpha$ 为 $20^\circ$ 。





为保证两轴线交错垂直，必有：蜗杆、蜗轮的轮齿

旋向相同，

蜗轮蜗杆轮齿旋向相同。

蜗轮右旋

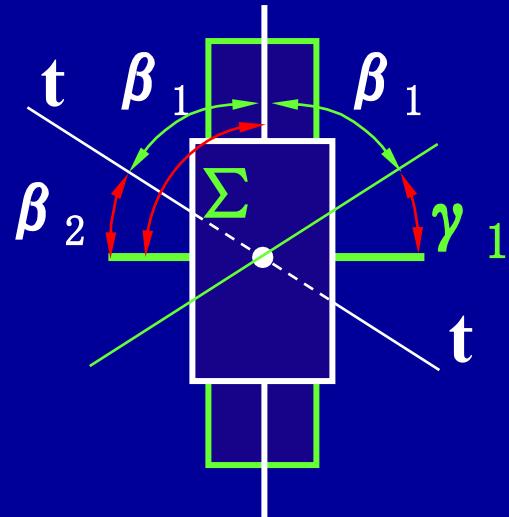
蜗杆右旋

$$\text{若 } \Sigma = 90^\circ = \beta_1 + \beta_2$$

$$\therefore \gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ$$

$$\therefore \gamma_1 = \beta_2$$

蜗杆分度圆柱面上螺旋线的导程角 $\gamma_1$ 等于蜗轮分度圆柱面上螺旋线的螺旋角 $\beta_2$ ，即 $\gamma_1 = \beta_2$ 。



### 3. 传动比 $i$ 、蜗杆头数 $z_1$ 和蜗轮齿数 $z_2$



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

蜗杆头数  $z_1$ ：即螺旋线的数目。

蜗杆转动一圈，相当于齿条移动  
 $z_1$ 个齿，推动蜗轮转过  $z_1$  个齿。

通常： $z_1=1\sim 4$

传动比： $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

若想得到大  $i$ ，可取： $z_1=1$ ，但传动效率低。

对于大功率传动，可取： $z_1=2$ ，或 4。

蜗轮齿数： $z_2 = i z_1$  为避免根切： $z_2 \geq 26$

一般情况： $z_2 \leq 80$

$z_2$ 过大 → 结构尺寸↑ → 蜗杆长度↑  
→ 刚度、啮合精度↓

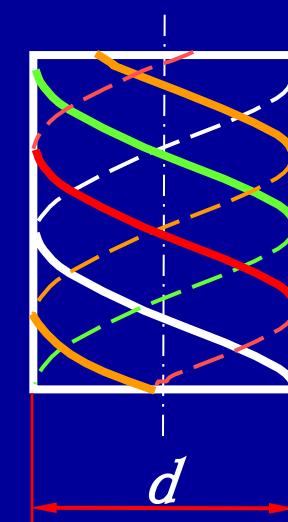


表12-2 蜗杆头数 $z_1$ 与蜗轮齿数 $z_2$ 的推荐值

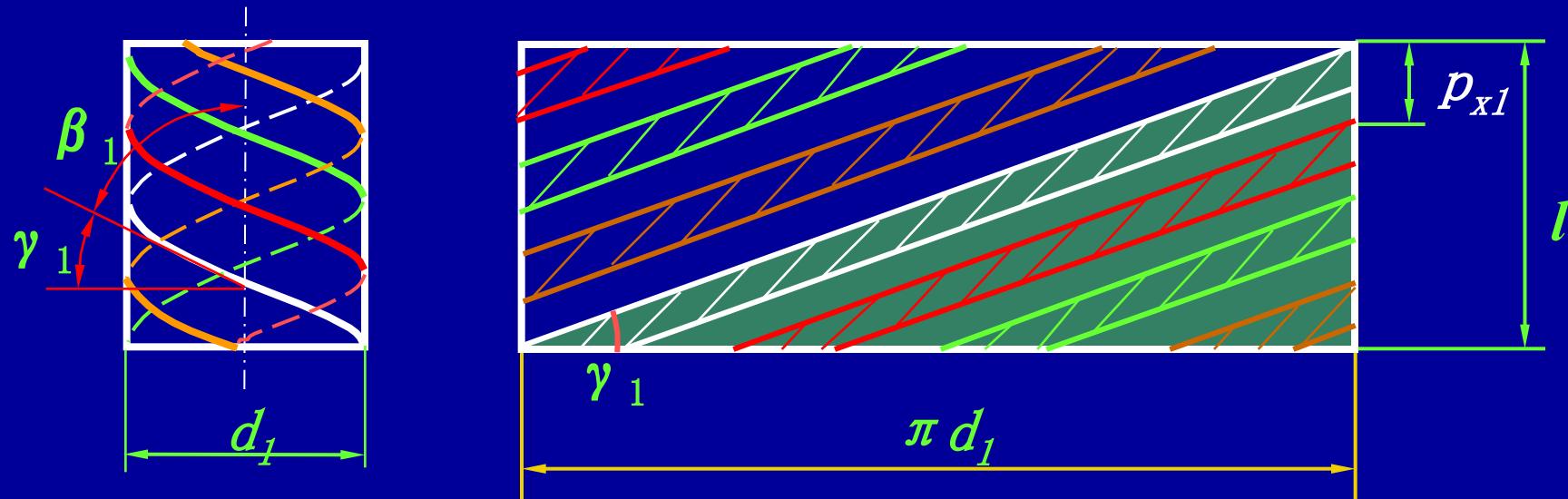


| 传动比i       | 7~13  | 14~27 | 28~40 | >40 |
|------------|-------|-------|-------|-----|
| 蜗杆头数 $z_1$ | 4     | 2     | 2、1   | 1   |
| 蜗轮齿数 $z_2$ | 28~52 | 28~54 | 28~80 | >40 |

#### 4. 蜗杆的导程角 $\gamma$

将分度圆柱展开得：

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = l / \pi d_1 = z_1 p_{x1} / \pi d_1 = m z_1 / d_1$$





## 5. 蜗杆直径系数q

加工时滚刀直径等参数与蜗杆分度圆直径等参数相同，为了限制滚刀的数量，国标规定分度圆直径只能取标准值，并与模数相配。

定义：  $q = d_1/m$

**q** 为蜗杆： 直径系数 可由表12—1计算得到。

见下页

一般取：  $q=8\sim18$ 。

于是有：  $d_1 = mq$

$$\tan \gamma_1 = p_x z_1 / \pi d_1 = mz_1 / d_1$$

$$= z_1 / q$$

## 6. 齿面间滑动速度 $v_s$ 及蜗轮转向确定

由相对运动原理可知：

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_I + \vec{v}_S$$

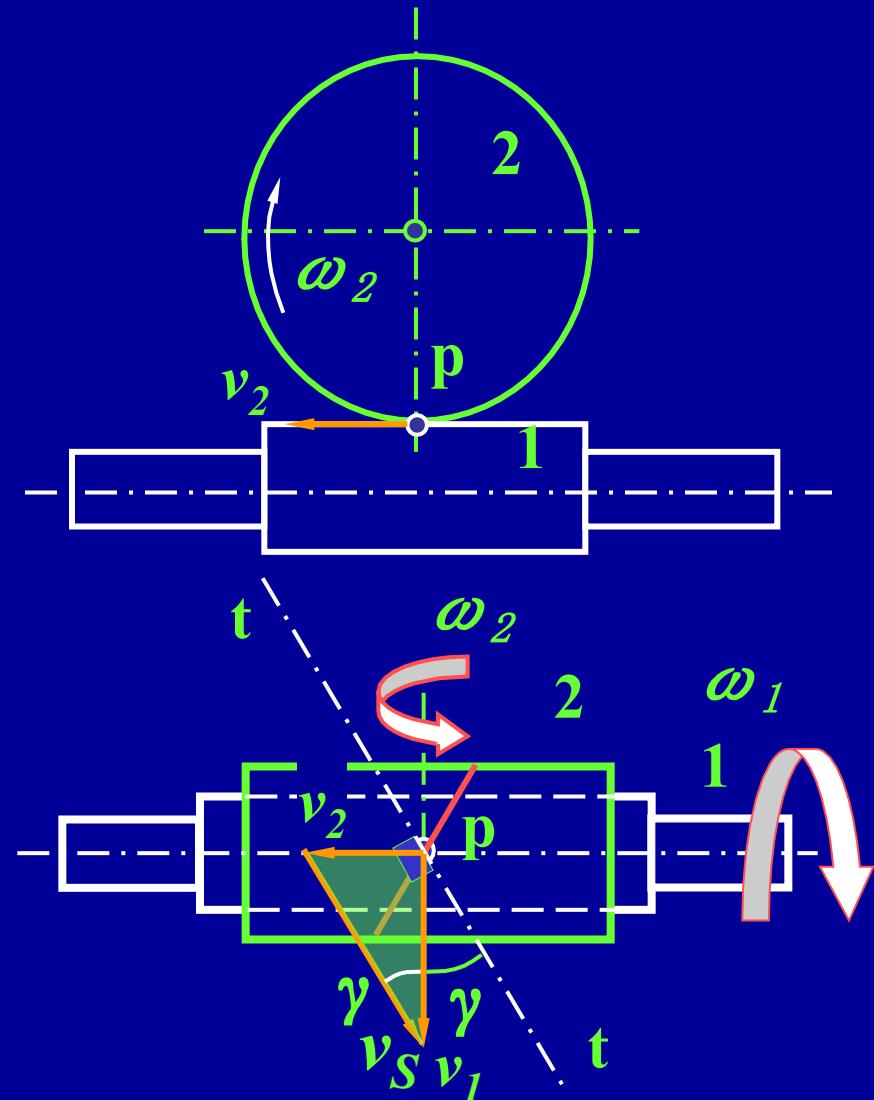
作速度向量图，得：

$$v_S = \sqrt{v_2^2 - v_I^2}$$

$$= v_I / \cos \gamma$$

$$v_2 = v_I \tan \gamma$$

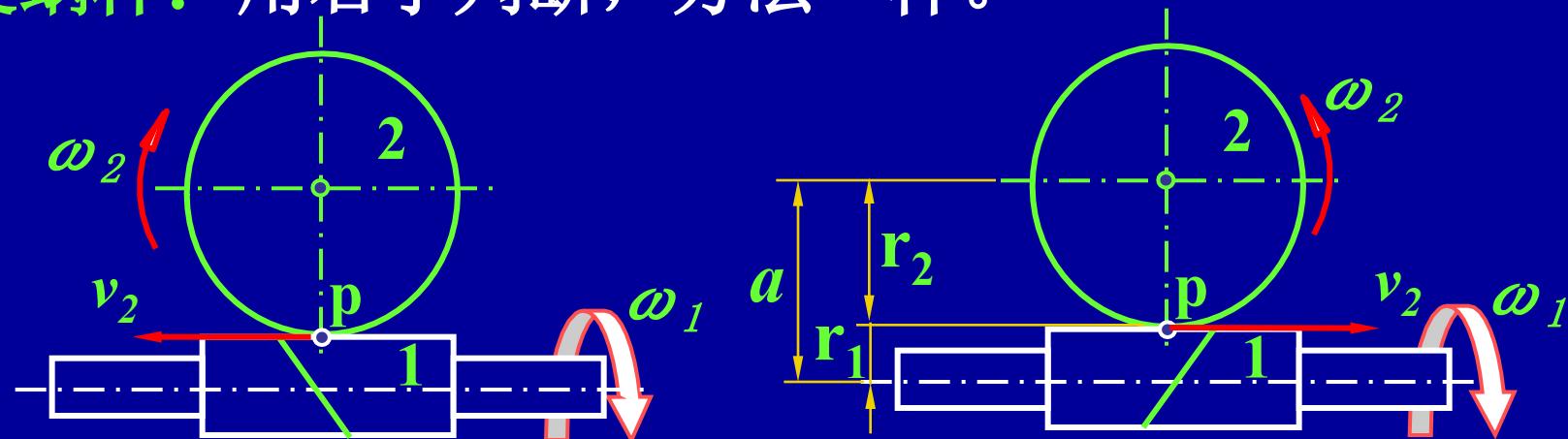
蜗轮的转向： CW



用手势确定蜗轮的转向:

右旋蜗杆: 伸出左手, 四指顺蜗杆转向, 则蜗轮的切向速度 $v_{p2}$ 的方向与拇指指向相同。

左旋蜗杆: 用右手判断, 方法一样。



模型验证



7. 中心距  $a = r_1 + r_2 = m(q + z_2)/2$



## 二、圆柱蜗杆传动几何尺寸的计算

由蜗杆传动的功用，以及给定的传动比  $i$ ， $\rightarrow z_1$

$\rightarrow z_2$   $\rightarrow$  计算求得  $m$ 、 $d_1$   $\rightarrow$  计算几何尺寸

表 12-3 普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算

| 名 称            | 计 算 公 式                                |                     |
|----------------|--|---------------------|
|                | 蜗 杆                                    | 蜗 轮                 |
| 蜗杆中圆直径，蜗轮分度圆直径 | $d_1 = mq$                             | $d_2 = mz_2$        |
| 齿顶高            | $h_a = m$                              | $h_a = m$           |
| 齿根高            | $d_f = 1.2mq$                          | $d_f = 1.2mq$       |
| 顶圆直径           | $d_{al} = m(q+2)$                      | $d_{al} = m(q+2)$   |
| 根圆直径           | $d_{fl} = m(q-2.4)$                    | $d_{f2} = m(q-2.4)$ |
| 蜗杆轴向齿距、蜗轮端面齿距  | $P_{al} = P_{t2} = P_x = \pi m$        |                     |
| 径向间隙           | $c = 0.2 m$                            |                     |
| 中心距            | $a = 0.5(d_1 + d_2)$ $m = 0.5m(q+z_2)$ |                     |



§12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算



### 一、蜗杆传动的失效形式及材料选择

主要失效形式：胶合、点蚀、磨损。

材料 { 蜗轮齿圈采用青铜：减摩、耐磨性、抗胶合。  
蜗杆采用碳素钢与合金钢：表面光洁、硬度高。

材料牌号选择：

高速重载蜗杆：20Cr, 20CrMnTi (渗碳淬火56~62HRC)  
或 40Cr 42SiMn 45 (表面淬火45~55HRC)

一般蜗杆：40 45 钢调质处理 (硬度为220~250HBS)

蜗轮材料： $v_s > 12$  m/s时 → ZCuSn10P1锡青铜制造。

$v_s < 12$  m/s时 → ZCuSn5Pb5Zn5锡青铜

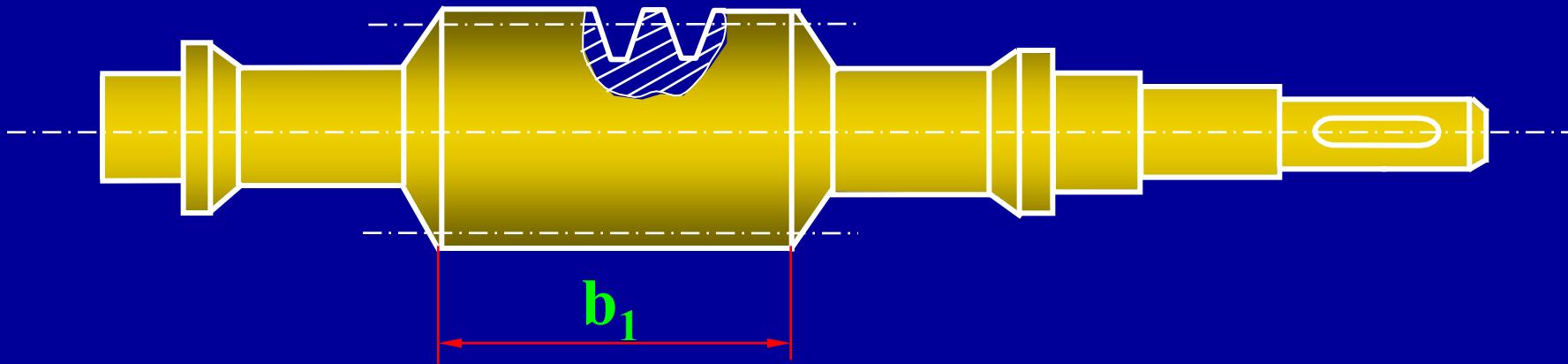
$v_s \leq 6$  m/s时 → ZCuAl110Fe3铝青铜。

$v_s < 2$  m/s时 → 球墨铸铁、灰铸铁。

## 二、蜗杆蜗轮的结构



蜗杆通常与轴制成一体 → 蜗杆轴



蜗杆长度**b<sub>1</sub>**的确定：

$$z_1=1 \text{ 或 } 2 \text{ 时: } b_1 \geq (11+0.06z_2)m$$

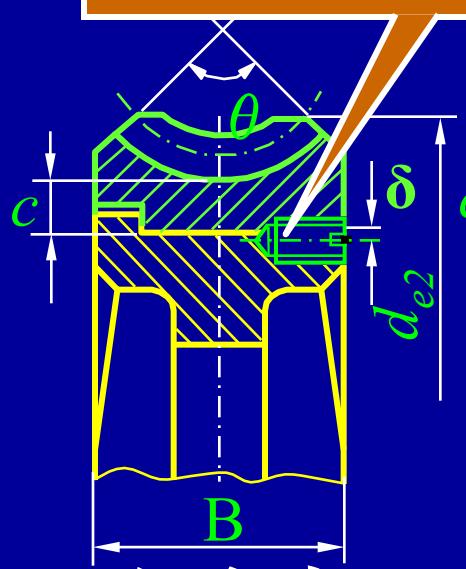
$$z_1=4 \text{ 时: } b_1 \geq (12.5+0.09z_2)m$$

# 蜗轮的常用结构:

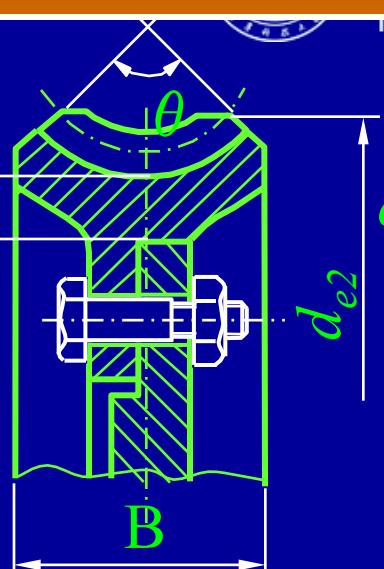
骑缝螺钉4~8个, 孔心向硬边偏移 $\delta=2\sim3\text{mm}$



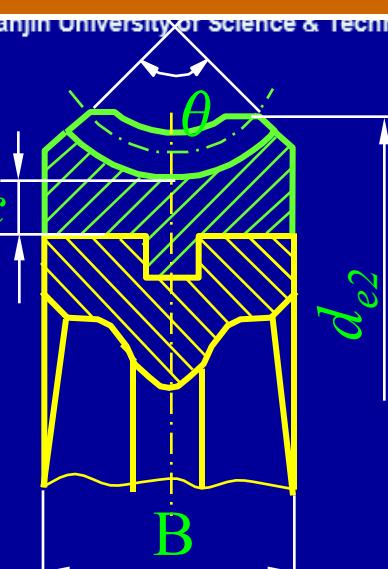
整体式



组合式  
过盈配合



组合式  
螺栓联接



组合式铸造

蜗杆头数 $Z_1$

1

2

4

蜗轮顶圆直径 $d_{e2}$

$\leq d_{a2} + 2m$

$d_{a2} + 1.5m$

$d_{a2} + 2m$

轮缘宽度B

$\leq 0.75d_a$

$0.67 d_a$

蜗轮齿宽角  $\theta$

$90\sim130^\circ$

轮圈厚度 C ≈

$1.6m + 1.5 \text{ mm}$



§12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算

## § 12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

法向力可分解为三个分力：

圆周力：  $F_t$

轴向力：  $F_a$

径向力：  $F_r$

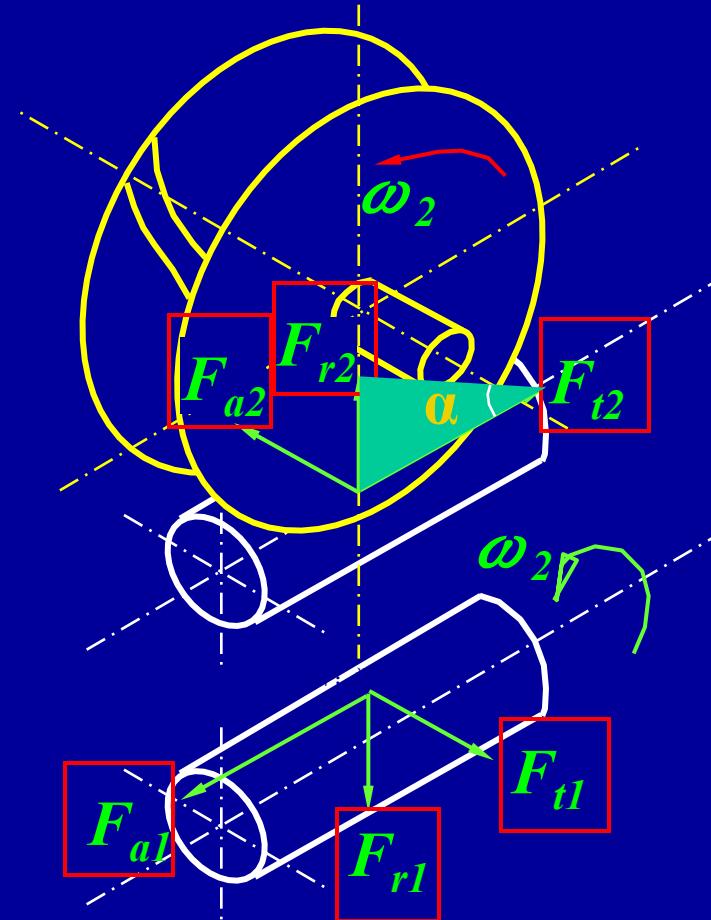
各力方向的确定：  
类似于斜齿轮

且有如下关系：

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 \\ F_{a1} = F_{t2} = 2T_2 / d_2 \\ F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha \end{array} \right.$$

式中：  $T_1$ 、  $T_2$  分别为作用在蜗杆与蜗轮上的扭矩。

$$T_2 = T_1 i \eta$$





§12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算



■由于材料和结构上的原因，蜗杆轮齿部分的强度总是高于蜗轮轮齿的强度，蜗轮是该传动的薄弱环节。因此，一般只对蜗轮轮齿进行强度计算。必要时对蜗杆轴进行强度计算和刚度校核。

闭式传动：主要失效形式是蜗轮齿面胶合和点蚀，按齿面接触疲劳强度进行设计；当 $z_2 > 80$ 时会发生轮齿折断，须校核齿根弯曲疲劳强度。闭式传动，还需进行热平衡计算。

开式传动：主要失效形式是蜗轮齿面磨损及过度磨损引起轮齿折断，应按齿根弯曲疲劳强度进行设计。

# 一、蜗轮齿面疲劳接触强度计算



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

校核公式

$$T_2 = T_1 i_{12} \eta$$

设计公式

$$\sigma_H = Z_E Z_p \sqrt{\frac{K_A T_2}{a^3}} \leq [\sigma_H]$$

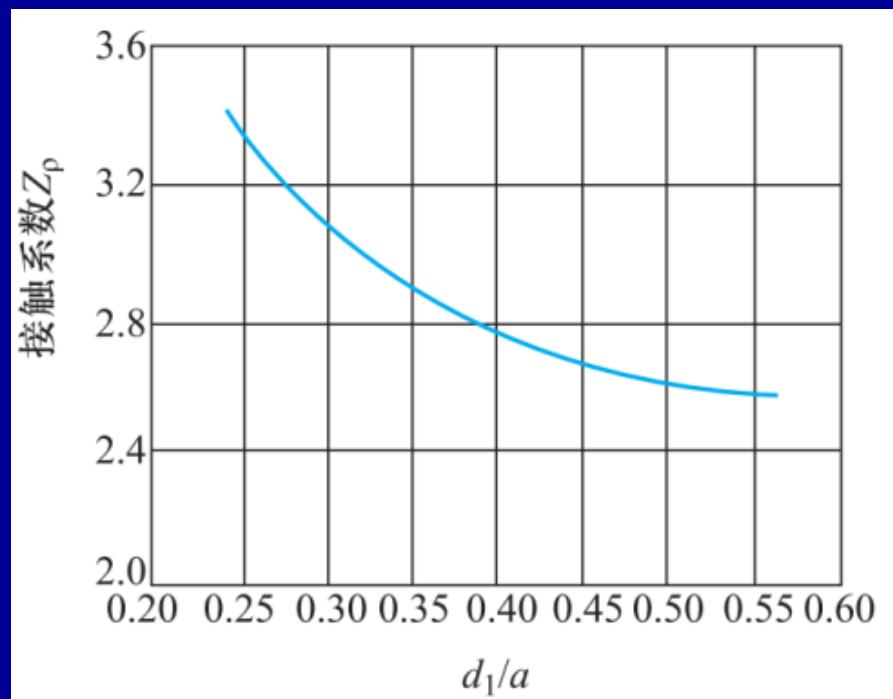
$$a \geq \sqrt[3]{\frac{K_A T_2 (Z_E Z_p)^2}{[\sigma_H]}}$$

$K_A$ —使用系数，取1.1~1.4，有冲击载荷、环境温度高、速度较高时，取大值

$a$ —中心距，mm

$Z_E$ —材料的综合弹性系数，  
钢与铸锡青铜配对时， $Z_E=150$ ，  
钢与铝青铜或灰铸铁配对时， $Z_E=160$

$Z_p$ —接触系数，用以考虑接触线长度和综合曲率半径对接触应力的影响，按 $(d_1/a)$ 查图，一般 $d_1/a=0.3 \sim 0.5$



锡青铜蜗轮的许用接触应力 [ $\sigma_H$ ]

MPa

| 蜗轮材料      | 铸造方法 | 适用的滑动速度<br>$v_s / (\text{m/s})$ | 蜗杆齿面硬度                 |                    |
|-----------|------|---------------------------------|------------------------|--------------------|
|           |      |                                 | $\leq 350 \text{ HBW}$ | $> 45 \text{ HRC}$ |
| 10-1 锡青铜  | 砂型   | $\leq 12$                       | 180                    | 200                |
|           | 金属型  | $\leq 25$                       | 200                    | 220                |
| 5-5-5 锡青铜 | 砂型   | $\leq 10$                       | 110                    | 125                |
|           | 金属型  | $\leq 12$                       | 135                    | 150                |

铝青铜及铸铁蜗轮的许用接触应力 [ $\sigma_H$ ]

MPa

| 蜗轮材料        | 蜗杆材料             | 滑动速度 $v_s / (\text{m/s})$ |     |     |     |     |     |    |
|-------------|------------------|---------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|----|
|             |                  | 0.5                       | 1   | 2   | 3   | 4   | 6   | 8  |
| 10-3 铝青铜    | 淬火钢 <sup>①</sup> | 250                       | 230 | 210 | 180 | 160 | 120 | 90 |
| HT150、HT200 | 渗碳钢              | 130                       | 115 | 90  | —   | —   | —   | —  |
| HT150       | 调质钢              | 110                       | 90  | 70  | —   | —   | —   | —  |

① 蜗杆未经淬火时,需将表中 [ $\sigma_H$ ] 值降低 20%。



设计公式  $a \geq \sqrt[3]{K_A T_2 \left( \frac{Z_E Z_p}{[\sigma_H]} \right)^2}$

$$T_2 = T_1 i_{12} \eta$$

由设计公式算出中心距 $a$ 后，可由下列公式粗算出蜗杆分度圆直径 $d_1$ 和模数 $m$ ：

$$d_1 \approx 0.68a^{0.875}$$

$$m = \frac{2a - d_1}{z_2}$$

再由表12-1选定标准模数 $m$ 及 $q$ 、 $d_1$ 的数值。

## 二、蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

校核公式

$$T_2 = T_1 i_{12} \eta$$

设计公式

$$\sigma_F = \frac{1.53 K_A T_2}{d_1 d_2 m \cos \gamma} Y_{Fa2} \leq [\sigma_F]$$

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53 K_A T_2}{z_2 \cos \gamma} Y_{Fa2} [\sigma_F]$$

$\gamma$ —蜗杆导程角

$Y_{Fa2}$ —蜗轮齿形系数，按当量齿数查图11-8

$[\sigma_F]$ —蜗轮许用弯曲应力，MPa，查表12-6

求得 $m^2 d_1$ 后，查表12-1确定主要尺寸。

蜗轮的许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

MPa

| 蜗轮材料 | ZCuSn10P1 |       | ZCuSn5Pb5Zn5 |       | ZCuAl10Fe3 |       | HT150 | HT200 |
|------|-----------|-------|--------------|-------|------------|-------|-------|-------|
| 铸造方法 | 砂型铸造      | 金属型铸造 | 砂型铸造         | 金属型铸造 | 砂型铸造       | 金属型铸造 | 砂型铸造  |       |
| 单侧工作 | 50        | 70    | 32           | 40    | 80         | 90    | 40    | 47    |
| 双侧工作 | 30        | 40    | 24           | 28    | 63         | 80    | 25    | 30    |

### 三、蜗杆的刚度计算



蜗杆较细长，支承跨距较大，若受力后产生的挠度过大，则会影响正常啮合传动。蜗杆产生的挠度应小于许用挠度 $[Y]$ 。

由切向力 $F_{t1}$ 和径向力 $F_{r1}$ 产生的挠度分别为

$$Y_{t1} = \frac{F_{t1}l^3}{48EI}$$

$$Y_{r1} = \frac{F_{r1}l^3}{48EI}$$

合成总挠度

$$Y = \sqrt{Y_{t1}^2 + Y_{r1}^2} \leq [Y]$$

$E$  — 蜗杆材料的弹性模量，钢蜗杆 $E = 2.06 \times 10^5$  MPa

$I$  — 蜗杆危险截面惯性矩，

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64}$$

$l$  — 蜗杆支点跨距，mm，初步计算时可取  $l = 0.9d_2$

$[Y]$  — 许用挠度，mm， $[Y] = d_1 / 1000$



§12-1 蜗杆传动的特点和类型

§12-2 圆柱蜗杆传动的主要参数和几何尺寸

§12-3 蜗杆传动的失效形式、材料和结构

§12-4 圆柱蜗杆传动的受力分析

§12-5 圆柱蜗杆传动的强度计算

§12-6 圆柱蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算

## § 12-6 蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算



### 一、圆柱蜗杆传动的效率

功率损耗：啮合损耗、轴承摩擦损耗、搅油损耗。

蜗杆主动时，总效率计算公式为：

$$\eta = (0.95 \sim 0.97) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$$

式中：

$\gamma$  为蜗杆导程角；

$\rho'$  称为当量摩擦角， $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ ，

$f'$  为当量摩擦系数，取值见表12-7 详见下页



表12-7 当量摩擦系数和当量摩擦角

| 蜗轮材料           | 锡青铜    |         |       | 无锡青铜    |       |       |
|----------------|--------|---------|-------|---------|-------|-------|
| 蜗杆齿面硬度         | HRC>45 |         | 其他情况  | HRC>45  |       |       |
| 滑动速度 $v_s$ m/s | $f'$   | $\rho'$ | $f'$  | $\rho'$ | $f'$  |       |
| $\rho' 0.01$   | 0.11   | 6.28°   | 0.12  | 6.84°   | 0.18  | 10.2° |
| 0.10           | 0.08   | 4.57°   | 0.09  | 5.14°   | 0.13  | 7.4°  |
| 0.50           | 0.055  | 3.15°   | 0.065 | 3.72°   | 0.09  | 5.14° |
| 1.00           | 0.045  | 2.58°   | 0.055 | 3.15°   | 0.07  | 4°    |
| 2.00           | 0.035  | 2°      | 0.045 | 2.58°   | 0.055 | 3.15° |
| 3.00           | 0.028  | 1.6°    | 0.035 | 2°      | 0.045 | 2.58° |
| 4.00           | 0.024  | 1.37°   | 0.031 | 1.78°   | 0.04  | 2.29° |
| 5.00           | 0.022  | 1.26°   | 0.029 | 1.66°   | 0.035 | 2°    |
| 8.00           | 0.018  | 1.03°   | 0.026 | 1.49°   | 0.03  | 1.72° |
| 10.0           | 0.016  | 0.92°   | 0.024 | 1.37°   |       |       |
| 15.0           | 0.014  | 0.8°    | 0.020 | 1.15°   |       |       |
| 24.0           | 0.013  | 0.74°   |       |         |       |       |



分析:  $\eta = (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')}$

$\gamma \uparrow \rightarrow \eta \uparrow \rightarrow$  对动力传动, 宜采用多头蜗杆

$\gamma$  过大  $\rightarrow$  蜗杆加工困难

当  $\gamma > 28^\circ$  时, 效率  $\eta$  增加很少。

当  $\gamma \leq \rho'$  时, 蜗杆具有自锁性, 但效率  $\eta$  很低。

<50% 上述公式不直观, 工程上常用以下估计值。

闭式传动:  $z_1=1 \quad \eta=0.70 \sim 0.75$

$z_1=2 \quad \eta=0.75 \sim 0.82$

$z_1=4 \quad \eta=0.87 \sim 0.92$

开式传动:  $z_1=1, 2 \quad \eta=0.60 \sim 0.70$



## 二、蜗杆传动的润滑

若润滑不良， → 效率显著降低 ↓ → 早期胶合或磨损

润滑对蜗杆传动而言，至关重要。

润滑油粘度的选择：

表 12-9 蜗杆传动润滑油的黏度和润滑方式

| 滑动速度 $v_s$ /(m/s)                   | $\leq 1.5$               | $> 1.5 \sim 3.5$ | $> 3.5 \sim 10$                    | $> 10$                 |
|-------------------------------------|--------------------------|------------------|------------------------------------|------------------------|
| 黏度 $\nu_{40}$ /(mm <sup>2</sup> /s) | $> 612$                  | $414 \sim 506$   | $288 \sim 352$                     | $198 \sim 242$         |
| 润滑方式                                | $v_s \leq 5$ m/s<br>油浴润滑 |                  | $v_s > 5 \sim 10$ m/s<br>油浴润滑或喷油润滑 | $v_s > 10$ m/s<br>喷油润滑 |

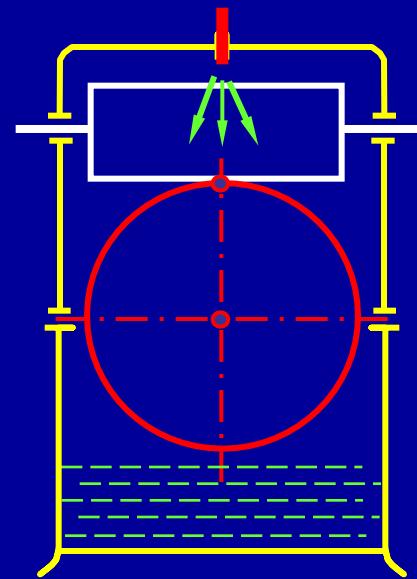
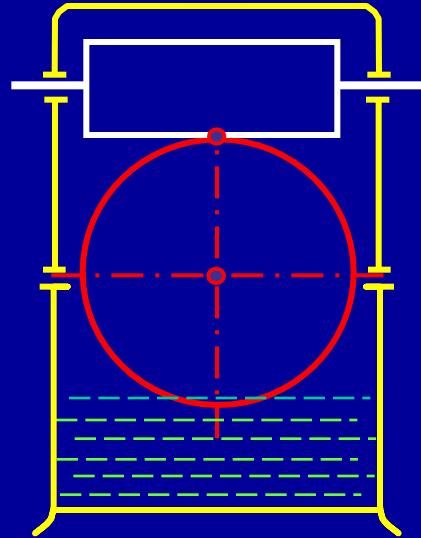
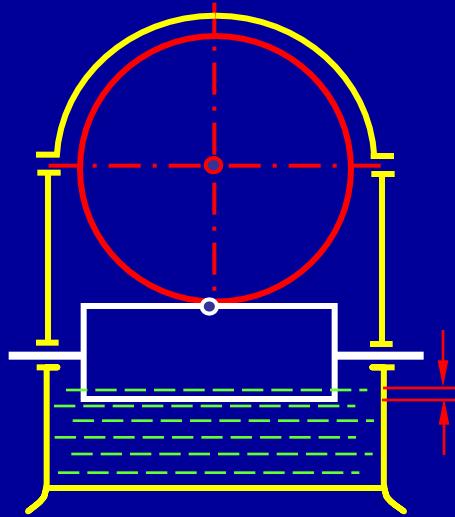


润滑方式的选择：

当 $v_s \leq 5\sim 10$  m/s时，采用油池浸油润滑。为了减少搅油损失，下置式蜗杆不宜浸油过深。

当 $v_s > 4$  m/s时，采用蜗杆在上的结构。

当 $v_s > 10\sim 15$  m/s时，采用压力喷油润滑。



### 三、蜗杆传动的热平衡计算

对闭式传动，热量由箱体散逸，要求箱体与环境温差：

$$\Delta t = \frac{1000P_1(1-\eta)}{\alpha_t A} \leq [\Delta t]$$

$\Delta t = (t - t_0)$ ----温度差；  $P_1$ ----蜗杆传递的功率；

$\alpha_t$ ----表面散热系数；一般取： $\alpha_t = 10 \sim 17 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$

$\eta$ ----为传动效率

$A$ ----散热面积， $\text{m}^2$ ，指箱体外壁与空气接触而内壁被油飞溅到的箱壳面积。对于箱体上的散热片，其散热面积按50%计算。

由于蜗杆传动效率低，发热量大，若不及时散热，会引起箱体内，油温升高，润滑失效，导致轮齿磨损加剧，甚至出现胶合。因此，对连续工作的闭式蜗杆传动必须进行热平衡计算。



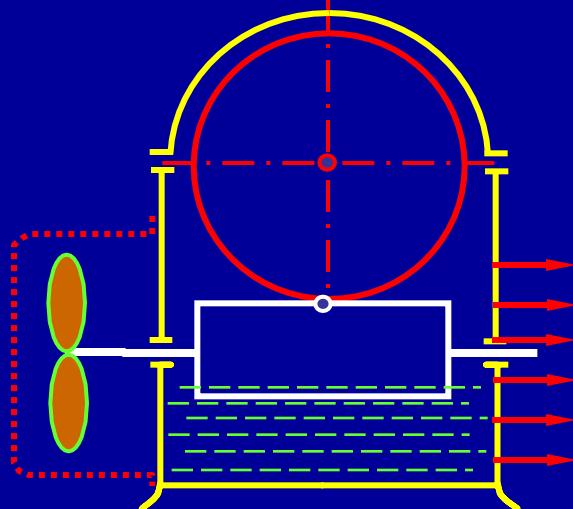
$[\Delta t]$ ----温差许用值，一般取：

$$[\Delta t]=60\sim70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

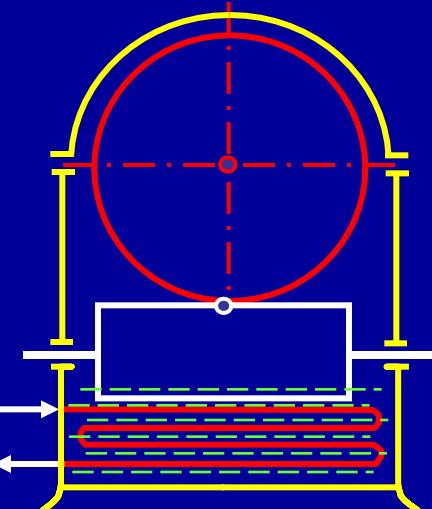
要求油温： $t = t_0 + \Delta t < 90 \text{ } ^\circ\text{C}$

不能满足要求时，可采取冷却措施：

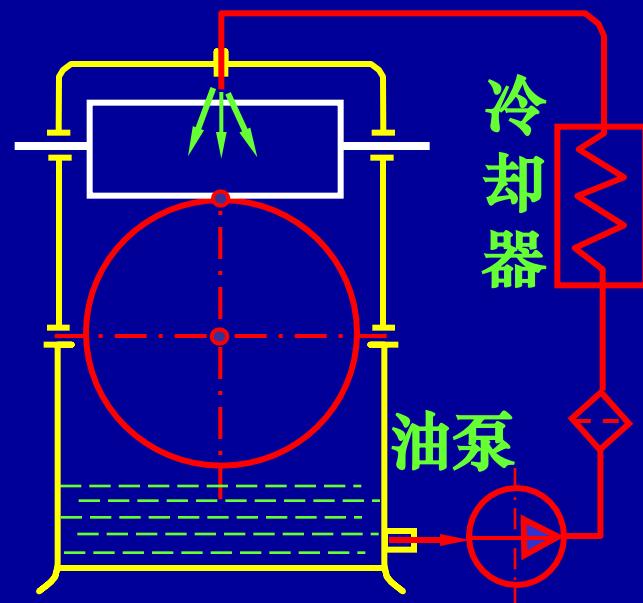
- 1) 增加散热面积----加散热片；
- 2) 提高表面传热系数----  
加风扇、冷却水管、循环油冷却。



冷却水



冷却水



油泵



## §13-1 带传动的类型和应用

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## §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 普通V带传动的计算

## §13-6 V带轮的结构

## §13-7 同步带传动简介★

## §13-8 链传动的特点和应用★

## §13-9 链条和链轮★

## §13-10 链传动的运动分析和受力分析★

## §13-11 链传动的主要及其选择★

## §13-12 滚子链传动的计算★

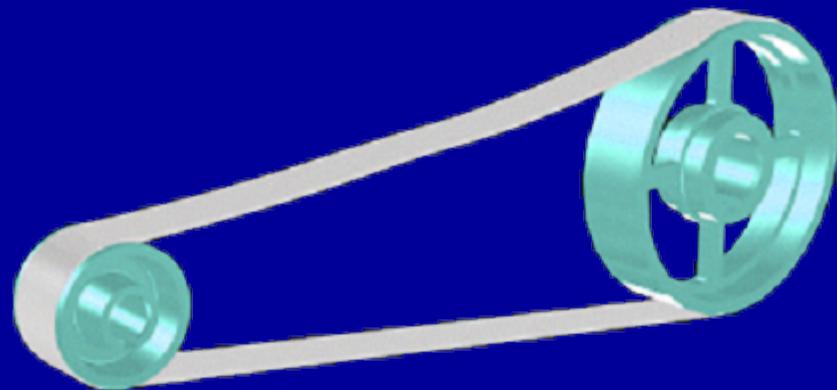
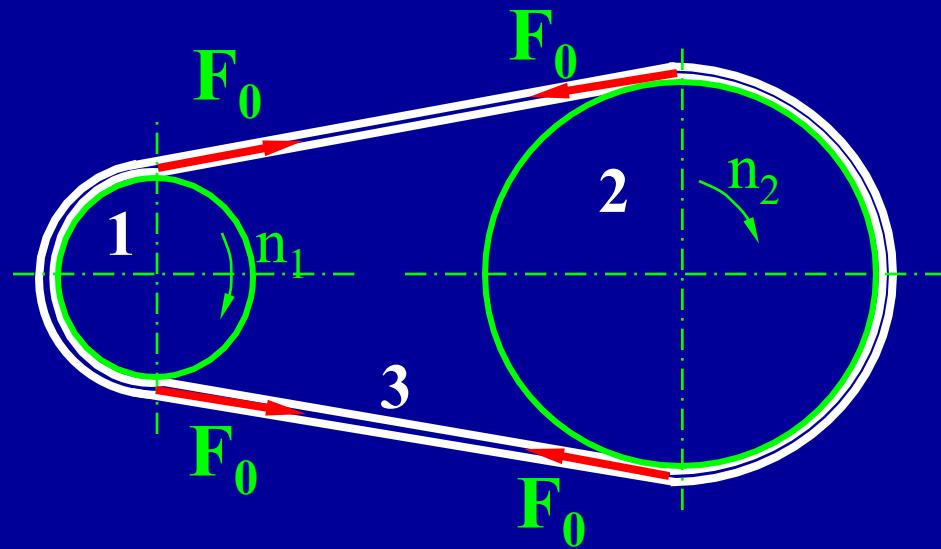
## §13-13 链传动的润滑和布置★

## § 13-1 带传动的类型和应用



带传动的组成：

主动轮1、从动轮2、环形带3。



工作原理：

安装时带被张紧在带轮上，产生的初拉力使得带与带轮之间产生压力。主动轮转动时，依靠摩擦力托动从动轮一起同向回转。

# 带传动的类型

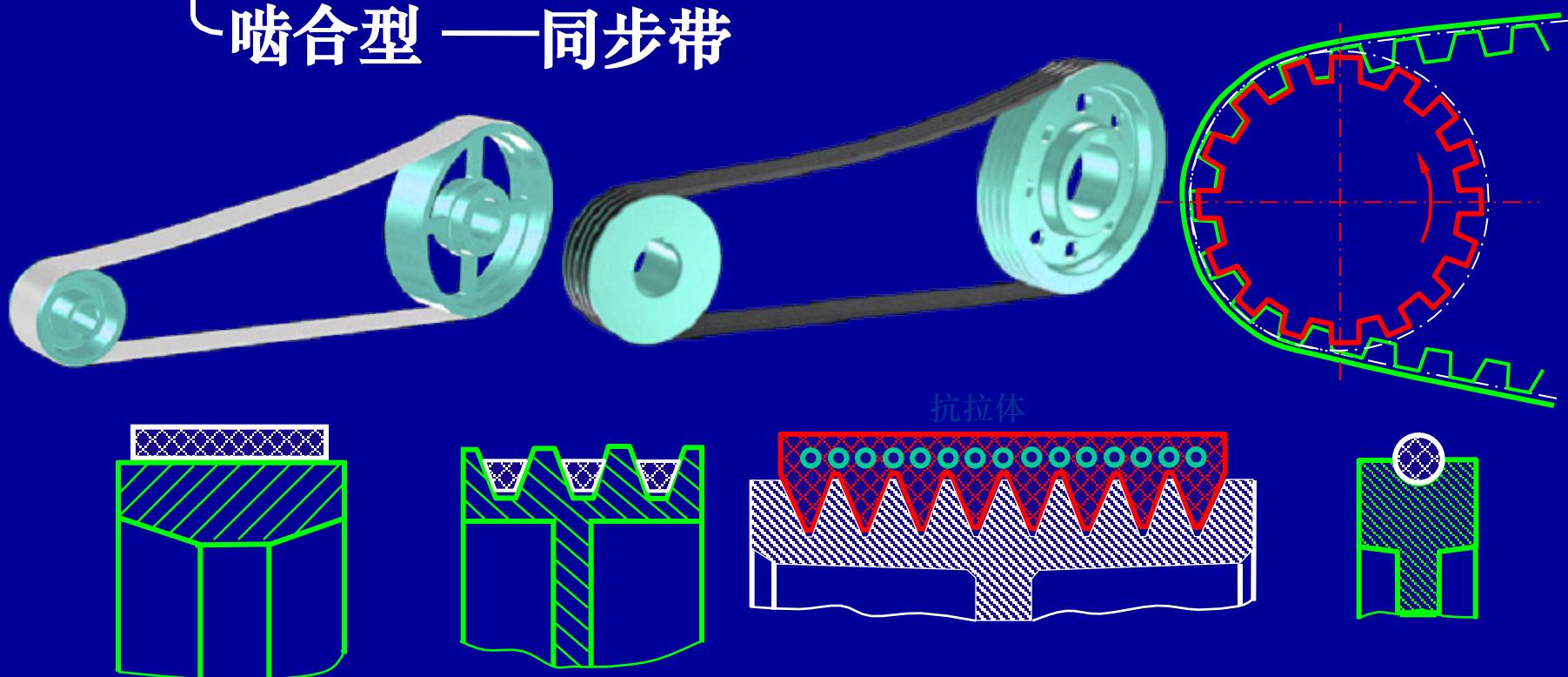


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology



----摩擦牵引力大  
----摩擦牵引力大  
----牵引力小，用于仪器



应用：两轴平行、且同向转动的场合。称为开口传动。



# 带传动的几何关系

中心距a

包角 $\alpha$ :

$$\alpha = \pi \pm 2\theta$$

因  $\theta$  较小, 以  $\theta \approx \sin \theta = \frac{d_2 - d_1}{2a}$

代入得:

$$\alpha = \pi \pm \frac{d_2 - d_1}{\theta} \quad (\text{rad})$$

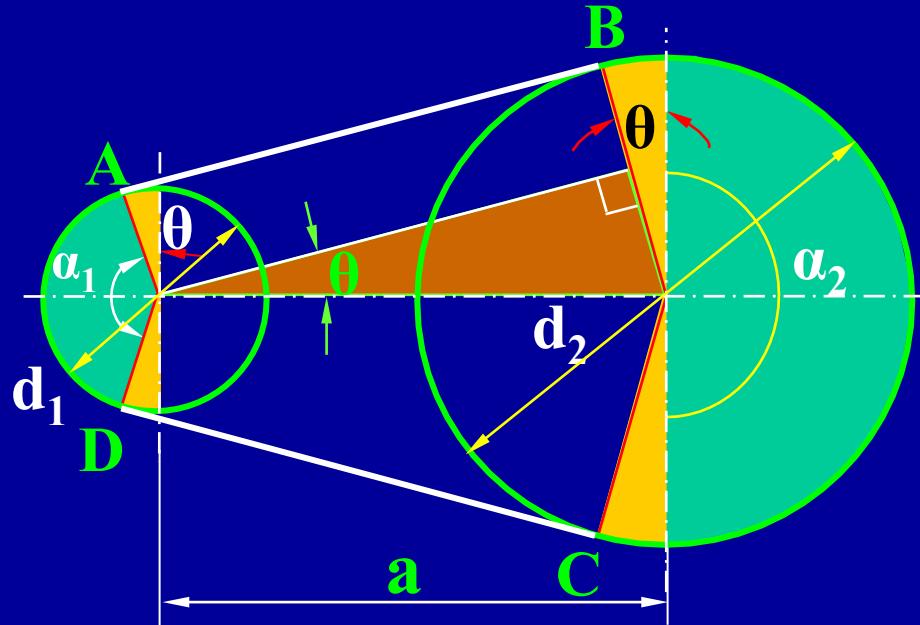
$$\alpha = 180^\circ \pm \frac{d_2 - d_1}{\theta} \times 57.3^\circ$$

带长:

$$L = 2\overline{AB} + \widehat{\overline{BC}} + \widehat{\overline{AD}}$$

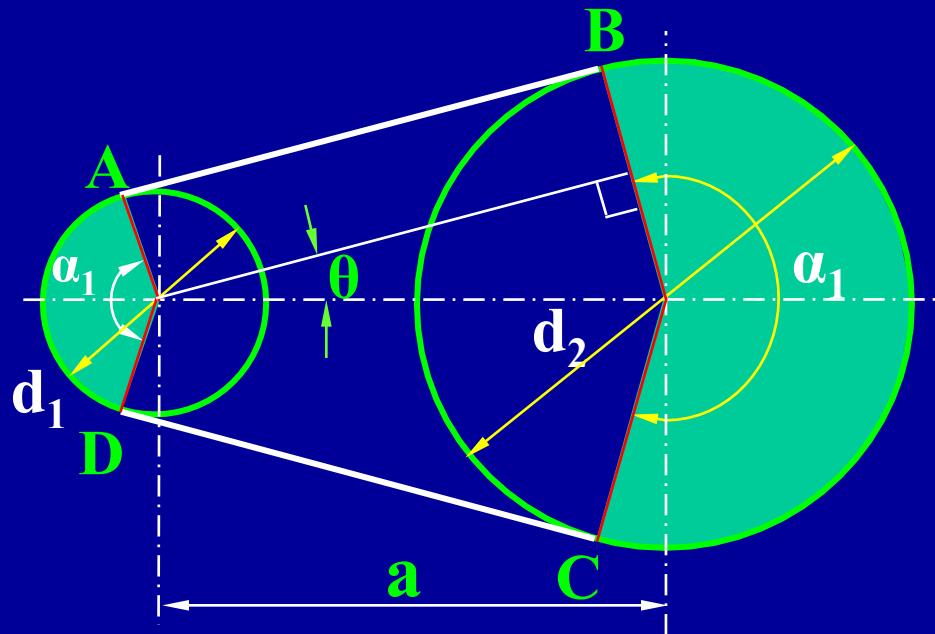
$$= 2a \cos \theta + \frac{d_2}{2}(\pi + 2\theta) + \frac{d_1}{2}(\pi - 2\theta)$$

$$= 2a \cos \theta + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \theta(d_2 - d_1)$$



以  $\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} \approx 1 - \frac{1}{2}\theta^2$

及  $\theta \approx \frac{d_2 - d_1}{2a}$  代入得



带长: 
$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

已知带长时, 由上式可得中心距 :

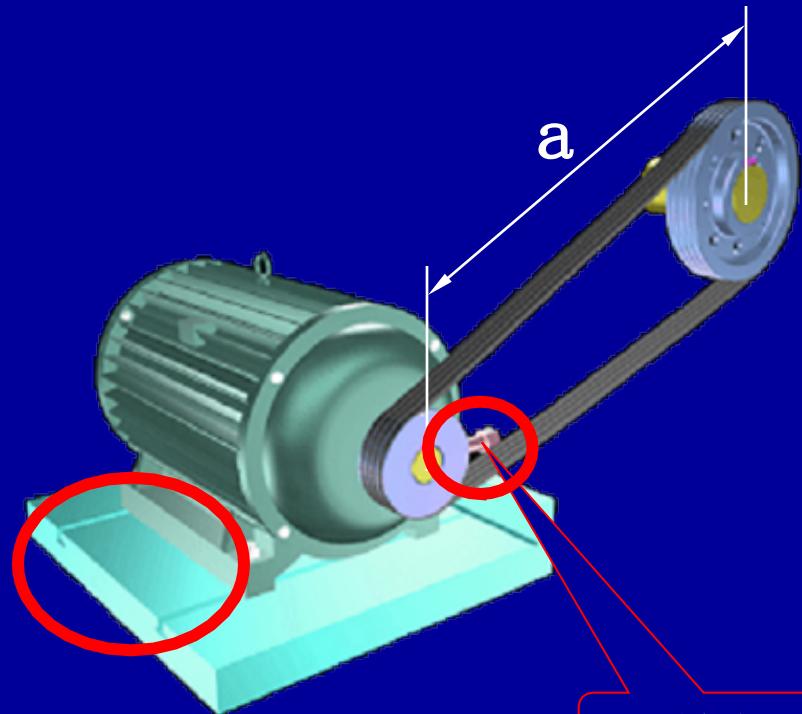
$$a \approx \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

带传动不仅安装时必须把带张紧在带轮上, 而且当带工作一段时间之后,  
因带永久伸长而松弛时, 还应当重新张紧。



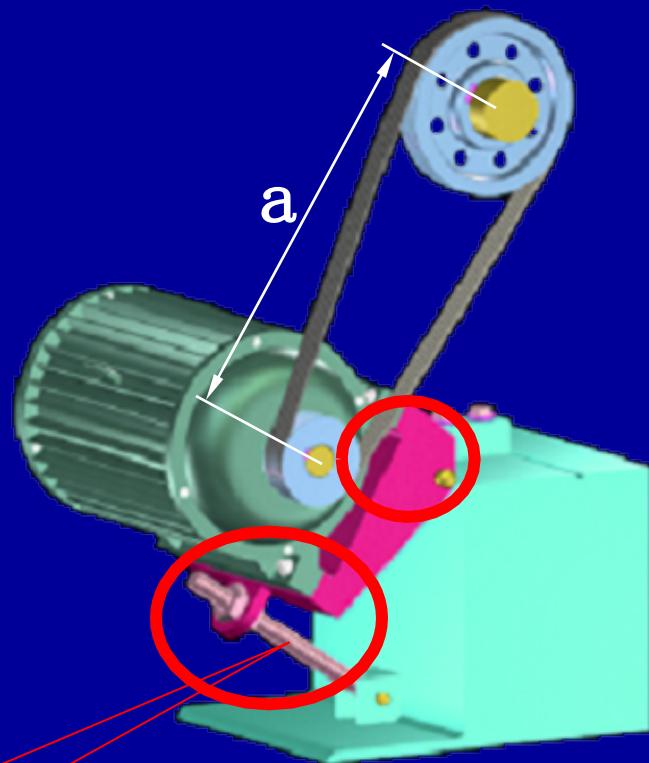
# 带传动的张紧方法:

## 1. 调整中心距



滑道式张紧装置

调整螺钉



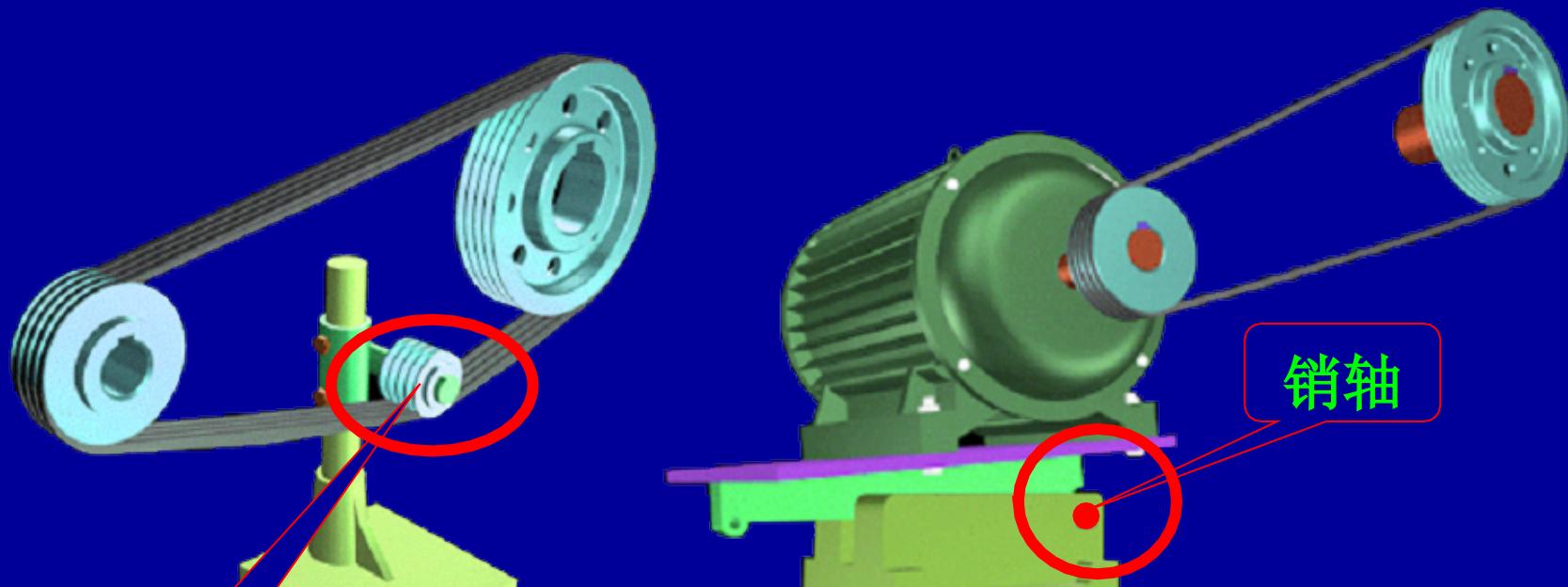
摆架式张紧装置

调整螺钉



## 带传动的张紧方法:

1. 调整中心距
2. 采用张紧轮
3. 自动张紧



张紧轮

自动张紧装置



## 带传动的优点：

1. 适用于中心距较大的传动；
2. 带具有良好的挠性，可缓和冲击、吸收振动；
3. 过载时带与带轮之间会出现打滑，避免了其它零件的损坏；
4. 结构简单、成本低廉。

## 带传动的缺点：

1. 传动的外廓尺寸较大；
2. 需要张紧装置；
3. 由于带的滑动，不能保证固定不变的传动比；
4. 带的寿命较短；
5. 传动效率较低。



应用：两轴平行、且同向转动的场合（称为开口传动），中小功率电机与工作机之间的动力传递。

V带传动应用最广，带速： $v=5\sim25 \text{ m/s}$

传动比： $i=7$

效率： $\eta \approx 0.9\sim0.95$

# 第13章 带传动和链传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

§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 普通V带传动的计算

§13-6 V带轮的结构

§13-7 同步带传动简介★

§13-8 链传动的特点和应用★

§13-9 链条和链轮★

§13-10 链传动的运动分析和受力分析★

§13-11 链传动的主要及其选择★

§13-12 滚子链传动的计算★

§13-13 链传动的润滑和布置★

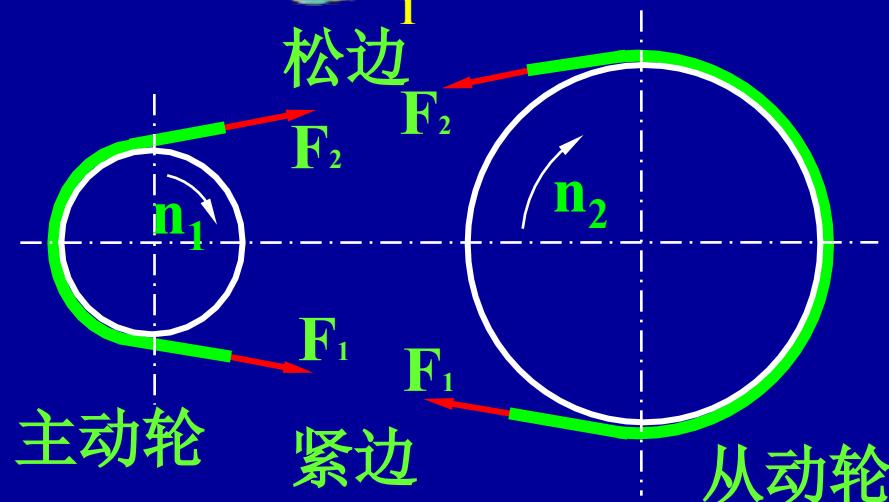
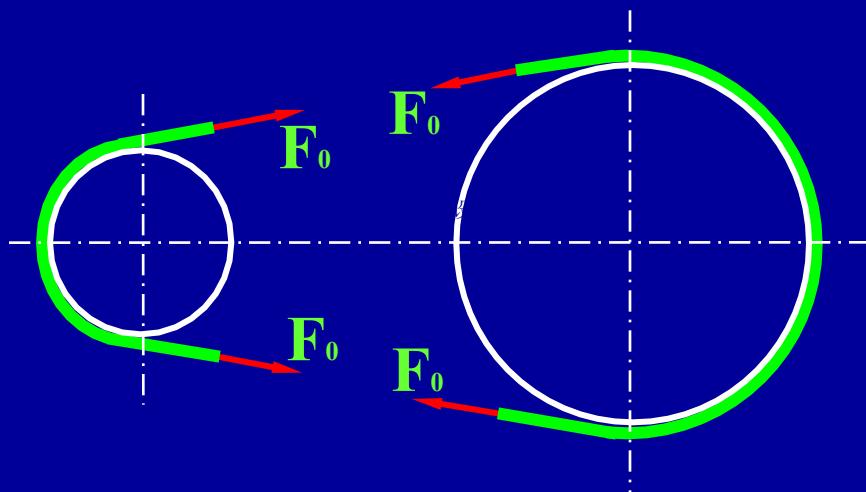
带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

为了可靠工作，带必须以一定的初拉力张紧在带轮上。



静止时，带两边的初拉力相等：

$$F_1 = F_2 = F_0$$



传动时，由于摩擦力的作用，带两边的拉力不再相等：

$$F_1 \neq F_2 \quad F_1 \uparrow, \text{ 紧边 } \quad F_2 \downarrow, \text{ 松边}$$

设带的总长不变，则紧边拉力增量和松边的拉力减量相等：

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \rightarrow F_0 = (F_1 + F_2)/2$$



称  $F_1 - F_2$  为有效拉力，即带所能传递的圆周力： $F = F_1 - F_2$

且传递功率与圆周力和带速之间有如下关系：

$$P = \frac{Fv}{1000}$$

当圆周力  $F > \sum F_i$  时，带与带轮之间出现显著的滑动，称为打滑。经常出现打滑使带的磨损加剧、传动效率降低，导致传动失效。

以平带为例，分析打滑时紧边拉力  $F_1$  和松边拉力  $F_2$  之间的关系。

取一小段弧进行分析：参数如图

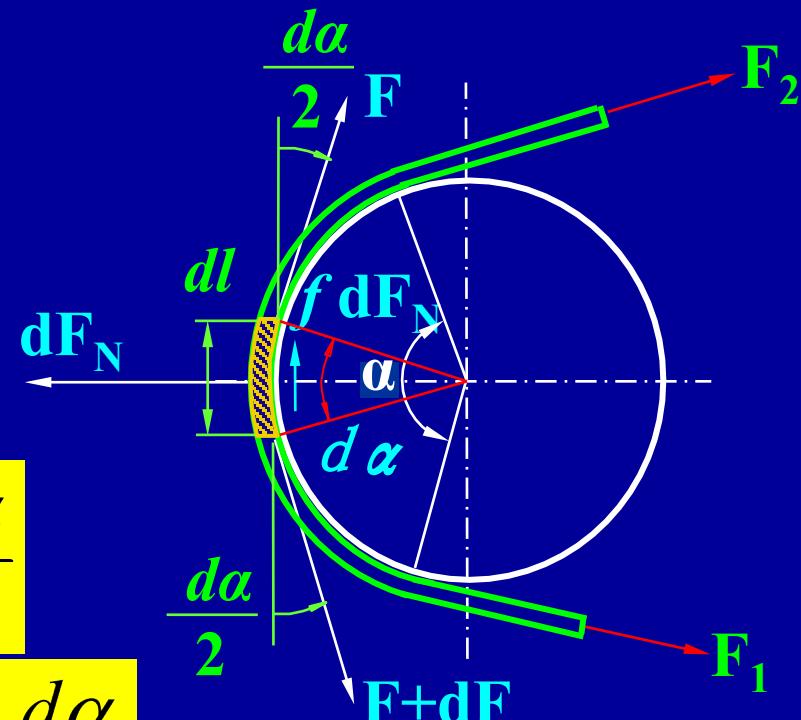
正压力： $dF_N$  摩擦力：  $f dF_N$

两端的拉力：  $F$  和  $F+dF$

力平衡条件：忽略离心力，水平、垂直力分别平衡

$$dF_N = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2}$$

$$f dF_N = (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - F \cos \frac{d\alpha}{2}$$





由力平衡条件：

$$dF_N = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2}$$

$$fdF_N = (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - F \cos \frac{d\alpha}{2}$$

因  $d\alpha$  很小，可取  $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}, \cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$

去掉二阶微量  $F \cdot \frac{d\alpha}{2}$

$$\begin{aligned} dF_N &= F d\alpha \\ fdF_N &= dF \end{aligned}$$

$$\frac{dF}{F} = f d\alpha$$

积分得： $\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha f d\alpha$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha$$

紧边和松边的拉力之比为：

→ 挠性体摩擦的基本公式

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$$

# 联立求解：

$$F = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_1 = F \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \end{array} \right\} \rightarrow$$

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

$$\rightarrow$$

$$F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right)$$

分析： $\left. \begin{array}{l} f \uparrow \\ \alpha \uparrow \end{array} \right\} \rightarrow F \uparrow \quad \because \alpha_1 < \alpha_2$

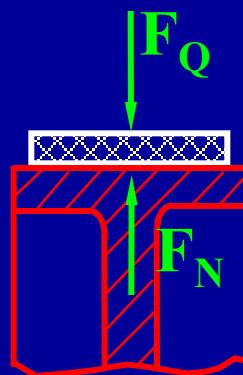
V带传动与平皮带传动初拉力相等时，它们的法向力则不同。

平带的极限摩擦力为：

$$F_N f = F_Q f$$

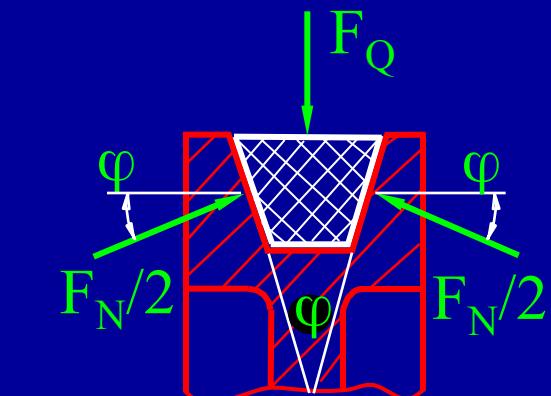
则V带的极限摩擦力为：

$$F_N f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} F_Q = f' \cdot F_Q$$



$$F_N = F_Q$$

$f'$ ——当量摩擦系数,  $f' > f$



$$F_N = F_Q / \sin(\varphi/2)$$



在相同条件下，V带能传递较大的功率。

或在传递功率相同时，V带传动的结构更为紧凑。

用  $f'$  代替  $f$  后，得以下计算公式：

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f'\alpha}$$

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f'\alpha}}{e^{f'\alpha} - 1}$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f'\alpha} - 1}$$

$$F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f'\alpha}}\right)$$

# 第13章 带传动和链传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

§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 普通V带传动的计算

§13-6 V带轮的结构

§13-7 同步带传动简介★

§13-8 链传动的特点和应用★

§13-9 链条和链轮★

§13-10 链传动的运动分析和受力分析★

§13-11 链传动的主要及其选择★

§13-12 滚子链传动的计算★

§13-13 链传动的润滑和布置★

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

# § 13-3 带的应力分析

## 1. 紧边和松边拉力产生的拉应力

紧边拉应力:  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad MPa$

松边拉应力:  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad MPa$

## 2. 离心力产生的拉应力

带在微弧段上产生的离心力:

$$dF_{Nc} = m \cdot a = (rd\alpha)q \cdot r\omega^2$$

$$= (rd\alpha)q \frac{v^2}{r}$$

$$= qv^2 d\alpha \quad N$$

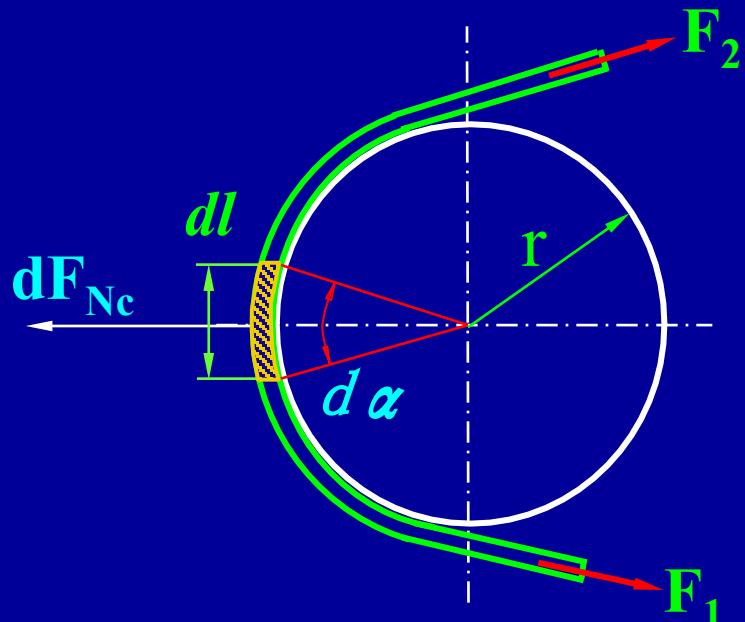


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

带工作时应力由三部分组成

A为带的横截面积





离心力  $F_{Nc}$  在微弧段两端会产生拉力  $F_c$ 。

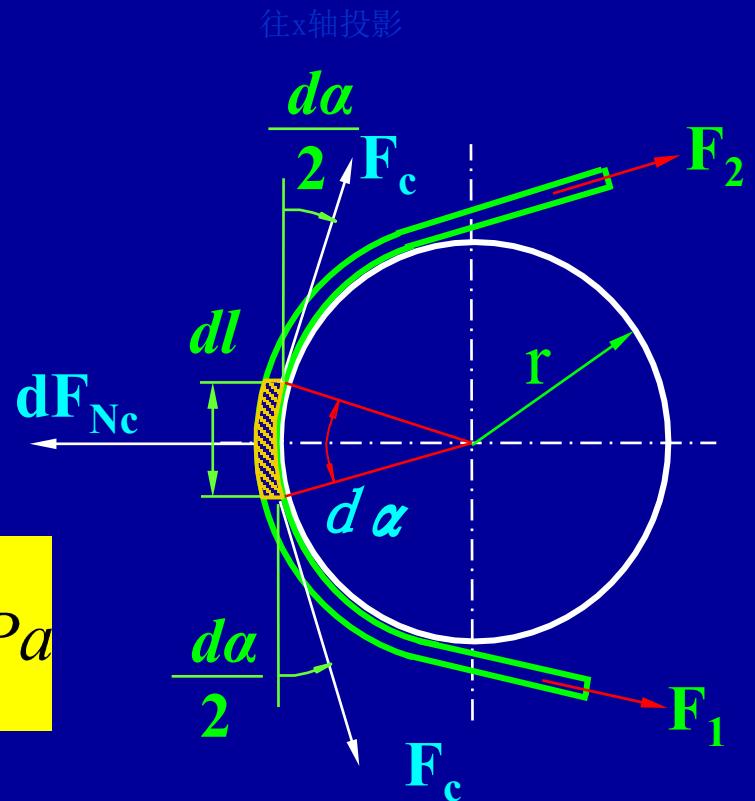
由力平衡条件得：  $2F_c \sin \frac{da}{2} = qv^2 da$

取  $\sin \frac{da}{2} \approx \frac{da}{2}$ , 得：

$$F_c = qv^2 N$$

离心力只发生在带作圆周运动的部分，  
但由此引起的拉力确作用在带的全长。

离心拉应力： $\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A} MPa$



### 3. 弯曲应力

当带绕过带轮时，因为弯曲而产生弯曲应力



设 $y$ 为带的中心层到最外层的垂直距离；

$E$ 为带的弹性模量；  $d$ 为带轮直径。

由材料力学公式得

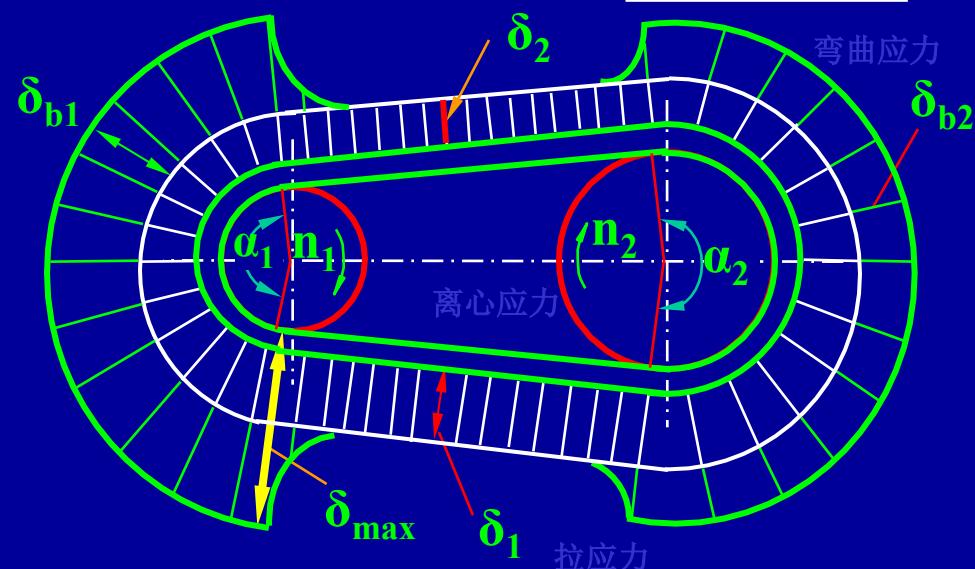
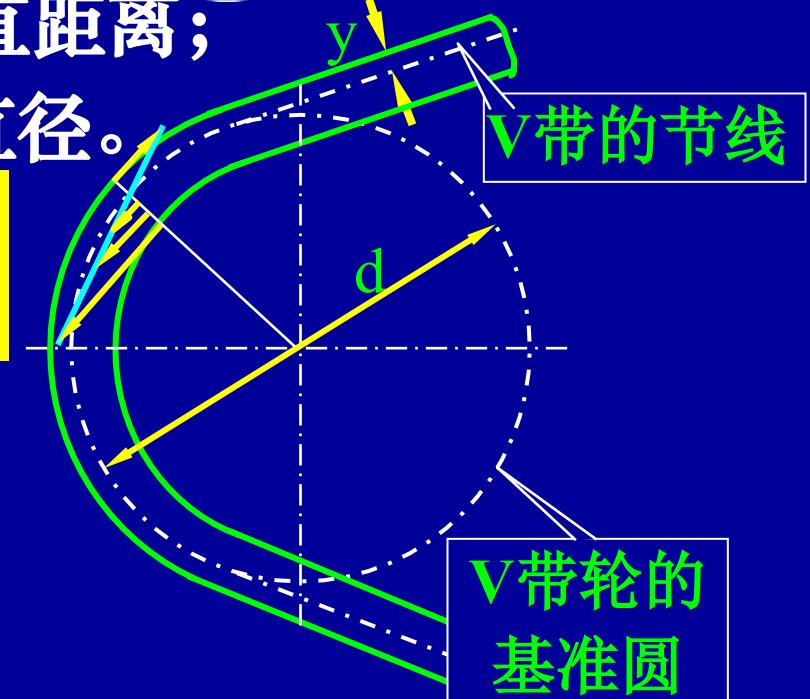
弯曲应力为：

$$\sigma_b = \frac{2yE}{d} \quad MPa$$

### 4. 应力分布及最大应力

最大应力  $\sigma_{max}$  出现在紧边与小轮的接触处。

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$$

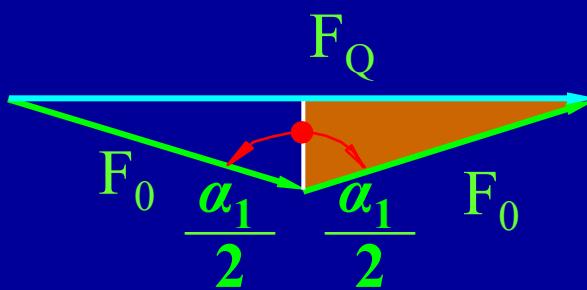
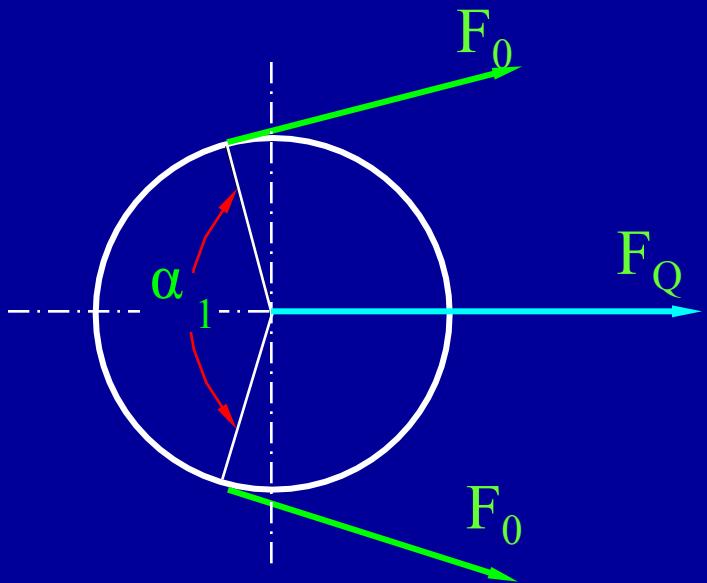


## 5. 作用在轴上的力



由力平衡条件得静止时轴上的压力为：

$$F_Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



# 第13章 带传动和链传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

§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 普通V带传动的计算

§13-6 V带轮的结构

§13-7 同步带传动简介★

§13-8 链传动的特点和应用★

§13-9 链条和链轮★

§13-10 链传动的运动分析和受力分析★

§13-11 链传动的主要及其选择★

§13-12 滚子链传动的计算★

§13-13 链传动的润滑和布置★

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。



**弹性滑动：**由于带的弹性变形而引起的带与带轮之间的相对滑动。

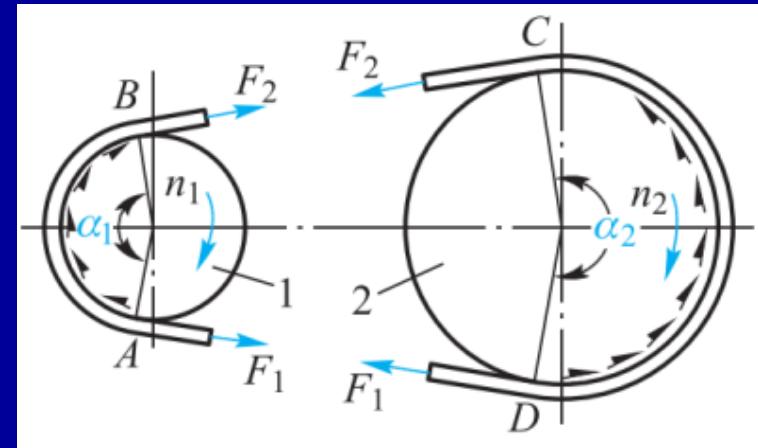
### 产生原因：

带自A点绕上主动轮1时，带速与主动轮速 $v_1$ 相等；

带由A点转到B点的过程中，带拉力由 $F_1$ 减至 $F_2$ ，带的弹性伸长量逐渐减小，带与轮面发生相对滑动，导致带速由轮速 $v_1$ 逐渐降至 $v$ ；

带自C点绕上从动轮2时，从动轮速与带速 $v$ 相等；

带由C点转到D点的过程中，带拉力由 $F_2$ 增至 $F_1$ ，带的弹性伸长量逐渐增加，带与轮面发生相对滑动，导致轮速由带速 $v$ 逐渐降至 $v_2$ 。



带与轮面之间的相对弹性滑动，导致两次失速：

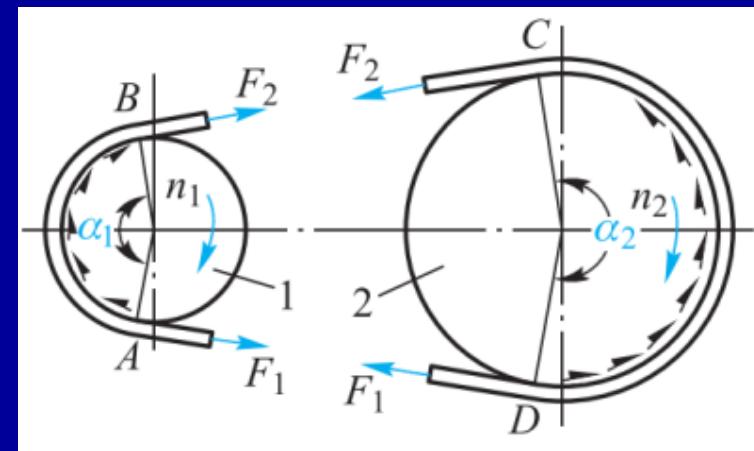
$$\begin{aligned} v_1 \text{ (主动轮速)} &> v \text{ (BC段带速)} \\ &> v_2 \text{ (从动轮速)} \end{aligned}$$

**特点：**带的弹性、紧边与松边拉力差均不可避免，弹性滑动是带传动的固有特性

**后果：**传动比不准确；带的磨损、发热、温升，效率降低

定义： $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{d_1 n_1 - d_2 n_2}{d_1 n_1}$

得从动轮的转速： $n_2 = \frac{n_1 d_1 (1 - \varepsilon)}{d_2}$



V带传动的滑动率  
 $\varepsilon=0.01\sim0.02$ ，一般可忽略不计。

带传动的传动比： $i = \frac{n_1}{n_2}$



- **打滑现象：**当外载荷所需的圆周力大于带与主动轮轮缘间的极限摩擦力时，带与轮缘表面产生显著的相对滑动。即由于过载而引起的带在带轮上的全面滑动。是一种失效形式。
- 因带在小带轮上的包角较小，故打滑多发生在小带轮上。
- 打滑将使带的磨损加剧，导致传动失效，在设计时就应当考虑避免产生打滑。
- 在带传动突然超载时，打滑可以起到过载保护作用，避免其它零件发生损坏。

# 第13章 带传动和链传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

- §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 普通V带传动的计算
- §13-6 V带轮的结构
- §13-7 同步带传动简介★
- §13-8 链传动的特点和应用★
- §13-9 链条和链轮★
- §13-10 链传动的运动分析和受力分析★
- §13-11 链传动的主要及其选择★
- §13-12 滚子链传动的计算★
- §13-13 链传动的润滑和布置★

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## § 13-5 普通V带传动的计算

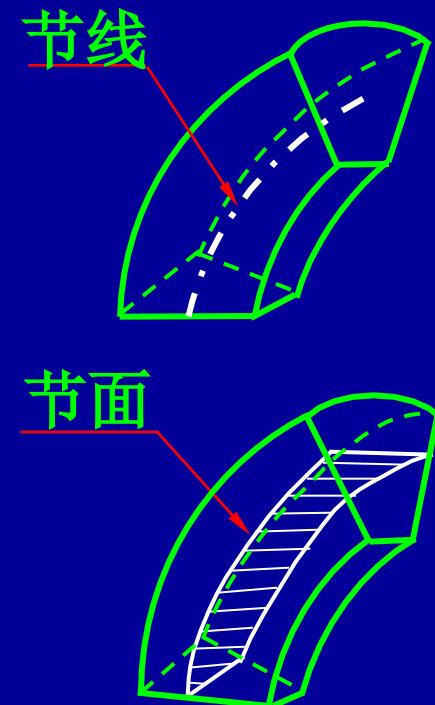
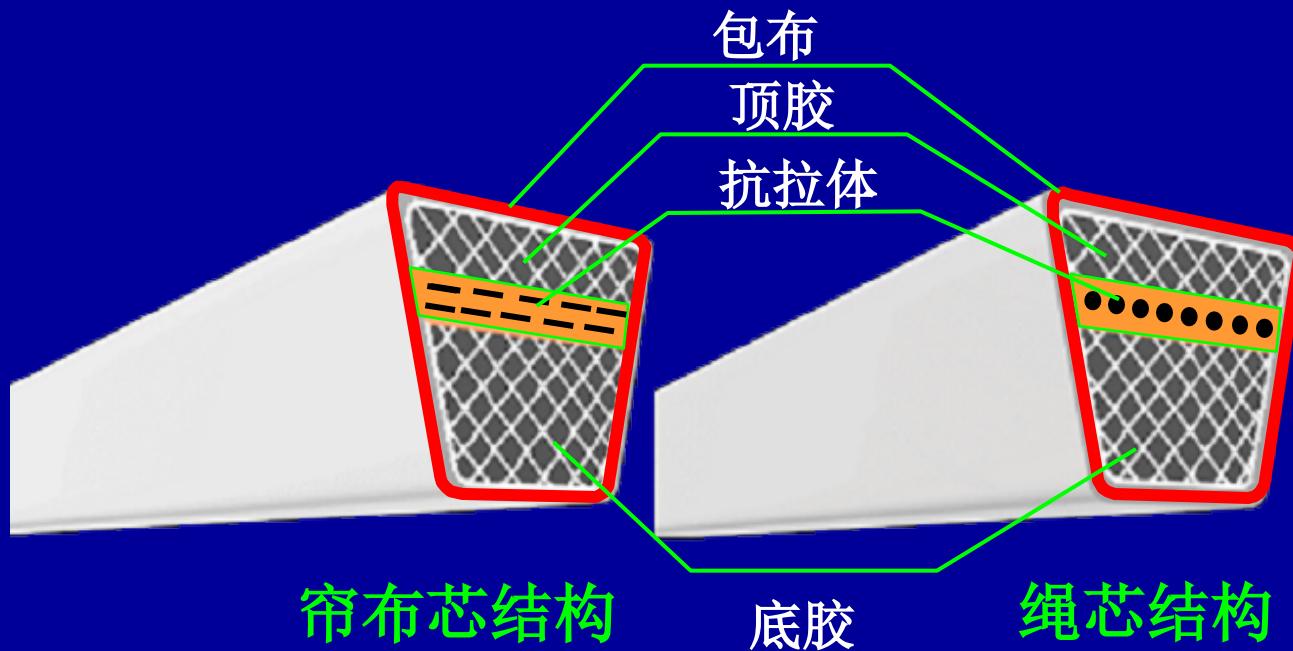
V带可分为：普通V带、窄V带、宽V带、大楔角V带、汽车V带等类型。其中普通V带应用最广。

### 一、V带的规格

组成：抗拉体、顶胶、底胶、包布。

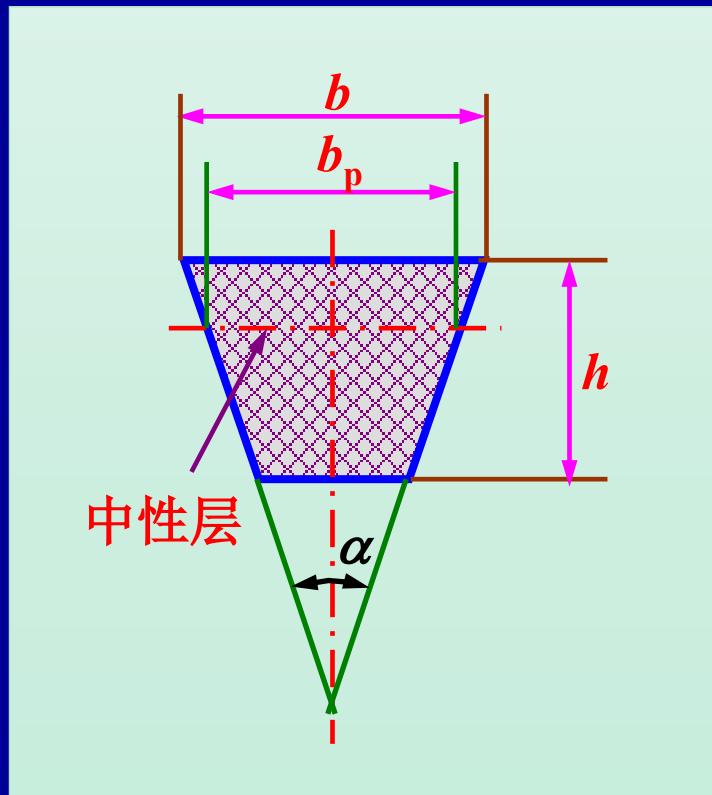
节线：弯曲时保持原长不变的一条周线。

节面：全部节线构成的面。





- 节宽 $b_p$ : 带的节面宽度, 当带受纵向弯曲时, 该宽度保持不变(中性层)。
- V带型号: 按截面尺寸的不同, 普通V带有七种型号(Y、Z、A、B、C、D、E), 窄V带有四种型号(SPZ、SPA、SPB、SPC)。
- 与普通V带相比, 当顶宽 $b$ 相同时, 窄V带的高度较大, 摩擦面较大, 且用合成纤维绳或钢丝绳作抗拉体, 故承载能力可提高1.5~2.5倍, 适用于传递动力大而又要求传动装置紧凑的场合。





- 带轮基准直径 $d$ : 在V带轮上, 与所配用V带的节宽 $b_p$ 相对应的带轮直径。
- 带的基准长度 $L_d$ : V带在规定的张紧力下, 位于带轮基准直径上的周线长度。

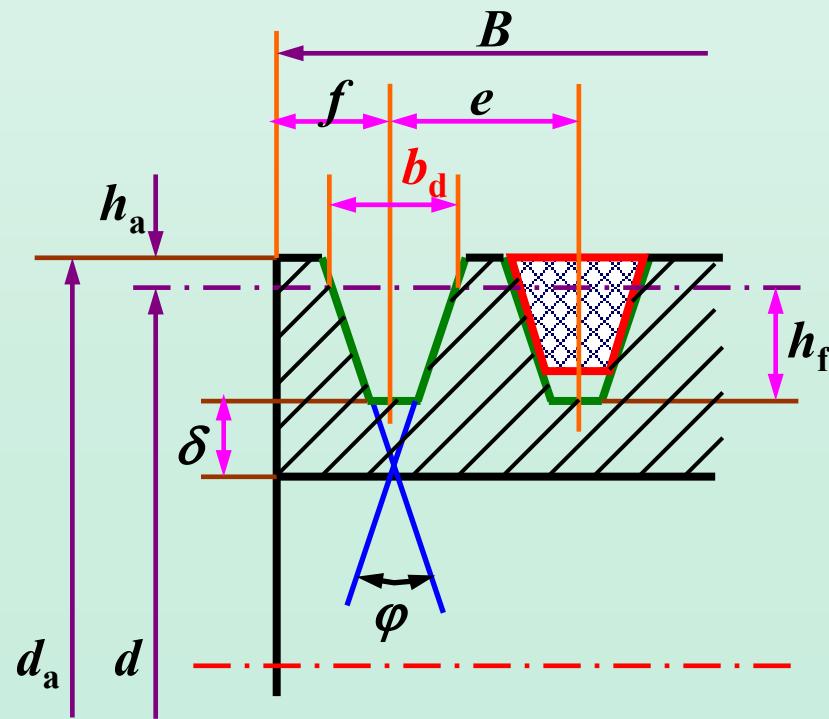
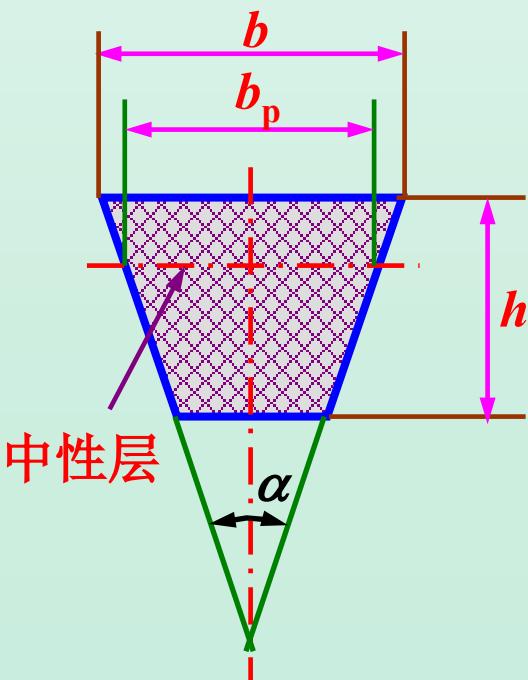
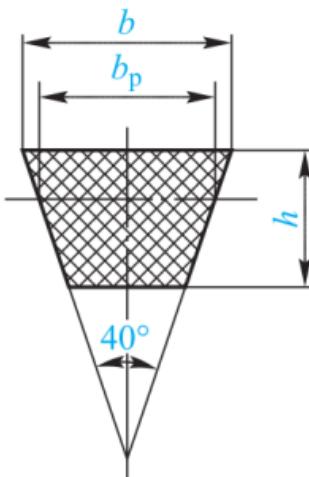
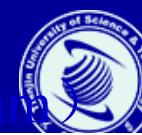




表 13-1 V 带截面尺寸



|              | 类型     |       | 节宽<br>$b_p/\text{mm}$ | 顶宽<br>$b/\text{mm}$ | 高度<br>$h/\text{mm}$ | 单位长度质量<br>$q/(\text{kg}/\text{m})$ |
|--------------|--------|-------|-----------------------|---------------------|---------------------|------------------------------------|
|              | 普通 V 带 | 窄 V 带 |                       |                     |                     |                                    |
| Y            |        |       | 5.3                   | 6.0                 | 4.0                 | 0.023                              |
| Z<br>( SPZ ) |        |       | 8.5                   | 10.0                | 6.0                 | 0.060                              |
|              |        |       | 8.5                   | 10.0                | 8.0                 | 0.072                              |
| A<br>( SPA ) |        |       | 11                    | 13.0                | 8.0                 | 0.105                              |
|              |        |       | 11                    | 13.0                | 10.0                | 0.112                              |
| B<br>( SPB ) |        |       | 14                    | 17.0                | 11.0                | 0.170                              |
|              |        |       | 14                    | 17.0                | 14.0                | 0.192                              |
| C<br>( SPC ) |        |       | 19                    | 22.0                | 14.0                | 0.300                              |
|              |        |       | 19                    | 22.0                | 18.0                | 0.370                              |
| D            |        |       | 27                    | 32.0                | 19.0                | 0.630                              |
| E            |        |       | 32                    | 38.0                | 23.0                | 0.970                              |

普通V带基准长度 $L_0$  (mm)

| 型 号 |       |       |       |        |        |        |
|-----|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| Y   | Z     | A     | B     | C      | D      | E      |
| 200 | 405   | 630   | 930   | 1 565  | 2 740  | 4 660  |
| 224 | 475   | 700   | 1 000 | 1 760  | 3 100  | 5 040  |
| 250 | 530   | 790   | 1 100 | 1 950  | 3 330  | 5 420  |
| 280 | 625   | 890   | 1 210 | 2 195  | 3 730  | 6 100  |
| 315 | 700   | 990   | 1 370 | 2 420  | 4 080  | 6 850  |
| 355 | 780   | 1 100 | 1 560 | 2 715  | 4 620  | 7 650  |
| 400 | 920   | 1 250 | 1 760 | 2 880  | 5 400  | 9 150  |
| 450 | 1 080 | 1 430 | 1 950 | 3 080  | 6 100  | 12 230 |
| 500 | 1 330 | 1 550 | 2 180 | 3 520  | 6 840  | 13 750 |
|     | 1 420 | 1 640 | 2 300 | 4 060  | 7 620  | 15 280 |
|     | 1 540 | 1 750 | 2 500 | 4 600  | 9 140  | 16 800 |
|     |       | 1 940 | 2 700 | 5 380  | 10 700 |        |
|     |       | 2 050 | 2 870 | 6 100  | 12 200 |        |
|     |       | 2 200 | 3 200 | 6 815  | 13 700 |        |
|     |       | 2 300 | 3 600 | 7 600  | 15 200 |        |
|     |       | 2 480 | 4 060 | 9 100  |        |        |
|     |       | 2 700 | 4 430 | 10 700 |        |        |
|     |       |       | 4 820 |        |        |        |
|     |       |       | 5 370 |        |        |        |
|     |       |       | 6 070 |        |        |        |



## 二、单根普通V带的许用功率

单根带所能传递的有效拉力为：

$$F = F_1 - F_2 = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right)$$

带载带轮上打滑或发生脱层、撕裂、拉断等疲劳损坏时，就不能传递动力。因此带传动的设计依据是保证带不打滑及具有一定的疲劳寿命。

传递的功率为： $P_0 = F \cdot \frac{v}{1000} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \cdot \frac{v}{1000} = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \cdot \frac{v}{1000}$

为保证带具有一定的疲劳寿命，应使：

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_c \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 = [\sigma] - \sigma_b - \sigma_c$$

代入得：  $P_0 = ([\sigma] - \sigma_b - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \cdot \frac{Av}{1000} \quad KW$

在  $\alpha=\pi$ ,  $L_d$  为特定长度、抗拉体为化学纤维绳芯结构条件下计算所得  $P_0$  称为单根带的基本额定功率。详见表 13-4 教材 P216。



实际工作条件与特定条件不同时，应对 $P_0$ 值加以修正。  
修正结果称为许用功率 $[P_0]$

$$[P_0] = (P_0 + \Delta P_0) K_a K_L$$

$K_L$ —长度系数；考虑带长不为特定长度时对传动能力的影响，普通V带和窄V带可见表13-2和13-3

$\Delta P_0$ --功率增量；考虑在*i*≠1，带在大轮上的弯曲应力较小，故在寿命相同的情况下，可增大传递功率，取值详见表13-6和13-7

$K_a$ —包角系数。考虑 $\alpha \neq 180^\circ$ 时对传动能力的影响，见表13—8



### 三、普通V带的型号和根数的确定

#### 1. 确定计算功率

计算功率:  $P_c = K_A P$

$K_A$ —工作情况系数 详下页见表13-9

$P$ —名义传动功率, kW

表13-9 工作情况系数



| 载荷性质   | 工作机  | 原动机                         |       |     |                             |       |     |
|--------|--|-----------------------------|-------|-----|-----------------------------|-------|-----|
|        |  | 电动机（交流启动、三角启动、直流并励）、四缸以上内燃机 |       |     | 电动机（联机交流启动、直流复励或串励）、四缸以下内燃机 |       |     |
|        |  | 每天工作小时数 / h                 |       |     |                             |       |     |
|        |  | <10                         | 10~16 | >16 | <10                         | 10~16 | >16 |
| 载荷变动很小 | 液体搅拌机、通风机和鼓风机、离心式水泵和压缩机、轻负荷输送机。                  | 1.0                         | 1.1   | 1.2 | 1.1                         | 1.2   | 1.3 |
| 载荷变动小  | 带式输送机、旋转式水泵和压缩机、发电机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、木工机械。         | 1.1                         | 1.2   | 1.3 | 1.2                         | 1.3   | 1.4 |
| 载荷变动较大 | 制砖机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、起重机、磨粉机、冲剪机床、橡胶机械、振动筛、纺织机械等。 | 1.2                         | 1.3   | 1.4 | 1.4                         | 1.5   | 1.6 |
| 载荷变动很大 | 破碎机（旋转式、颚式）、磨碎机（球磨、棒磨、管磨）。                       | 1.3                         | 1.4   | 1.5 | 1.5                         | 1.6   | 1.8 |



## 2. 选择V带型号

根据计算功率 $P_c$ 和小带轮转速 $n_1$ 选取，普通V带见图13-15，窄V带见图下页13-16举例。

## 3. 确定V带根数

根数的确定：

$$z = \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$$

$z$ 应取整数。为使每根V带受力均匀，V带根数不宜太多，通常 $z < 10$ 。

以粗斜直线划定型号区域。若工况坐标点临近两种型号的交界线，可按两种型号同时计算，并分析比较决定取舍。

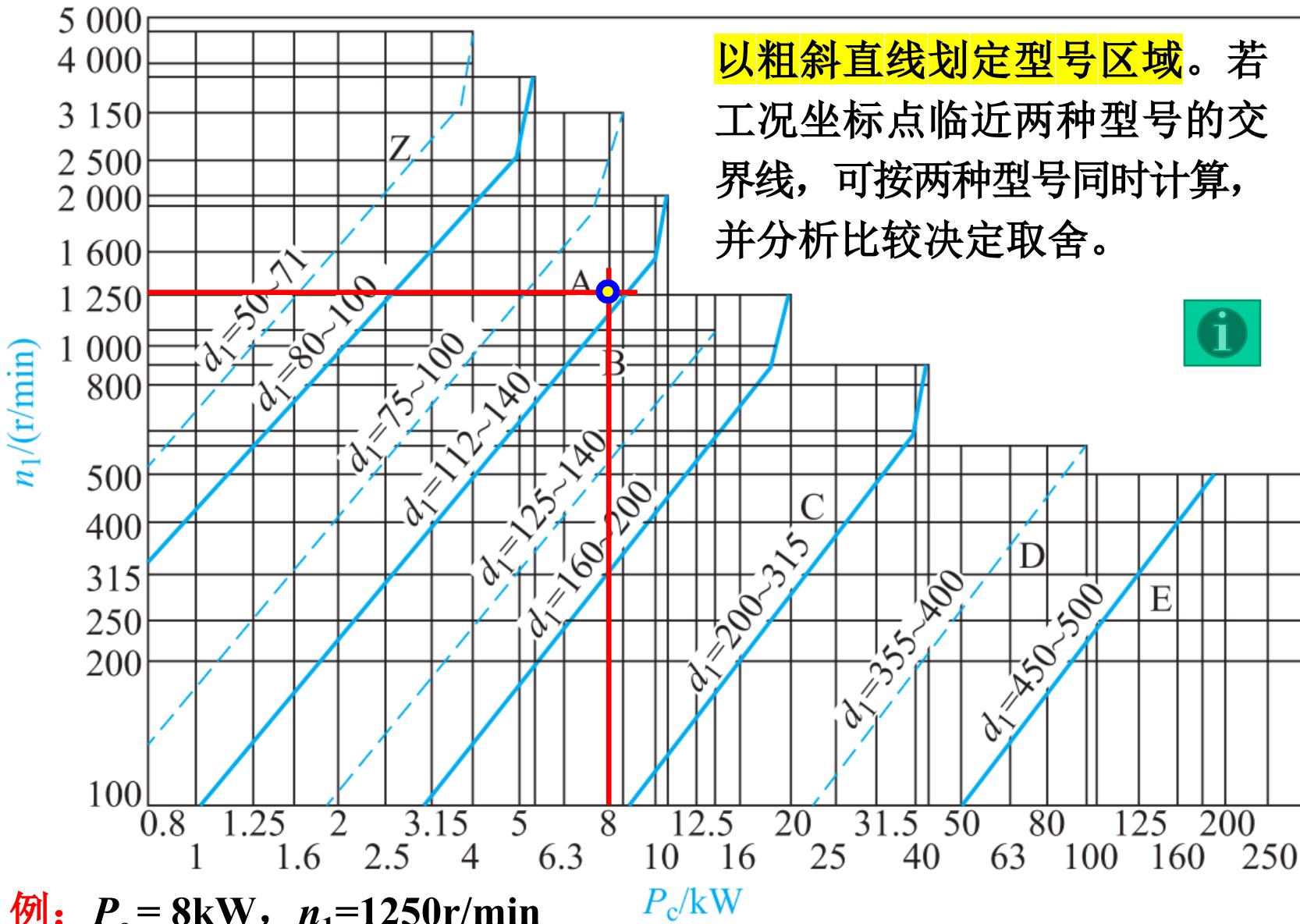


图 13-15 普通 V 带选型图

## 四、主要参数的选择



### 1. 带轮直径与带速

带轮的直径过小，则带的弯曲应力大，寿命降低。应取： $d_1 > d_{min}$

表13--10 带轮的最小直径 $d_{min}$

| 型 号       | Y  | Z  | A  | B   | C   | D   | E   |
|-----------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| $d_{min}$ | 20 | 50 | 75 | 125 | 200 | 315 | 500 |

大带轮的直径 $d_2$ :

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \varepsilon)$$

$d_1$ 、 $d_2$ : 必须符合带轮的基准直径系列:

20 22.4 25 28 31.5 35.5 40 45 50 56 63 67 71 75 80 85 90  
95 100 106 112 118 125 132 140 150 160 170 180 200 212  
224 236 250 265 280 300 315 355 375 400 425 475 500 530  
560 630 670 710 750 800 900 1000



带速:  $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} m / s$

一般应使v在5~25m/s的范围内。

## 2.中心距、带长和包角

一般按推荐范围初步确定:  $0.7(d_1+d_2) < a_0 < 2(d_1+d_2)$

初定V带基准长度:

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$

根据 $L_0$ 由表13-2选取接近的基准长度 $L_d$ , 然后近似计算中心距:

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2}$$

中心距变动范围为: 考虑带传动的安装、调整和V带张紧的需要。

$$(a - 0.015L_d) \sim (a + 0.015L_d)$$



小轮包角:  $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ$

一般应使  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ , 否则可加大中心距或增加张紧轮。

### 3. 初拉力

保持适当的初拉力是带传动工作的首要条件。初拉力不足，会出现打滑，初拉力过大将增大轴和轴承上的压力，并降低带的寿命。

计算公式:  $F_0 = \frac{500 P_c}{zv} \left( \frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$

其中:  $P_c$ 为计算功率;  $z$ 为V带根数;  $v$ 为带速;  
 $q$ 为V带每米长的质量;  $K_a$ 为包角修正系数。

### 4. 作用在带轮轴上的压力

带传动作用在轴上的压力，可近似按下式计算

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$



设计带传动的原始数据是：传动用途、载荷性质、传递功率、带轮转速以及对传动的外廓尺寸的要求等。

设计带传动的主要任务是：选择合理的传动参数、确定V带型号、长度和根数；确定带轮材料、结构和尺寸。



## 带传动设计的步骤：

- 功率  $P$
- 主动轮转速  $n_1$
- 从动轮转速  $n_2$  (或  $i_{12}$ )
- 工作条件



- ① 带型号
- ② 带轮直径  $d_1$ 、 $d_2$
- ③ 带根数  $z$
- ④ 中心距  $a$
- ⑤ 带长  $L_d$
- ⑥ 初拉力  $F_0$
- ⑦ 压轴力  $F_Q$
- ⑧ 带轮结构

# 第13章 带传动和链传动



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

- §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 普通V带传动的计算
- §13-6 V带轮的结构**
- §13-7 同步带传动简介★
- §13-8 链传动的特点和应用★
- §13-9 链条和链轮★
- §13-10 链传动的运动分析和受力分析★
- §13-11 链传动的主要及其选择★
- §13-12 滚子链传动的计算★
- §13-13 链传动的润滑和布置★

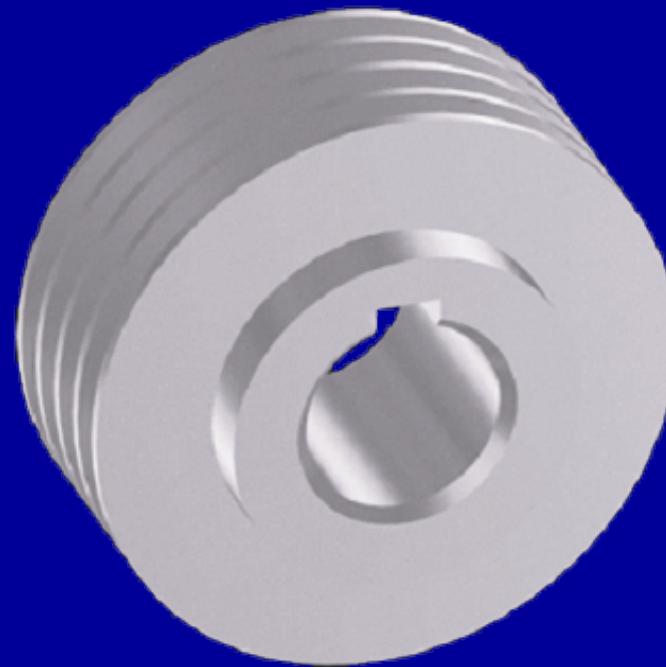
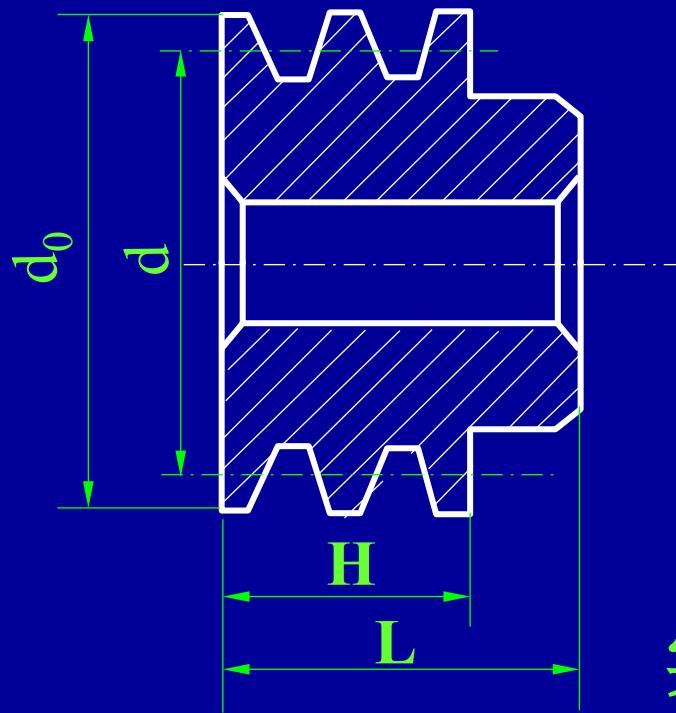
带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## § 13-6 V带轮的结构



带轮的材料：常用铸铁，有时也采用钢或塑料和木材。

带轮的结构 { 实心式----直径小；

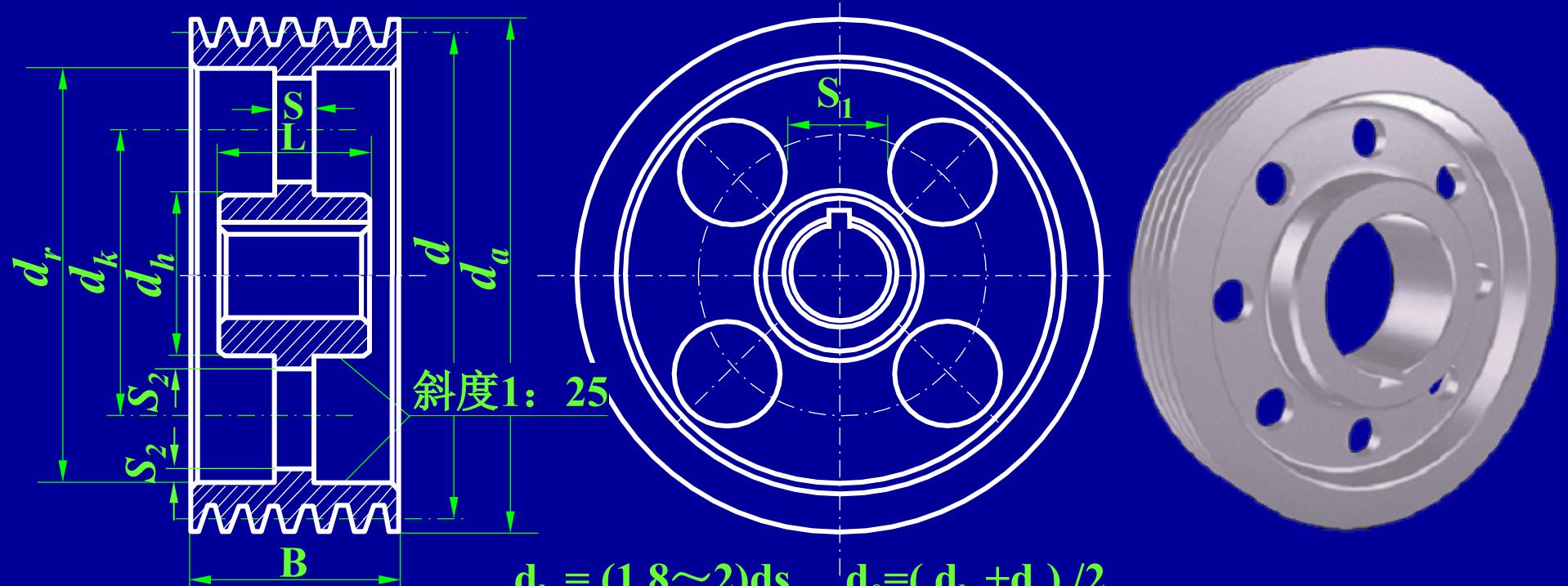


实心式



带轮的材料：常用铸铁，有时也采用钢或塑料和木材。

带轮的结构 {  
    实心式----直径小；  
    腹板式----中等直径；



腹板式一

$$d_h = (1.8 \sim 2)ds \quad d_0 = (d_h + d_r) / 2$$

$$d_r = d_e - 2(H + \sigma) \quad H \sigma \text{见图13-8}$$

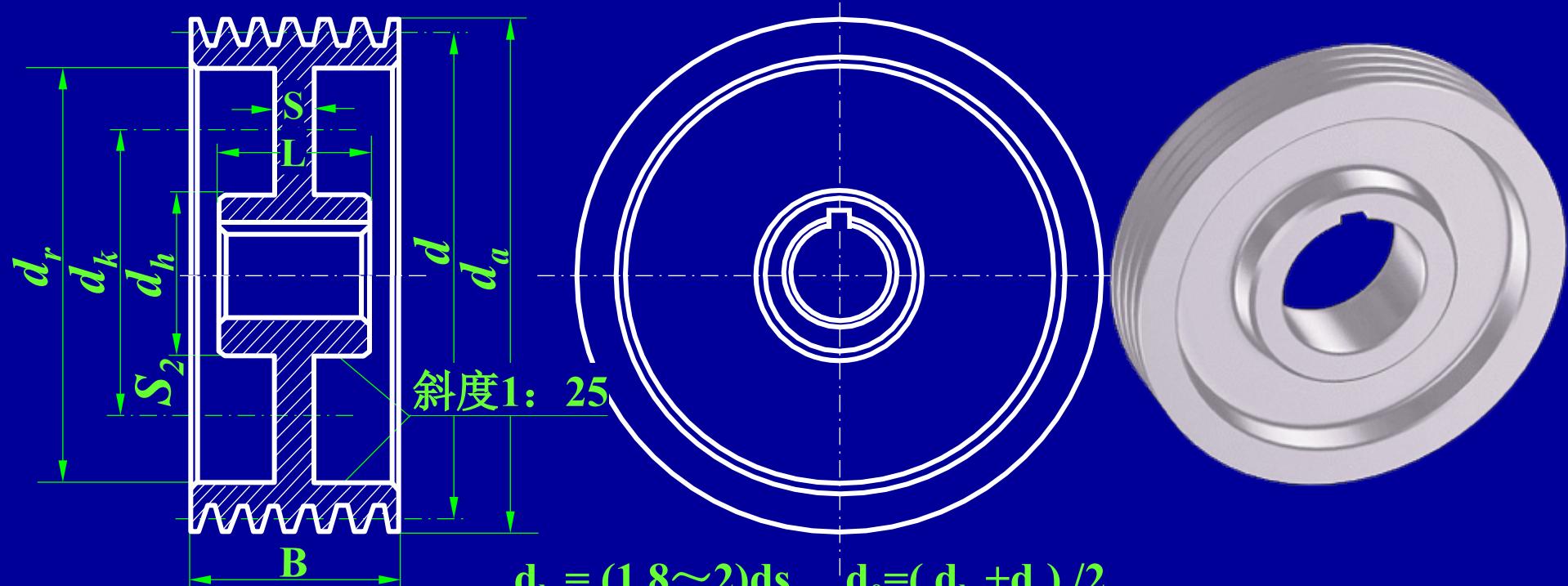
$$s = (0.2 \sim 0.3)B \quad s_1 \geq 1.5s \quad s_2 \geq 0.5s$$



带轮的材料：常用铸铁，有时也采用钢或塑料和木材。

带轮的结构

实心式----直径小；  
腹板式----中等直径；



$$d_h = (1.8 \sim 2)ds$$

$$d_r = d_e - 2(H + \sigma)$$

$$s = (0.2 \sim 0.3)B$$

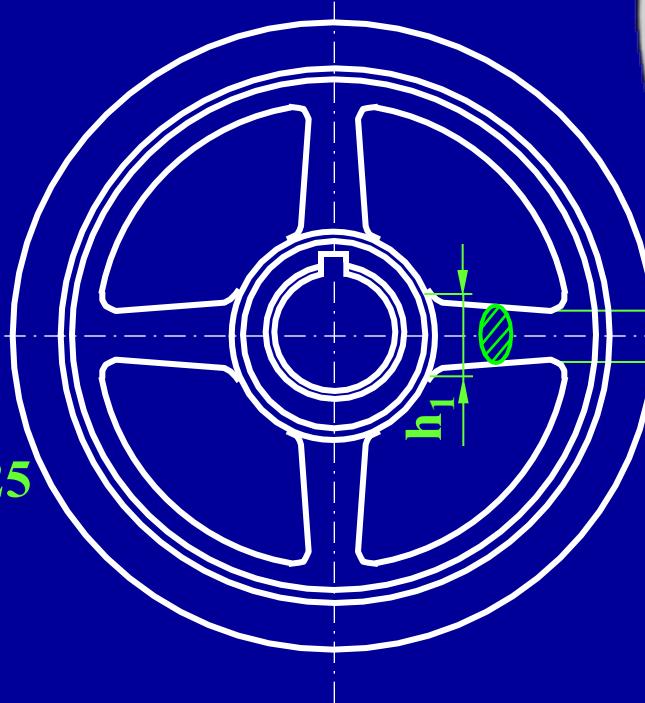
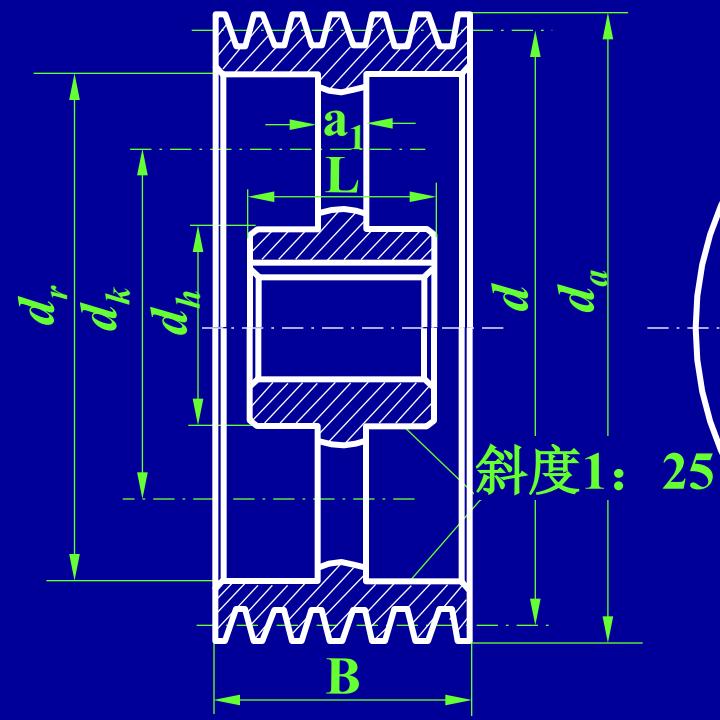
$$s_2 \geq 0.5s$$

腹板式二

带轮的材料：常用铸铁，有时也采用钢或塑料和木材。

### 带轮的结构

- 实心式----直径小；
- 腹板式----中等直径；
- 轮辐式---- $d > 350 \text{ mm}$ ；



$$h_1 = 290 \sqrt[3]{\frac{P}{nA}} \quad \begin{matrix} P \text{ 功率} \\ n \text{ 转速} \\ A \text{ 轮幅数} \end{matrix}$$

$$h_2 = 0.8 h_1$$

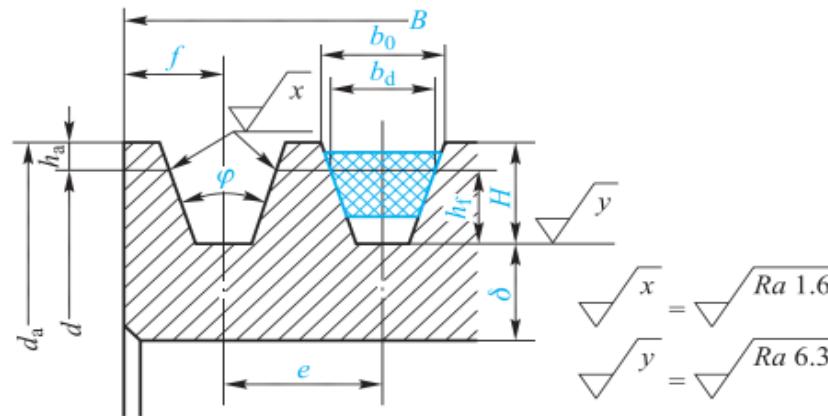
$$a_1 = 0.4 h_1$$

$$a_2 = 0.8 a_1$$

$$f_1 \geq 0.2 h_1 \quad f_2 \geq 0.2 h_2$$

表 13-11 V 带轮的轮槽尺寸

mm



| 槽型              | Y           | Z            | SPZ       | A            | SPA        | B            | SPB        | C              | SPC |
|-----------------|-------------|--------------|-----------|--------------|------------|--------------|------------|----------------|-----|
| $b_d$           | 5.3         | 8.5          |           | 11           |            | 14           |            | 19             |     |
| $h_{a\min}$     | 1.6         | 2.0          |           | 2.75         |            | 3.5          |            | 4.8            |     |
| $e$             | $8 \pm 0.3$ | $12 \pm 0.3$ |           | $15 \pm 0.3$ |            | $19 \pm 0.4$ |            | $25.5 \pm 0.5$ |     |
| $f_{\min}$      | 6           | 7            |           | 9            |            | 11.5         |            | 16             |     |
| $h_{f\min}$     | 4.7         | 7 9          |           | 8.7 11       |            | 10.8 14      |            | 14.3 19        |     |
| $\delta_{\min}$ | 5           | 5.5          |           | 6            |            | 7.5          |            | 10             |     |
| $\varphi$       | $32^\circ$  | 对应的 $d$      | $\leq 60$ | —            | —          | —            | —          | —              | —   |
|                 | $34^\circ$  |              | —         | $\leq 80$    | $\leq 118$ | $\leq 190$   | $\leq 315$ |                |     |
|                 | $36^\circ$  |              | $> 60$    | —            | —          | —            | —          |                |     |
|                 | $38^\circ$  |              | —         | $> 80$       | $> 118$    | $> 190$      | $> 315$    |                |     |

注:  $\delta_{\min}$  是轮缘最小壁厚推荐值。



## §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 轴的强度设计

### §14-5 轴的刚度设计

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

# § 14-1 轴的功用和类型



天津科技大学

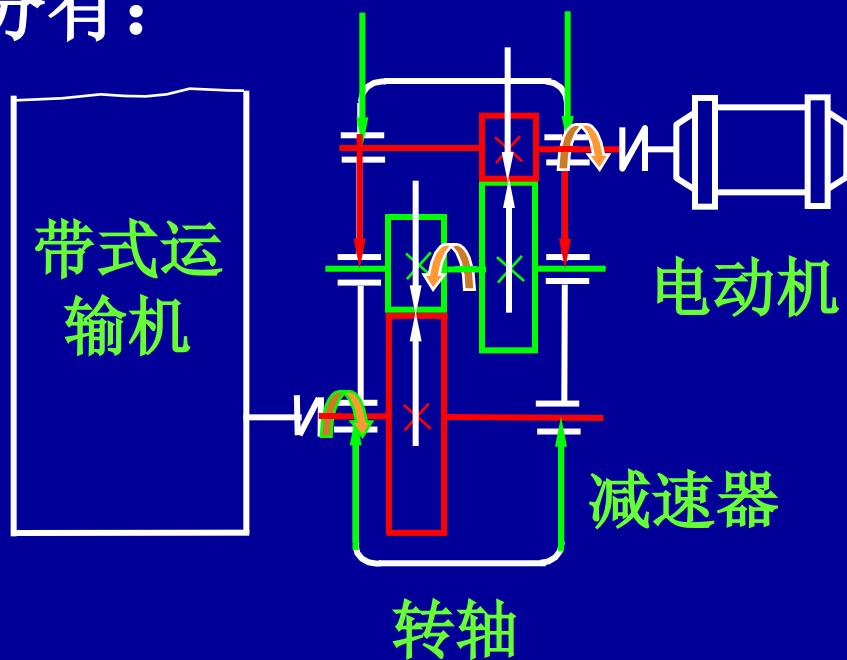
Tianjin University of Science & Technology

功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

分类：

按承受载荷分有：

按轴的形状分有：



## § 14-1 轴的功用和类型



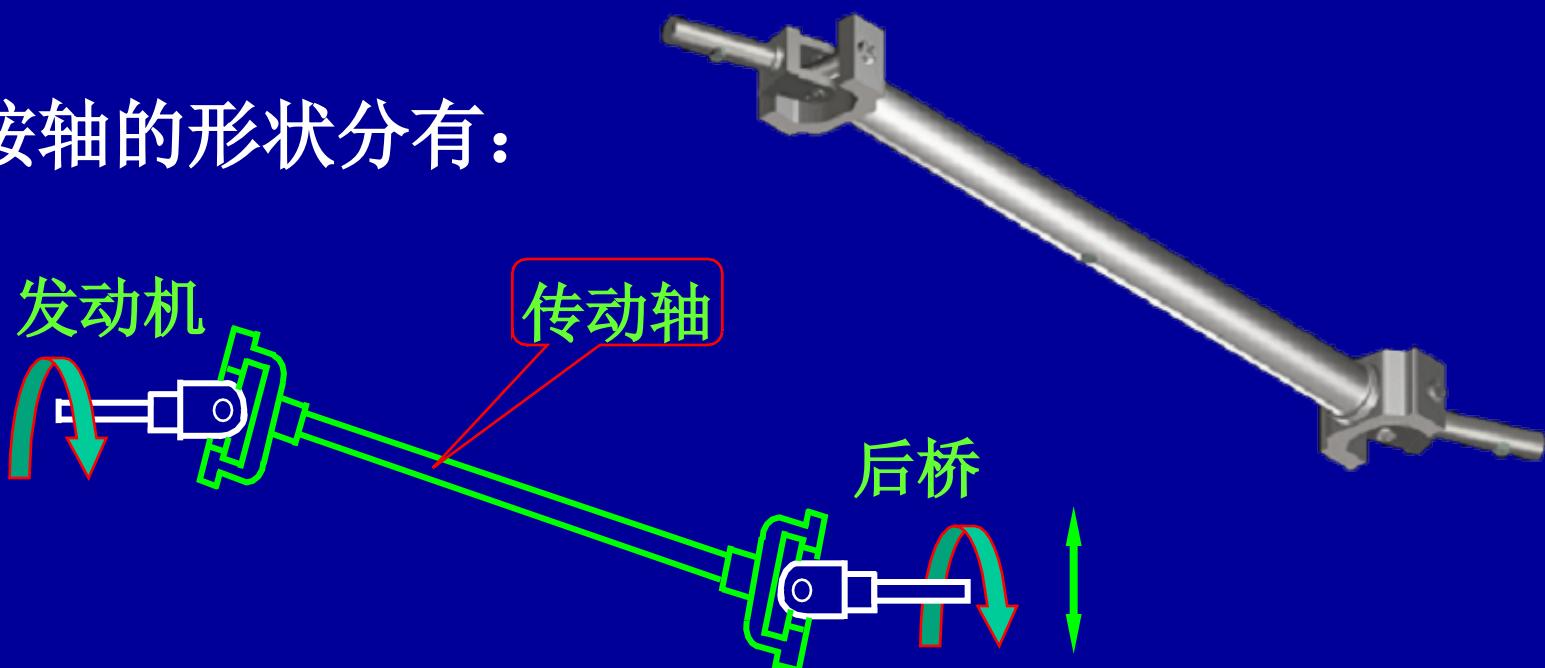
天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

分类：

按承受载荷分有： {  
    转轴——传递扭矩又承受弯矩。  
    传动轴——只传递扭矩  
类型 {  
    按轴的形状分有：



# § 14-1 轴的功用和类型



功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

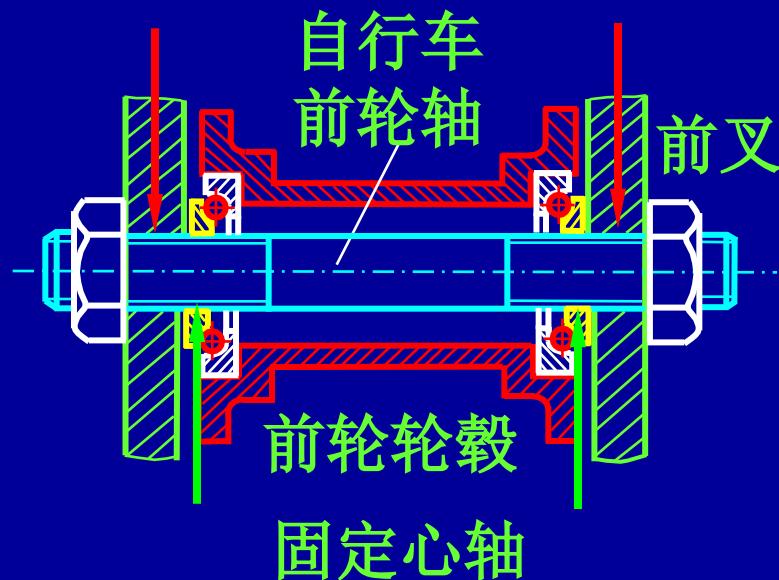
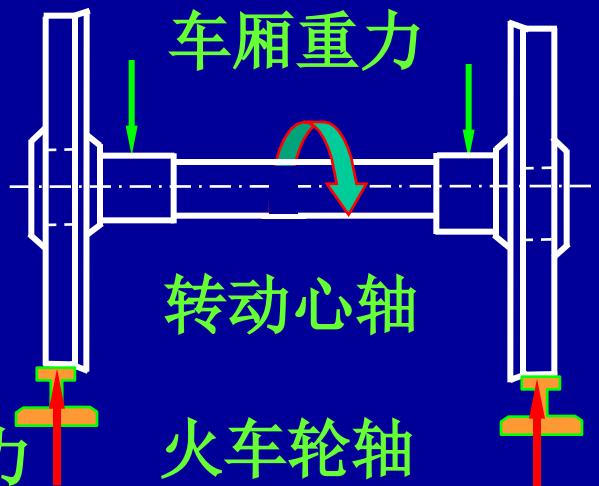
分类：

按承受载荷分有：

转轴——传递扭矩又承受弯矩  
传动轴——只传递扭矩  
心轴——只承受弯矩

类型

按轴的形状分有：



# § 14-1 轴的功用和类型



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

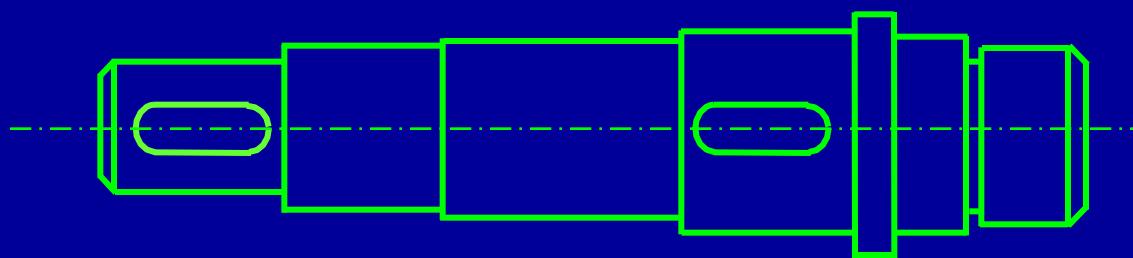
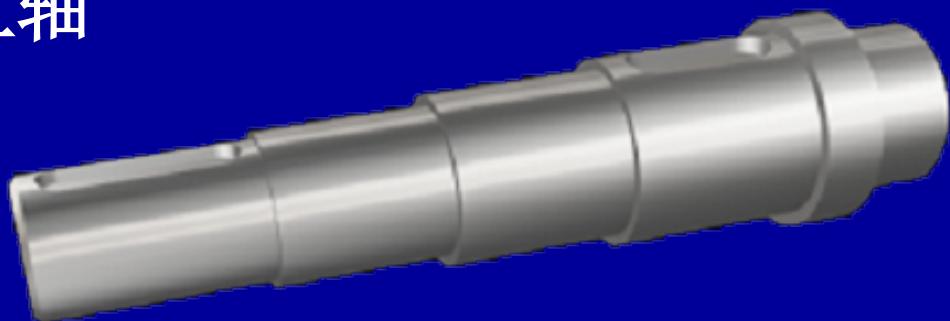
功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

分类：

按承受载荷分有： {  
    转轴——传递扭矩又承受弯矩  
    传动轴——只传递扭矩  
    心轴——只承受弯矩  
    直轴

类型 {

按轴的形状分有： {



## § 14-1 轴的功用和类型

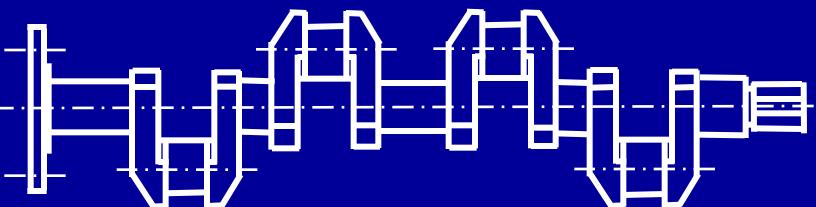
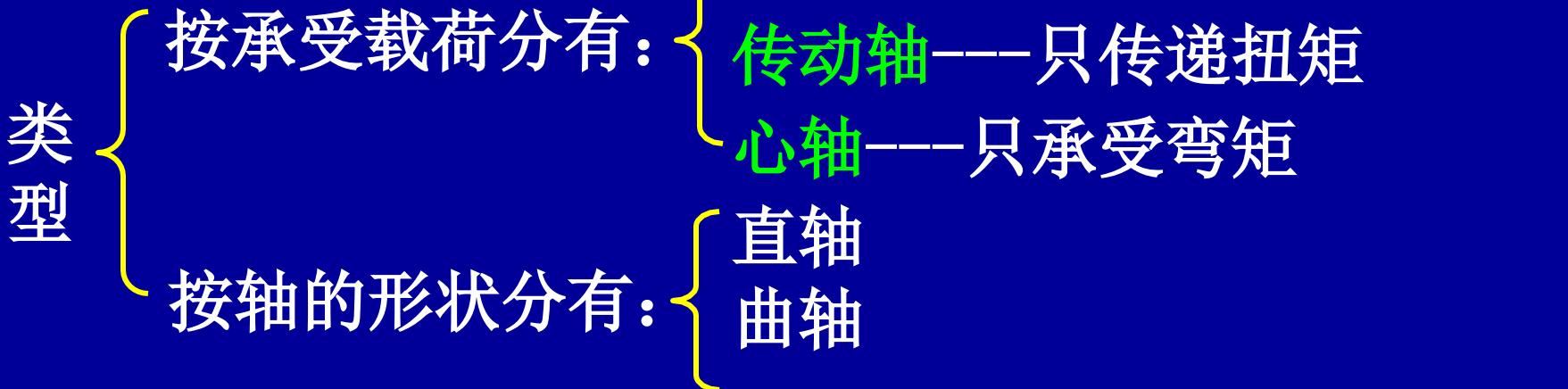


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

分类：



# § 14-1 轴的功用和类型

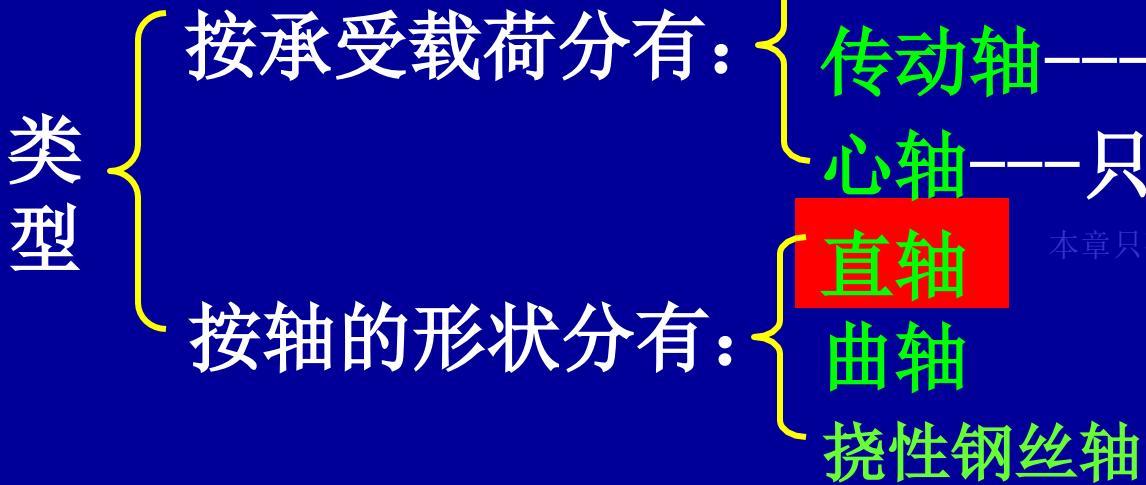


天津科技大学

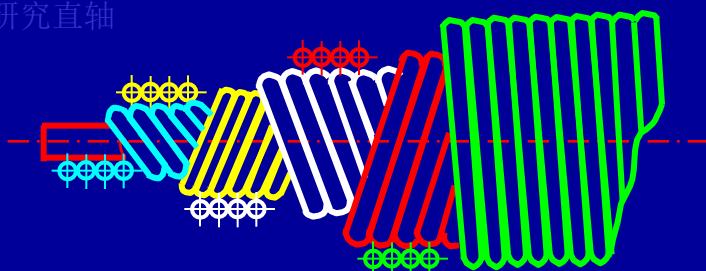
Tianjin University of Science & Technology

功用：用来支撑旋转的机械零件，如齿轮、带轮、链轮、凸轮等。

分类：



本章只研究直轴



设计任务：选材、结构设计、强度和刚度设计、确定尺寸等



## §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 轴的强度设计

## §14-5 轴的刚度设计

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## § 14-2 轴的材料



种类  
碳素钢: 35、45、50、Q235 → 正火或调质处理。  
合金钢: 20Cr、20CrMnTi、40CrNi、38CrMoAlA等

用途: 碳素结构钢因具有较好的综合力学性能, 应用较多, 尤其是45钢应用最广。合金钢具有较高的力学性能, 但价格较贵, 多用于有特殊要求的轴。

轴的毛坯: 圆钢或锻件, 有时也用铸钢或球墨铸铁。

如用球墨铸铁制造曲轴和凸轮轴, 具有成本低廉、吸振性较好、对应力集中的敏感较低、强度较好等优点。

表14-1 轴的常用材料及其主要力学性能

| 材料及热处理 | 毛坯直径<br>mm | 硬度<br>HBS   | 强度极限 $\sigma_b$ | 屈服极限 $\sigma_s$ | 弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1}$ | 应用说明                      |
|--------|------------|-------------|-----------------|-----------------|----------------------|---------------------------|
|        |            |             | MPa             |                 |                      |                           |
| Q235   |            |             | 440             | 240             | 200                  | 用于不重要或载荷不大的轴              |
| 35 正火  | ≤100       | 149<br>~187 | 520             | 270             | 250                  | 有较好的塑性和适当的强度, 可用于一般曲轴、转轴。 |



## §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 轴的强度设计

## §14-5 轴的刚度设计

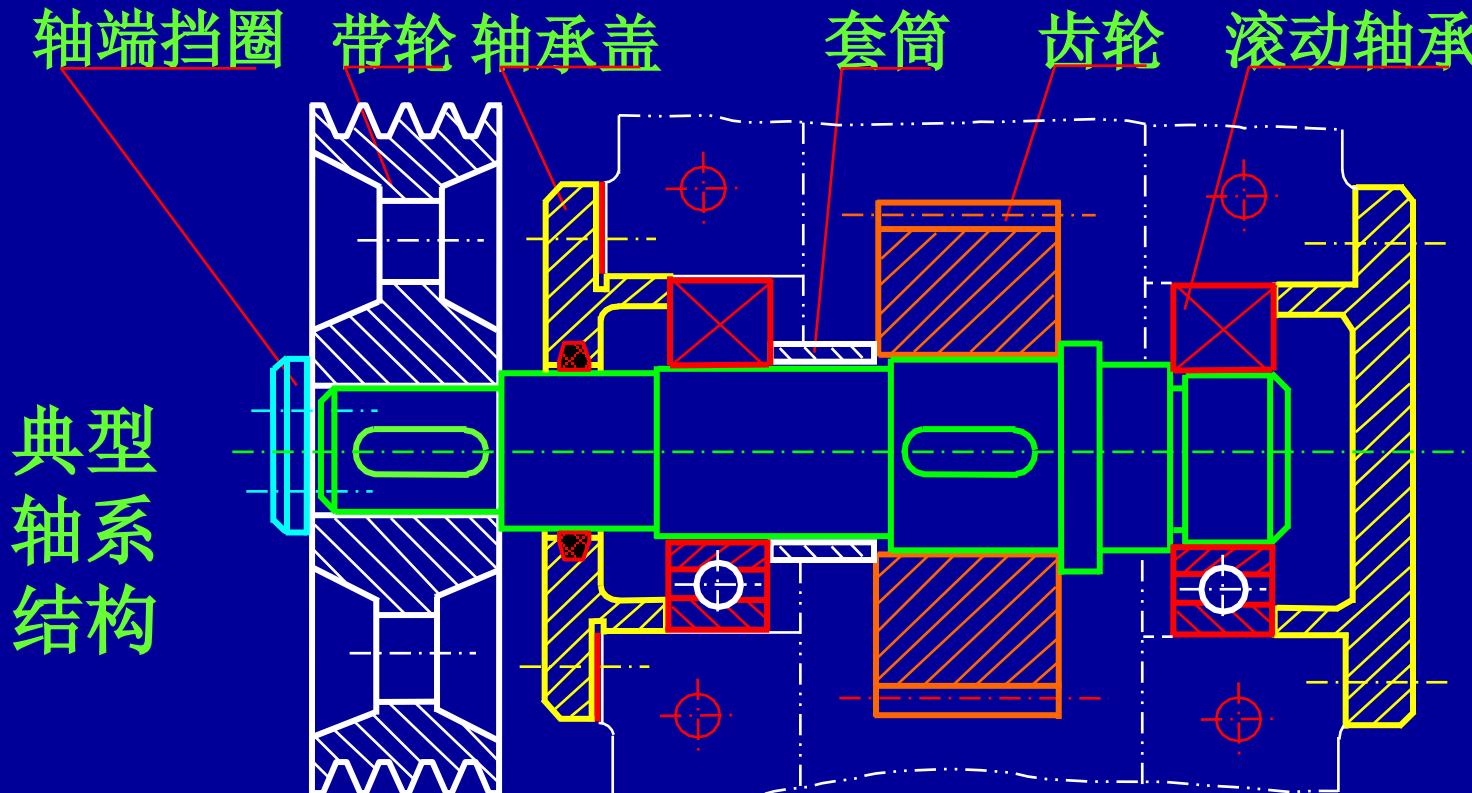
带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## § 14-3 轴的结构设计



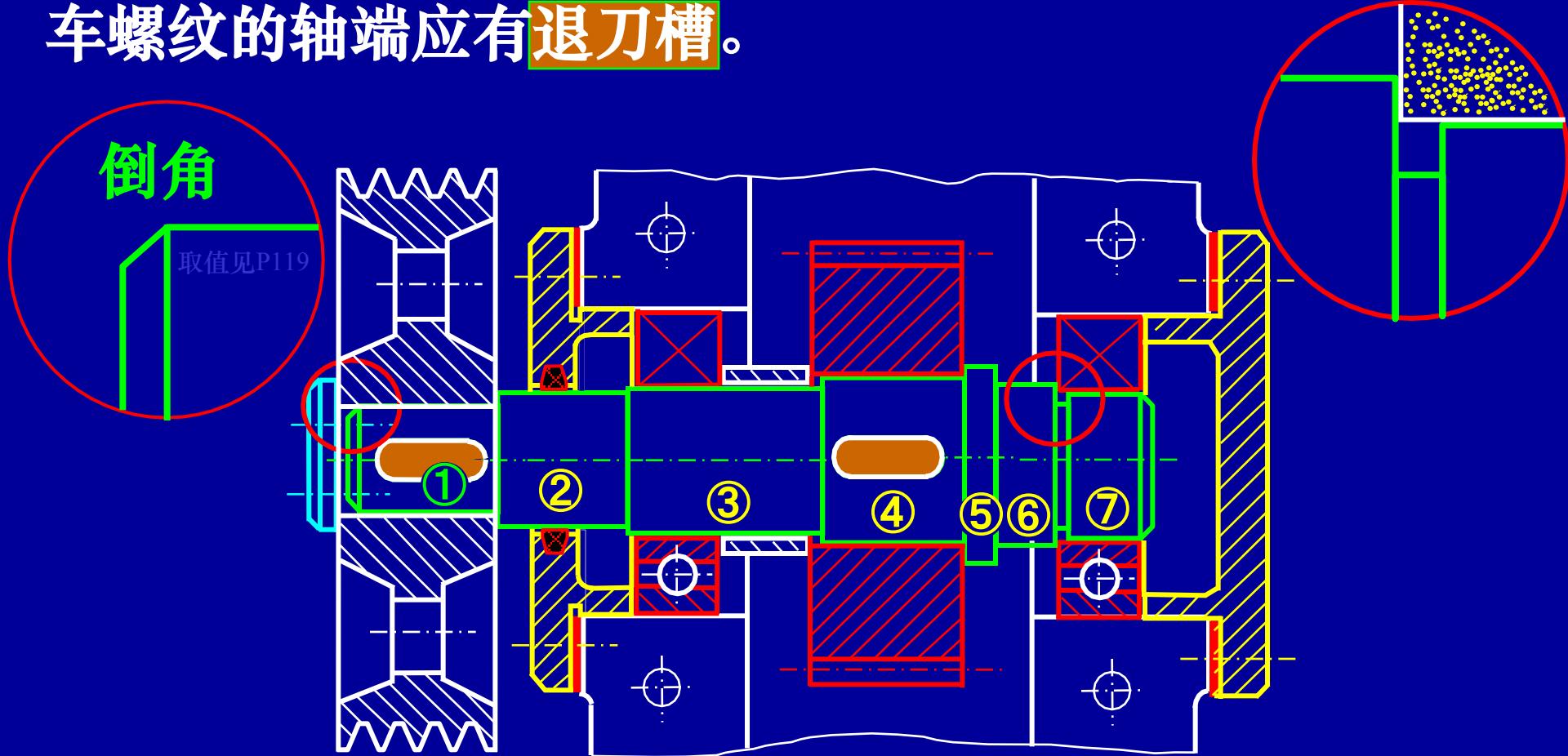
设计任务：使轴的各部分具有合理的形状和尺寸。

- 设计要求：
1. 轴应便于制造，轴上零件要易于装拆；(制造安装)
  2. 轴和轴上零件要有准确的工作位置；(定位)
  3. 各零件要牢固而可靠地相对固定；(固定)
  4. 改善应力状况，减小应力集中。



## 一、制造安装要求

为便于轴上零件的装拆，一般轴都做成从轴端逐渐向中间增大的阶梯状。零件的安装次序演示  
装零件的轴端应有倒角，需要磨削的轴端有砂轮越程槽，  
车螺纹的轴端应有退刀槽。



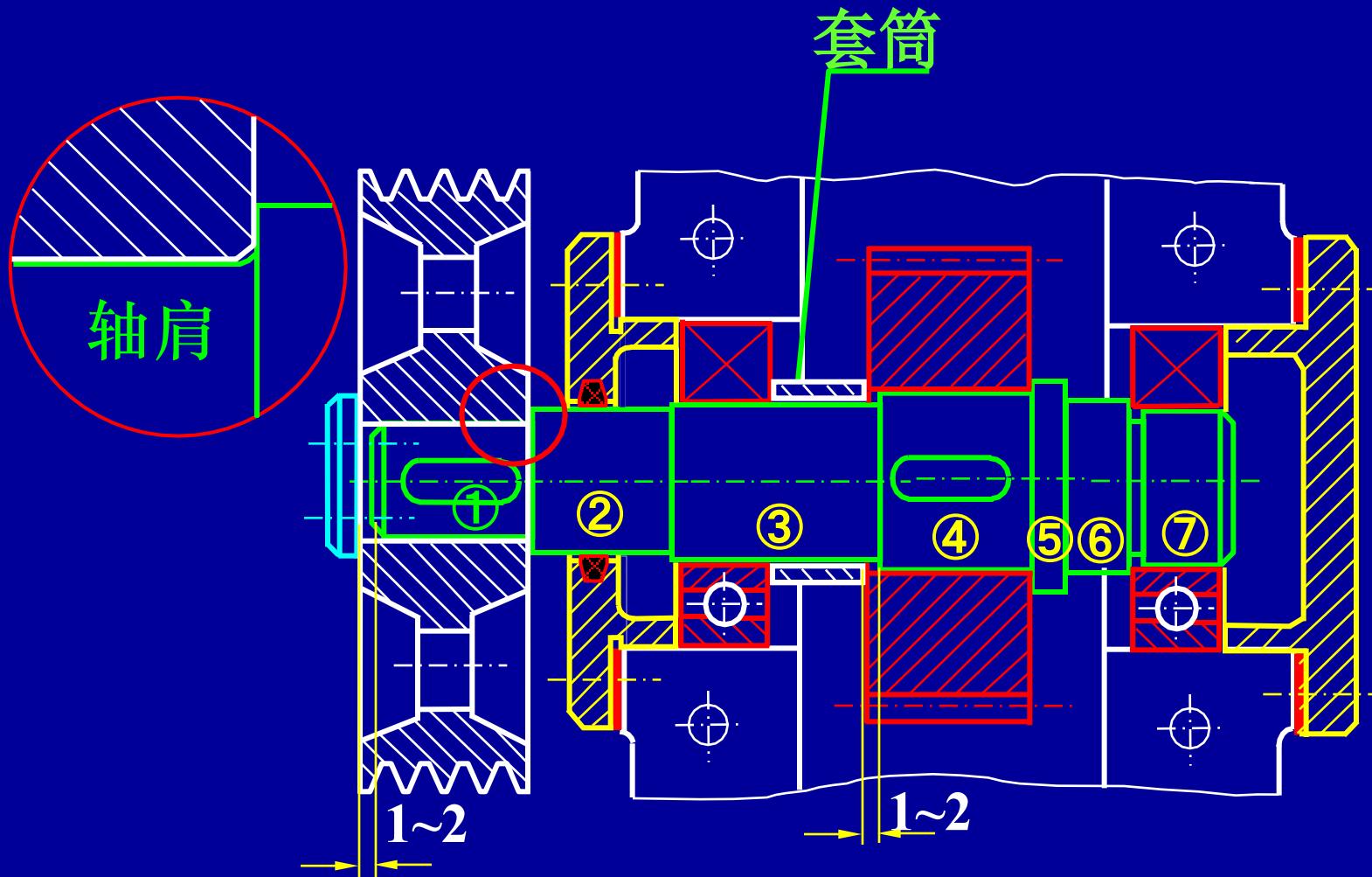
## 二、轴上零件的定位



轴肩——阶梯轴上截面变化之处。起轴向定位作用。

零件的轴向定位由轴肩或套筒来实现。

4、5间的轴肩使齿轮在轴上定位，1、2间的轴肩使带轮定位，6、7间的轴肩使右端滚动轴承定位。



### 三、轴上零件的固定

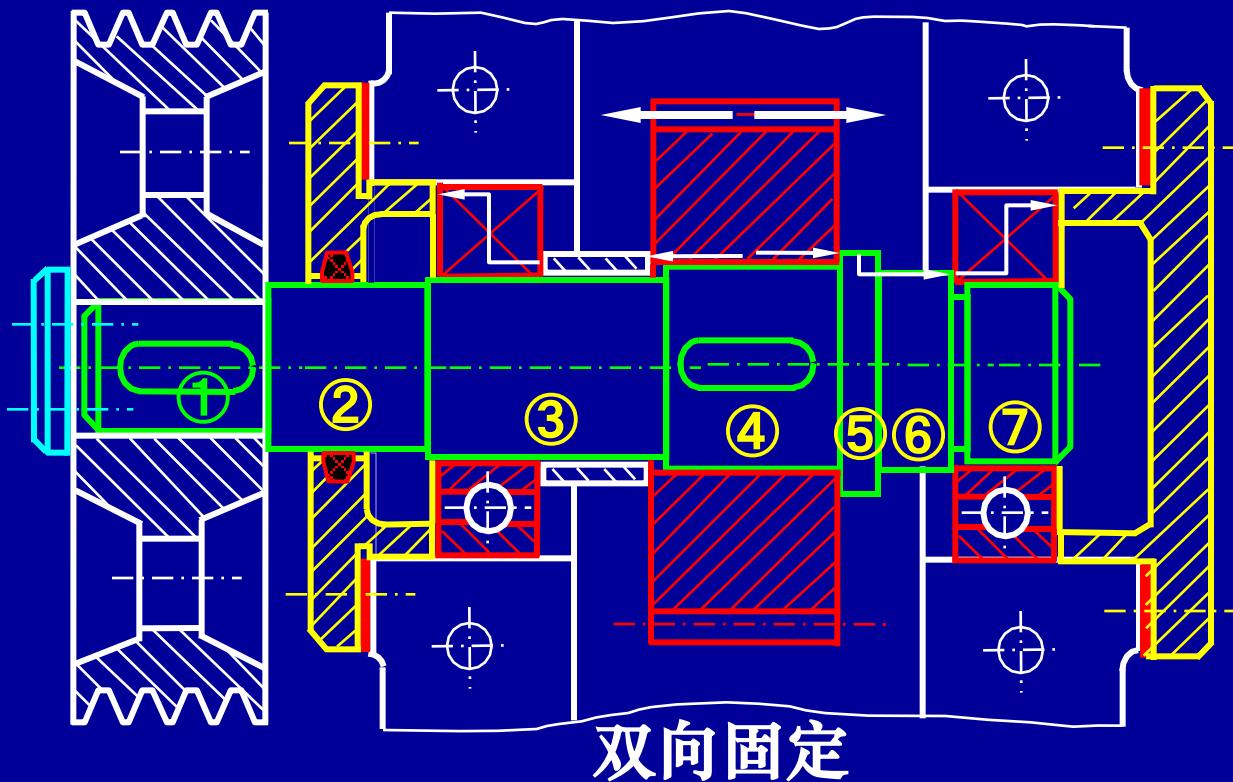


天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

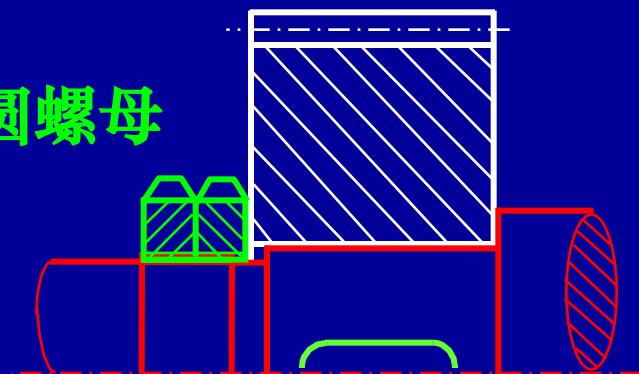
轴向固定由轴肩、套筒、螺母或轴端挡圈来实现。

齿轮受轴向力时，向右是通过4、5间的轴肩，并由6、7间的轴肩顶在滚动轴承的内圈上；  
向左则通过套筒顶在滚动轴承的内圈上。带轮的轴向固定是靠1、2间的轴肩和轴端挡圈。

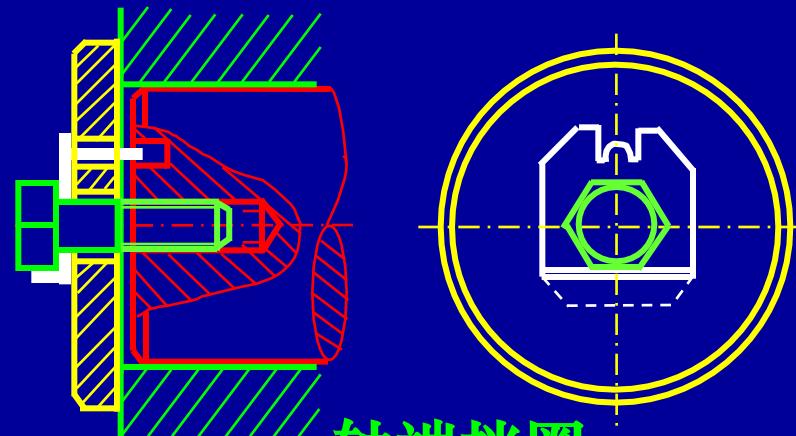


无法采用套筒或套筒太长时，可采用双圆螺母加以固定。  
装在轴端上的零件往往采用轴端挡圈固定。

双圆螺母

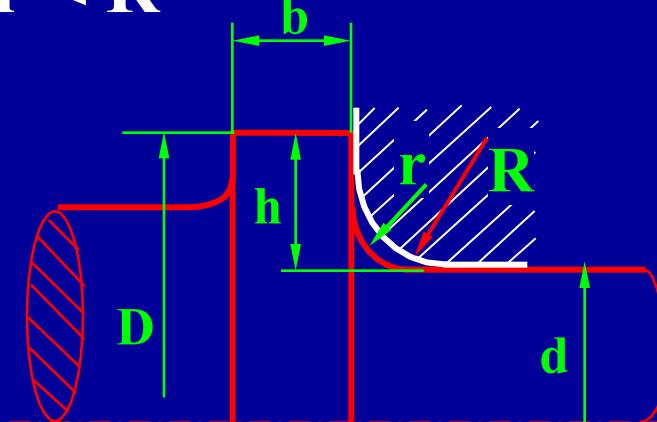
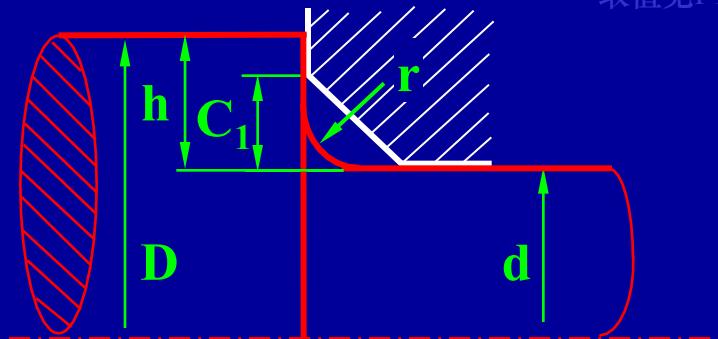


轴端挡圈



轴肩的尺寸要求:  $r < C_1$  或  $r < R$

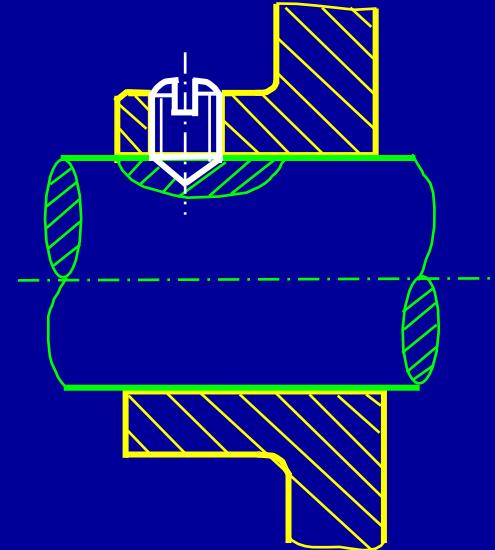
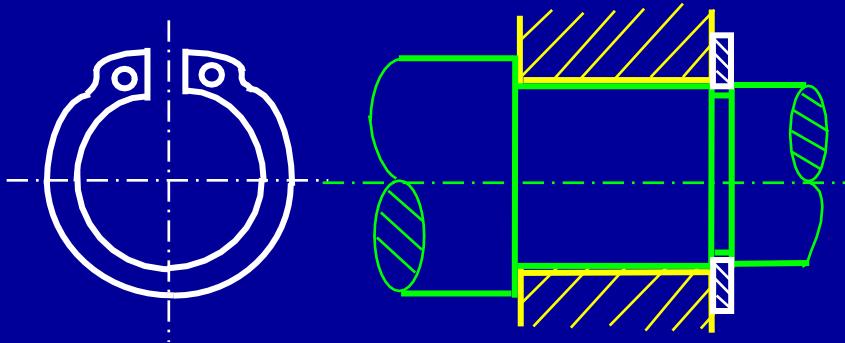
取值见P119



$$h \approx (0.07d + 3) \sim (0.1d + 5) \text{ mm}$$

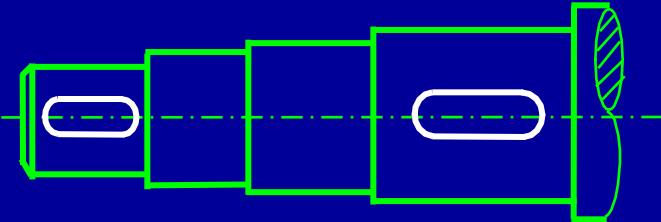
$$b \approx 1.4h \text{ (与滚动轴承相配合处的} h \text{ 和 } b \text{ 值, 见轴承标准)}$$

轴向力较小时，可采弹性挡圈或紧定螺钉来实现。

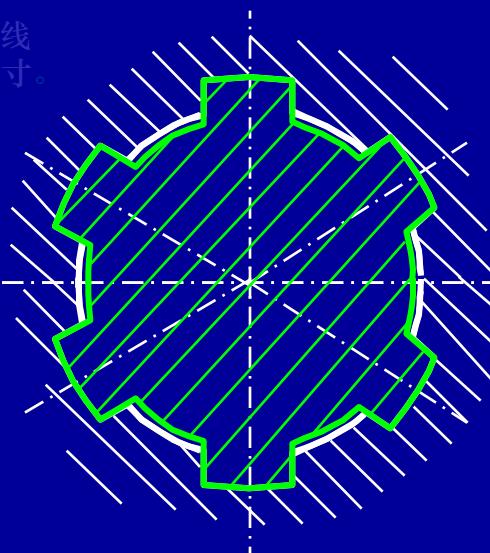


周向固定大多采用键、花键、或过盈配合等联接形式来实现。

为了加工方便，键槽应设计成同一加工直线上，且尽可能采用同一规格的键槽截面尺寸。



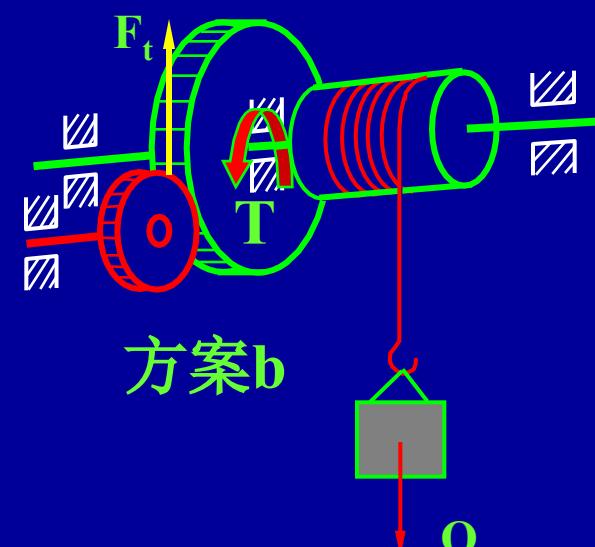
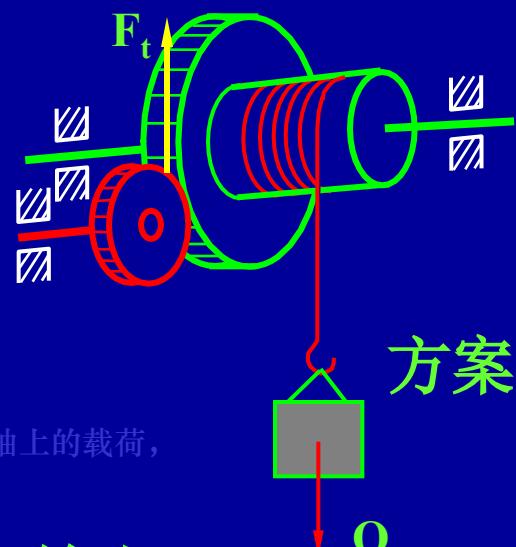
键槽应设计成同一加工直线



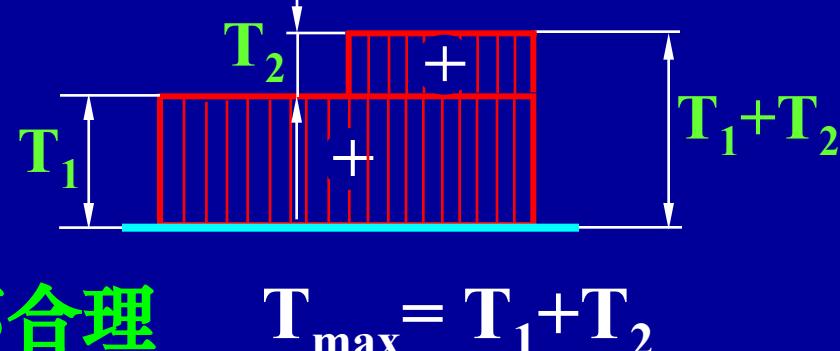
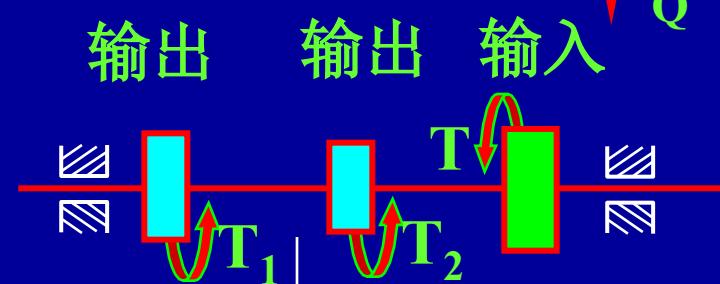
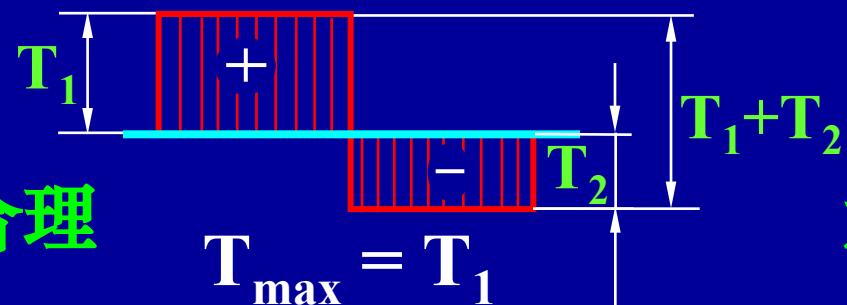
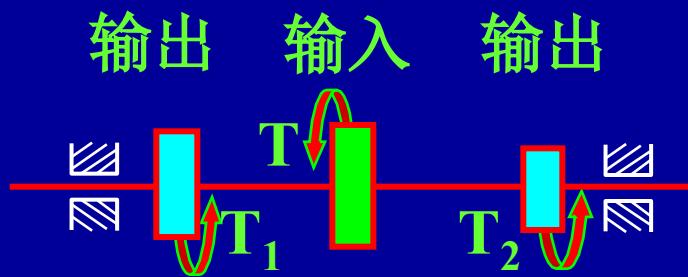
# 四、改善轴的受力状况，减小应力集中

## 1. 改善受力状况

图示为起重机卷筒两种布置方案。  
A图中大齿轮和卷筒联成一体，转距经大齿轮直接传递给卷筒，故卷筒轴只受弯矩而不传递扭矩。图b中轴同时受弯矩和扭矩作用。故载荷相同时，图a结构轴的直径要小。



当轴上有两处动力输出时，为了减小轴上的载荷，应将输入轮布置在中间。



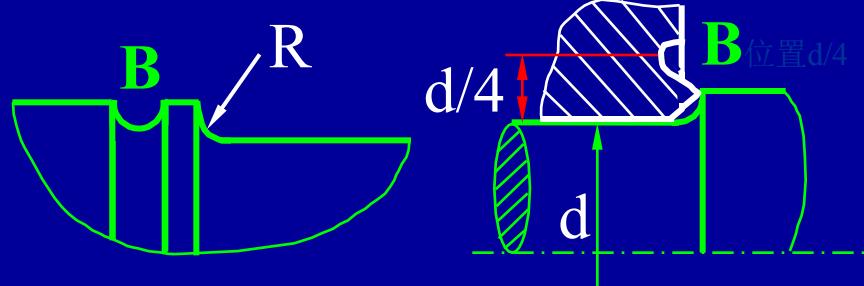
## 2. 减小应力集中

合金钢对应力集中比较敏感，应加以注意。

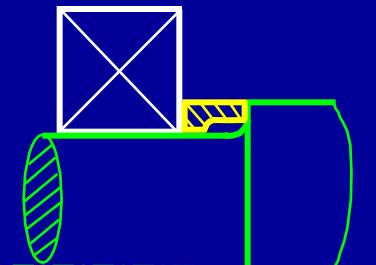
应力集中出现在截面突然发生变化的。

措施：

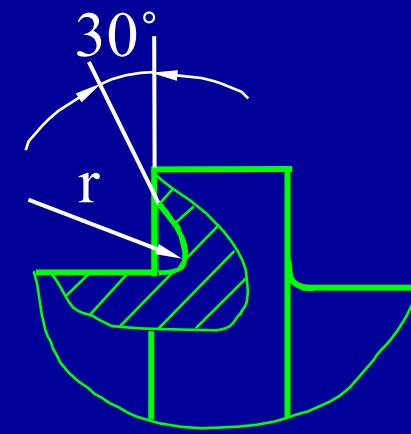
1. 用圆角过渡；
2. 尽量避免在轴上开横孔、切口或凹槽；
3. 重要结构可增加卸载槽B、过渡肩环、凹切圆角、增大圆角半径。也可以减小过盈配合处的局部应力。



卸载槽 也可以在轮毂上增加卸载槽



过渡肩环



凹切圆角



## §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 轴的强度设计

## §14-5 轴的刚度设计

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

轴的工作能力计算：包括轴的强度、刚度和振动稳定性等方面的计算，一般设计主要是强度计算。

轴强度计算的任务：

1. 基于结构件强度理论，建立轴的强度条件；
2. 分析轴的受力情况，判断危险截面的位置，由强度条件确定危险截面应有的尺寸，或验算截面尺寸是否满足强度条件。

轴强度计算常用方法：

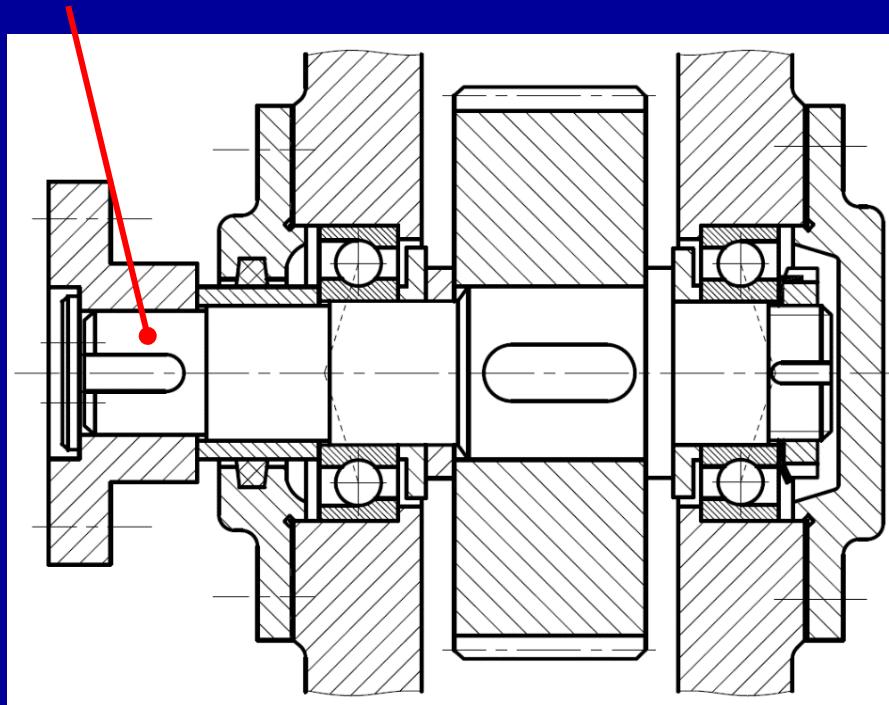
1. 按扭转强度条件计算；
2. 按弯扭合成强度条件计算。



## 一、按转强度计算

■ 只需知道转矩大小，方法简便。主要用于下列情况：

- 仅传递转矩的传动轴，精确计算；
- 对于弯矩尚不能确定的转轴，初步估算轴径，将其作为最小直径，以便进行结构设计。





对于只传递扭转的圆截面轴，强度条件为：

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 d^3 n} \leq [\tau] \quad MPa$$

解释各符号的意义及单位

设计公式为：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6}{0.2[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad mm$$

计算结果为：最小直径！ 应圆整为：标准直径！

表14-2 常用材料的 $[\tau]$ 值和C值

| 轴的材料           | A3,20   | 35      | 45      | 40Cr, 35SiMn |
|----------------|---------|---------|---------|--------------|
| $[\tau](N/mm)$ | 12~20   | 20~30   | 30~40   | 40~52        |
| C              | 160~135 | 135~118 | 118~107 | 107~92       |

注：当作用在轴上的弯矩比传递的转矩小或只传递转矩时，C取较小值；否则取较大值。

对于既传递扭转又传递弯矩的轴，可按上式初步估算轴的直径。

## 二、按弯扭合成强度计算



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

- 方法特点——同时考虑弯、扭，按强度理论进行合成，对轴的危险截面进行强度校核。一般用途的轴，用此方法进行强度校核，已足够可靠。
- 适用前提——在轴结构设计后，轴的主要结构形状和尺寸、轴上零件的位置、外载荷和支反力的作用位置均已确定，从而可求弯矩图和转矩图。
- 适用对象——同时受弯矩和转矩的转轴，仅受弯矩的心轴。

# 强度条件为：

在完成单级减速器草图设计后，外载荷对齿轮轴的受力为典型的弯扭合成。反力的位置即可确定，从而可进行受力分析。

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_b]$$

对于一般钢制轴，可用第三强度理论（最大切应力理论）求出危险截面的当量应力。

## 弯曲应力：

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3 / 32} \approx \frac{M}{0.1d^3}$$

## 扭切应力：

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{2W}$$

$W$ ——抗弯截面系数；  
 $W_T$ ——抗扭截面系数；

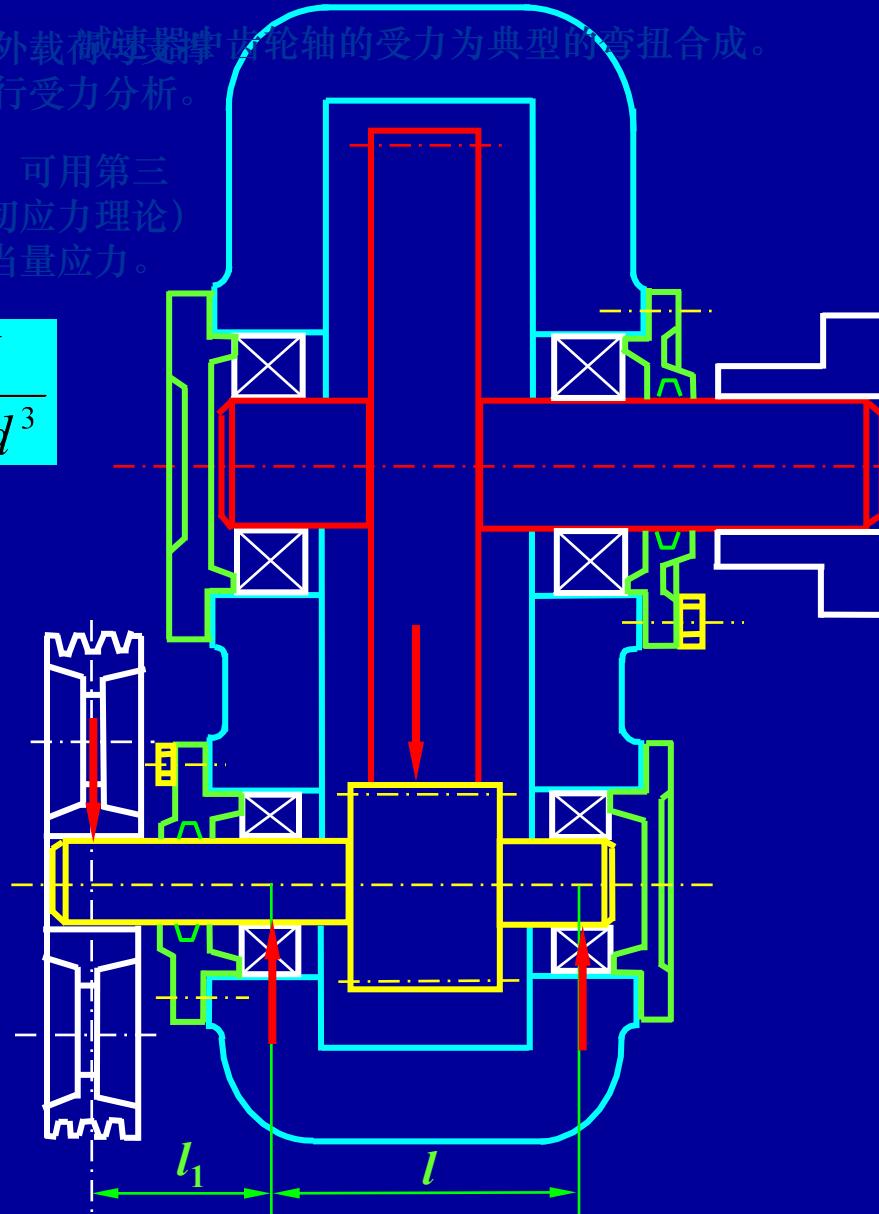
## 代入得：

$$\begin{aligned}\sigma_e &= \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{2W}\right)^2} \\ &= \frac{1}{W} \sqrt{M^2 + T^2} \leq [\sigma_b]\end{aligned}$$

因  $\sigma_b$  和  $\tau$  的循环特性不同，

## 折合后得：

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} - \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} \leq [\sigma_{-1b}]$$



$\alpha$ ——折合系数  
 $M_e$ ——当量弯矩



折合系数取值: $\alpha = \begin{cases} 0.3 & \text{---转矩不变;} \\ 0.6 & \text{---脉动变化;} \\ 1 & \text{---频繁正反转。} \end{cases}$

设计公式:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} \quad mm$$

表14-3 轴的许用弯曲应力

| 材料  | $\sigma_b$ | $[\sigma_{+1b}]$ | $[\sigma_{0b}]$ | $[\sigma_{-1b}]$ |
|-----|------------|------------------|-----------------|------------------|
| 碳素钢 | 400        | 130              | 70              | 40               |
|     | 500        | 170              | 85              | 55               |
|     | 600        | 200              | 110             | 65               |
|     | 700        | 230              | 130             | 75               |
| 合金钢 | 800        | 270              | 140             | 80               |
|     | 900        | 300              | 150             | 90               |
|     | 1000       | 330              | 50              | 30               |
| 铸钢  | 400        | 100              | 70              | 40               |
|     | 500        | 120              |                 |                  |

静应力状态下的  
许用弯曲应力



折合系数取值: $\alpha = \begin{cases} 0.3 & \text{---转矩不变;} \\ 0.6 & \text{---脉动变化;} \\ 1 & \text{---频繁正反转。} \end{cases}$

设计公式:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} \quad mm$$

表14-3 轴的许用弯曲应力

| 材料  | $\sigma_b$ | $[\sigma_{+1b}]$ | $[\sigma_{0b}]$ | $[\sigma_{-1b}]$ |
|-----|------------|------------------|-----------------|------------------|
| 碳素钢 | 600        | 210              | 70              | 40               |
|     | 700        | 230              | 75              | 45               |
|     | 800        | 270              | 95              | 55               |
|     | 900        | 300              | 110             | 65               |
| 合金钢 | 1000       | 330              | 130             | 75               |
|     | 400        | 100              | 140             | 80               |
| 铸钢  | 500        | 120              | 150             | 90               |
|     | 400        | 50               | 30              | 40               |

脉动循环状态下的  
许用弯曲应力



折合系数取值: $\alpha = \begin{cases} 0.3 & \text{---转矩不变;} \\ 0.6 & \text{---脉动变化;} \\ 1 & \text{---频繁正反转。} \end{cases}$

设计公式:

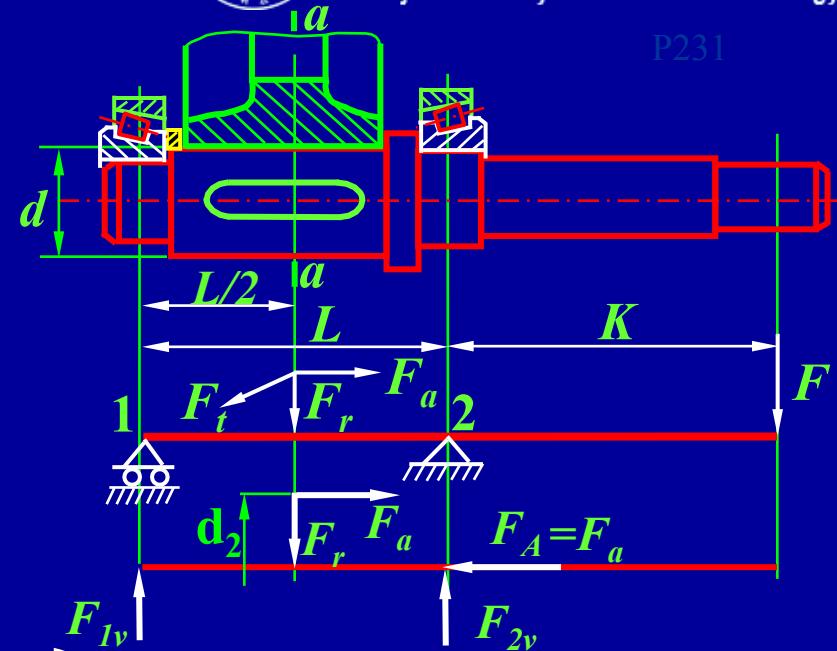
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} \quad mm$$

表14-3 轴的许用弯曲应力

| 材料  | $\sigma_b$ | $[\sigma_{+1b}]$   | $[\sigma_{0b}]$ | $[\sigma_{-1b}]$ |
|-----|------------|--------------------|-----------------|------------------|
| 碳素钢 | 400        | 对称循环状态下的<br>许用弯曲应力 |                 |                  |
|     | 500        | 200                | 110             | 40               |
|     | 600        | 230                | 110             | 45               |
|     | 700        | 270                | 130             | 55               |
| 合金钢 | 800        | 300                | 140             | 65               |
|     | 900        | 330                | 150             | 75               |
|     | 1000       | 100                | 50              | 80               |
| 铸钢  | 400        | 120                | 70              | 90               |
|     | 500        |                    |                 | 30               |
|     |            |                    |                 | 40               |



举例：计算某减速器输出轴危险截面的直径。已知作用在齿轮上的圆周力  $F_t = 17400\text{N}$ , 径向力,  $F_r = 6140\text{N}$ , 轴向力  $F_a = 2860\text{N}$ , 齿轮分度圆直径  $d_2 = 146 \text{ mm}$ , 作用在轴右端带轮上外力  $F = 4500\text{N}$  (方向未定),  $L = 193 \text{ mm}$ ,  $K = 206 \text{ mm}$



解：1) 求垂直面的支反力和轴向力

$$F_{1v} = \frac{F_r \cdot L/2 - F_a \cdot d_2/2}{L} = \frac{6410 \times 193/2 - 2860 \times 146/2}{193} = 2123 \text{ N}$$

$$F_{2v} = F_r - F_{1v} = 6410 - 2123 = 4287 \text{ N}$$

$$F_A = F_a$$

## 2) 求水平面的支反力

$$F_{1H} = F_{2H} = F_t / 2 = 8700$$

## 3) 求F力在支点产生的反力

$$F_{1F} = \frac{F \cdot K}{L} = \frac{4500 \times 206}{193} = 4803 \text{ N}$$

$$F_{2F} = F + F_{1F} = 4500 + 4803 = 9303 \text{ N}$$

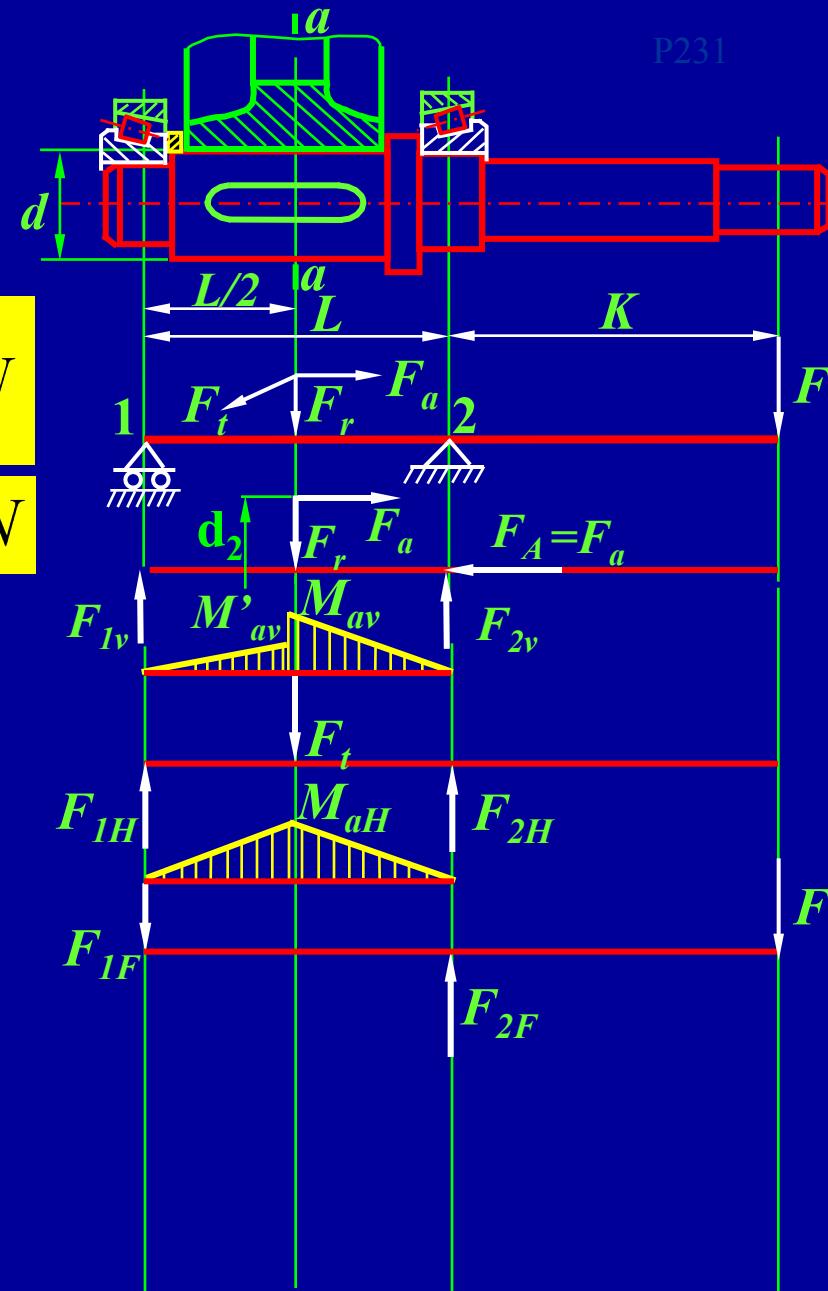
## 4) 绘制垂直面的弯矩图

$$\begin{aligned} M'_{av} &= F_{1V} \cdot L / 2 = 2123 \times 0.193 / 2 \\ &= 205 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{av} &= F_{2V} \cdot L / 2 = 4287 \times 0.193 / 2 \\ &= 414 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$

## 5) 绘制水平面的弯矩图

$$\begin{aligned} M_{aH} &= F_{1H} \cdot L / 2 = 8700 \times 0.193 / 2 \\ &= 840 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$



## 6) 求F力产生的弯矩图

$$M_{2F} = F \cdot K = 4500 \times 0.206 \\ = 927 \text{ N} \cdot \text{m}$$

a-a 截面F力产生的弯矩为：

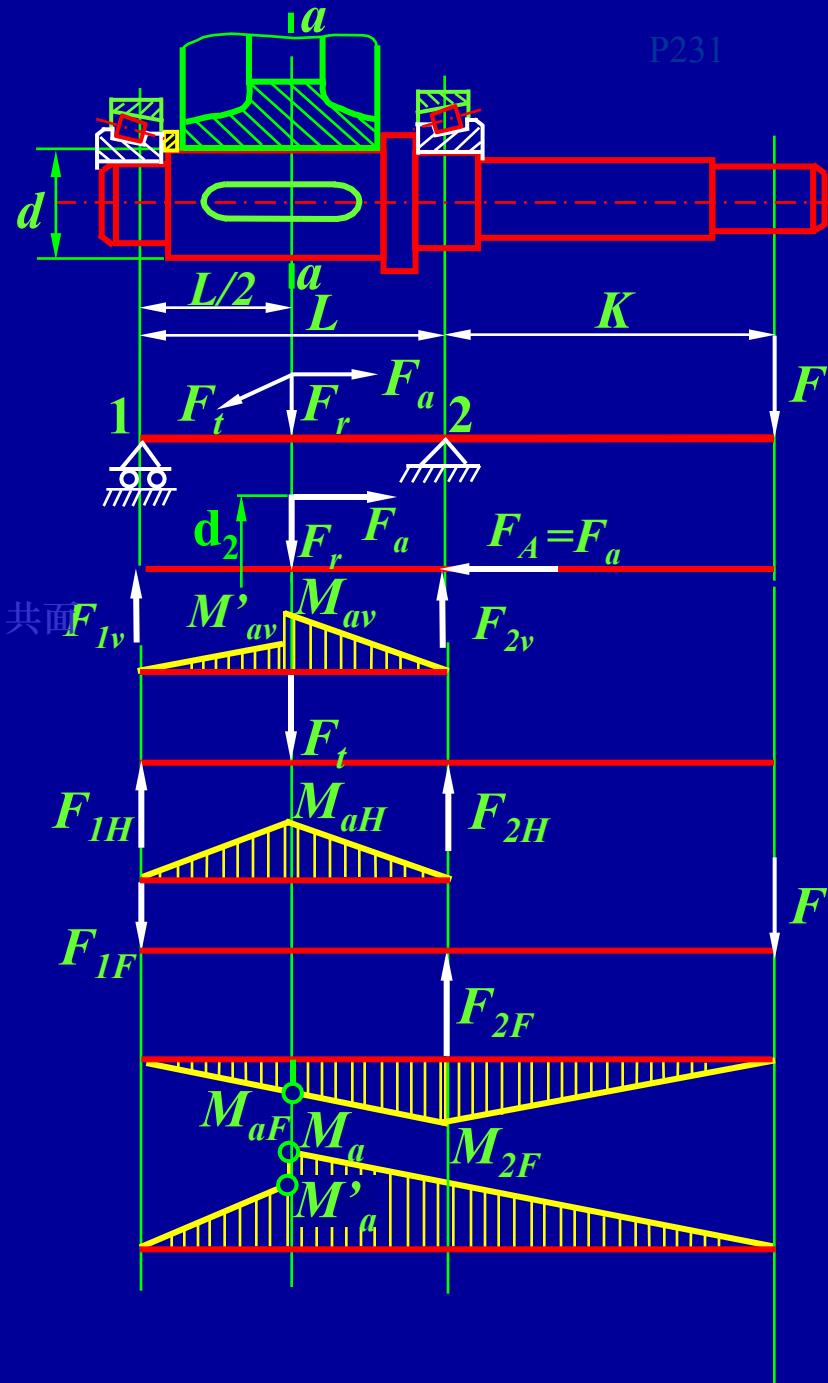
$$M_{aF} = F_{1F} \cdot L/2 = 4803 \times 0.193/2 \\ = 463 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 7) 绘制合成弯矩图

考虑F可能与H、V内合力共面

$$M'_{\alpha} = M_{aF} + \sqrt{(M_{aV})^2 + M_{aH}^2} \\ = 463 + \sqrt{205^2 + 840^2} \\ = 1328 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\alpha} = M_{aF} + \sqrt{M_{aV}^2 + M_{aH}^2} \\ = 463 + \sqrt{414^2 + 840^2} \\ = 1400 \text{ N} \cdot \text{m}$$



$$M_2 = M_{2F} = 927 \quad N \cdot m$$

### 8) 求轴传递的转矩

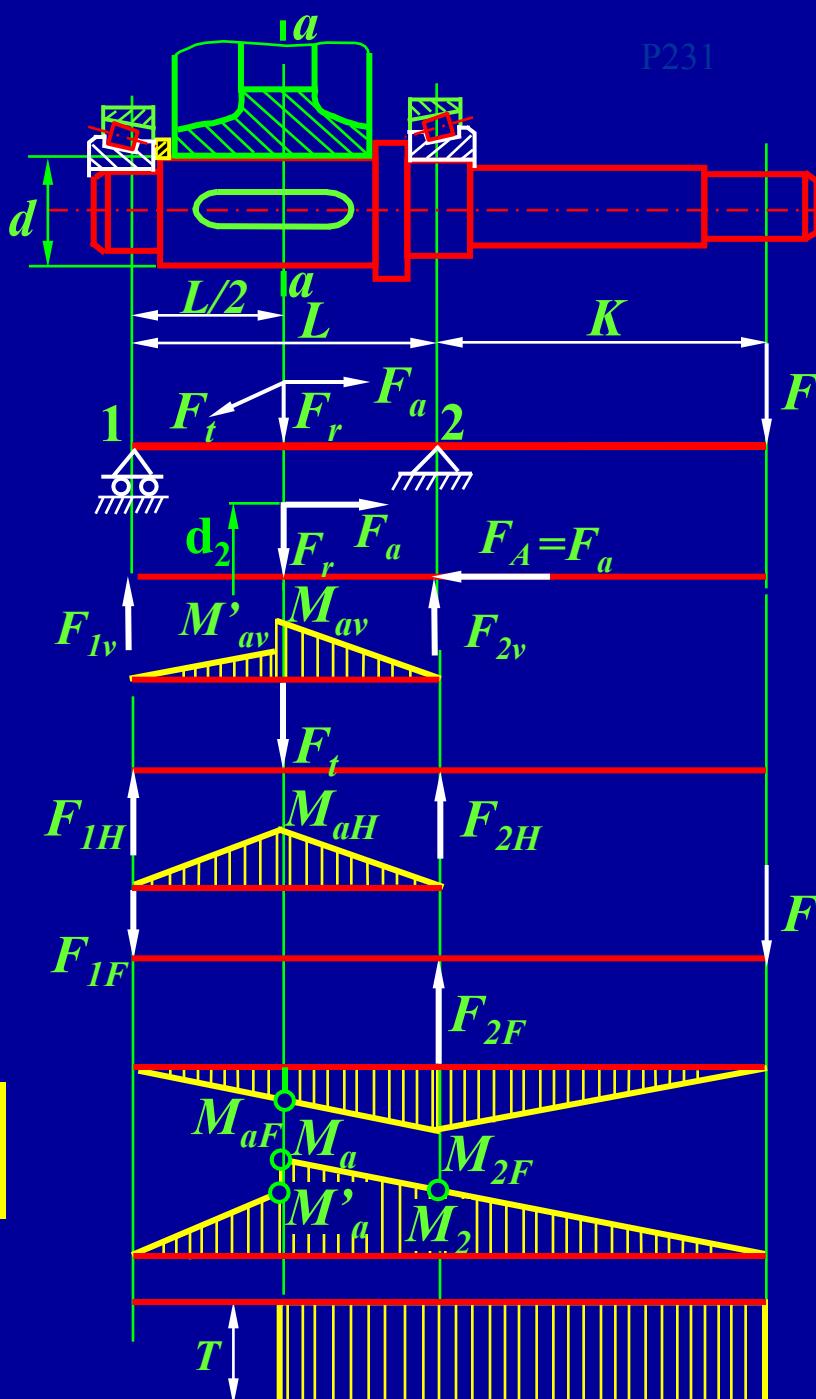
$$\begin{aligned} T &= F_t \cdot d_2 / 2 = 17400 \times 0.146 / 2 \\ &= 1270 \quad N \cdot m \end{aligned}$$

### 9) 求危险截面的当量弯矩

$$M_e = \sqrt{M_a^2 + (\alpha T)^2}$$

扭切应力为脉动循环变应力，  
取折合系数:  $\alpha=0.6$

$$\begin{aligned} M_e &= \sqrt{1400^2 + (0.6 \times 1270 T)^2} \\ &= 1600 \quad N \cdot m \end{aligned}$$





## 10)计算危险截面处轴的直径

选45钢，调质， $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ ,  $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{1600 \times 10^3}{0.1 \times 60}}$$
$$= 64.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

求考虑到键槽对轴的削弱，将d值增大4%，故得：

$$d \approx 67 \text{ mm}$$

符合直径系列。



1. 将外载荷分解到水平面和垂直面。求垂直面支撑反力 $F_V$ 和水平面支撑反力 $F_H$ ；
2. 作垂直弯矩 $M_V$ 图和弯矩 $M_H$ 图；
3. 作合成弯矩 $M$ 图； 
$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$
4. 作转矩 $T$ 图；
5. 弯扭合成，作当量弯矩 $M_e$ 图； 
$$M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$
6. 计算危险截面轴径：

说明：

1. 若危险截面上有键槽，则应加大5%
2. 若计算结果大于结构设计初步估计的轴径，则强度不够，应修改设计；  
对于一般刚轴，按上述方法设计即可。对于重要的轴，还必须用安全系数法作精确校核计算。
3. 若计算结果小于结构设计初步估计的轴径，且相差不大，一般以结构设计的轴径为准。



## §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 轴的强度设计

## §14-5 轴的刚度设计

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## § 14-5 轴的刚度设计



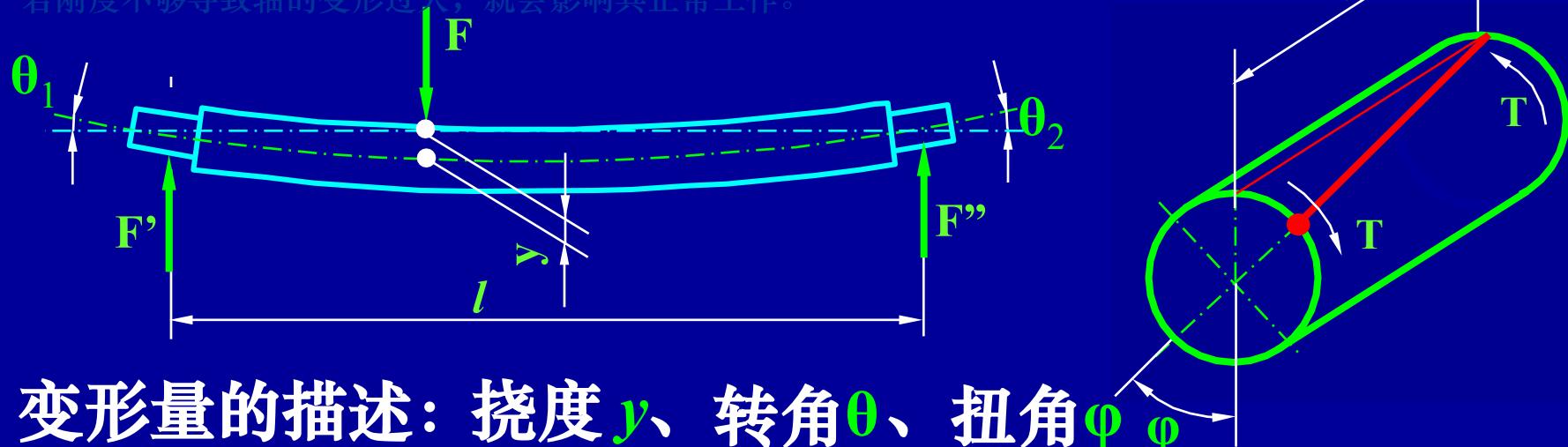
解释何为刚度

天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

弯矩 → 弯曲变形 扭矩 → 扭转变形

若刚度不够导致轴的变形过大，就会影响其正常工作。



变形量的描述：挠度  $y$ 、转角  $\theta$ 、扭角  $\phi$

设计要求：

$$\begin{cases} y \leq [y] \\ \theta \leq [\theta] \\ \phi \leq [\phi] \end{cases}$$

### 一、弯曲变形计算

方法有：

- 1. 按微分方程求解 → 适用于等直径轴。
- 2. 变形能法 → 适用于阶梯轴。

复习材料力学相关内容。



表14-4 轴的许用变形量

| 变形种类     | 适用场合                      | 许用值                    | 变形种类      | 适用场合   | 许用值               |  |
|----------|---------------------------|------------------------|-----------|--------|-------------------|--|
| 挠度<br>mm | 一般用途的轴                    | $(0.0003\sim 0.0005)l$ | 转角<br>rad | 滚动轴承   | $\leq 0.001$      |  |
|          | 刚度要求较高                    | $\leq 0.0002l$         |           | 向心球轴承  | $\leq 0.05$       |  |
|          | 感应电机轴                     | $\leq 0.01\Delta$      |           | 调心球轴承  | $\leq 0.05$       |  |
|          | 安装齿轮的轴                    | $(0.01\sim 0.05)m_n$   |           | 圆柱滚子轴承 | $\leq 0.0025$     |  |
|          | 安装蜗轮的轴                    | $(0.02\sim 0.05) m$    |           | 圆锥滚子轴承 | $\leq 0.0016$     |  |
|          | $l$ —支撑间的跨矩               |                        |           | 齿轮处轴截面 | $0.001\sim 0.002$ |  |
|          | $\Delta$ —电机定子与转子<br>间的间隙 |                        |           | 一般传动   | $0.5\sim 1$       |  |
|          | $m_n$ —齿轮的模数              |                        |           | 较精密传动  | $0.2\sim 0.5$     |  |
|          | $m$ —蜗轮的模数                |                        |           | 重要传动   | $< 0.25$          |  |



## 二、扭转变形计算

等直径轴的扭转角：

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{32Tl}{G\pi d^4} \quad rad$$

其中：  $T$ ----转矩；

$l$  ----轴受转矩作用的长度；

$d$  ----轴径；

$G$ ----材料的切变模量；

$I_p$ ----轴截面的极惯性矩

阶梯轴的扭转角：

$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \quad rad$$



## §16-1 滚动轴承的基本类型和特点

## §16-2 滚动轴承的代号

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## §16-3 滚动轴承的选择计算

## §16-4 滚动轴承的润滑和密封

## §16-5 滚动轴承的组合设计



## ■ 轴承的功用

- ① 支承轴及轴上零件，并保持轴的旋转精度；
- ② 减少转轴与支承之间的摩擦和磨损。

## ■ 轴承的类型：按摩擦性质分

- ① 滚动（摩擦）轴承，已标准化，选用、维护方便，应用广泛；
- ② 滑动（摩擦）轴承，适用于高速、高精度、重载、结构上要求剖分等场合。

## ■ 滑动轴承的应用实例：汽轮发电机，水轮发电机，精密机床，轧钢机，铁路机车，天文望远镜等。



## §16-1 滚动轴承的基本类型和特点

§16-2 滚动轴承的代号

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

§16-3 滚动轴承的选择计算

§16-4 滚动轴承的润滑和密封

§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



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

滚动轴承的组成：外圈、内圈、滚动体、保持架。

各零件的作用：

内圈：支撑轴；

装在机座或零件轴孔内；

外圈：支撑零件或轴系；

内外圈上有滚道，当内外圈相对旋转时，滚动体将沿着滚道滚动。

滚动体：滑动→滚动；

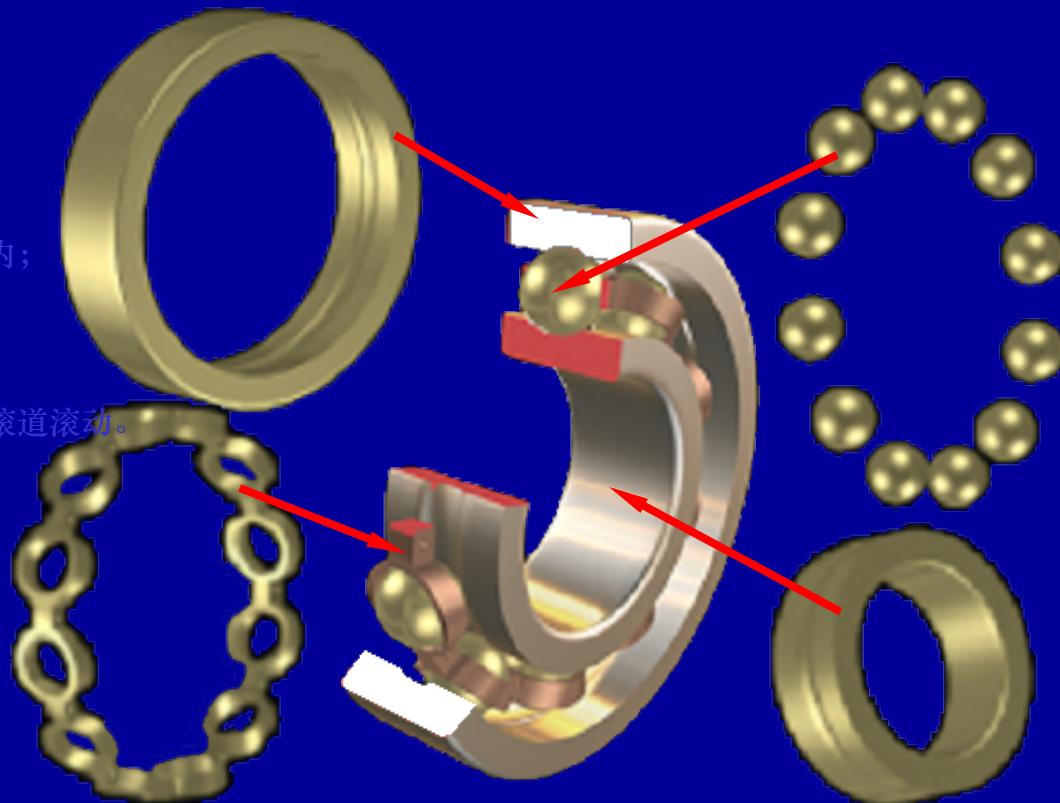
保持架：将滚动体分开。

滚动副的材料要求：

硬度和接触疲劳强度↑、耐磨性和冲击韧性↑

用含铬合金钢制造，经热处理后硬度达：61~65HRC。工作表面需经磨削或抛光。

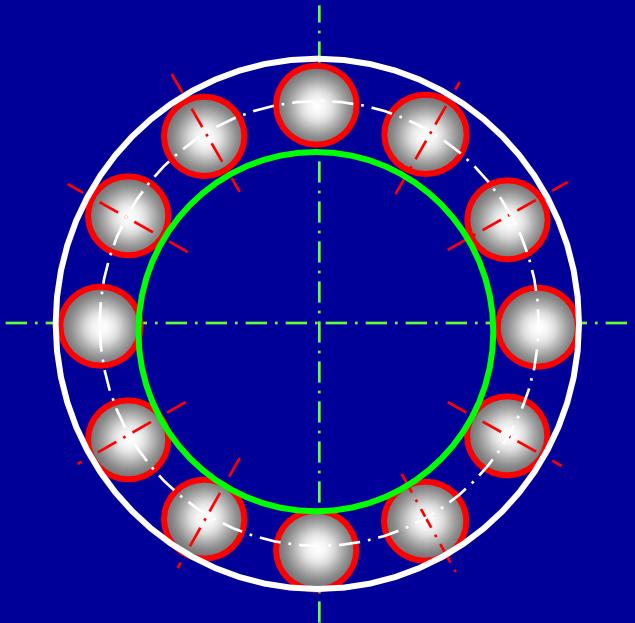
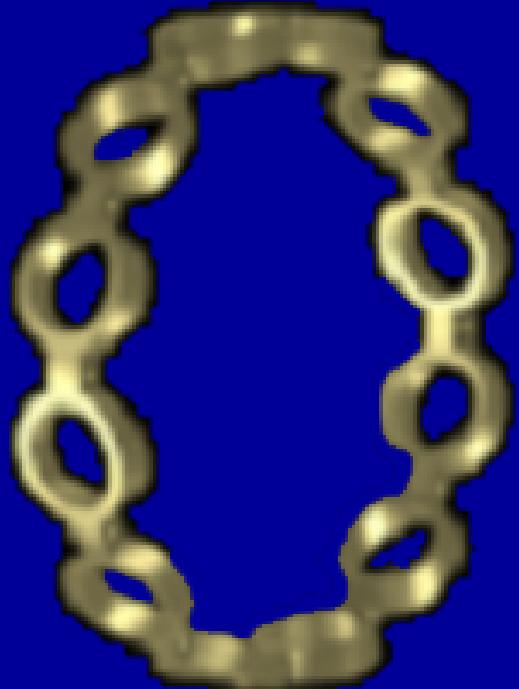
保持架：低碳钢，冲压制成      高速轴承：有色金属或塑料。



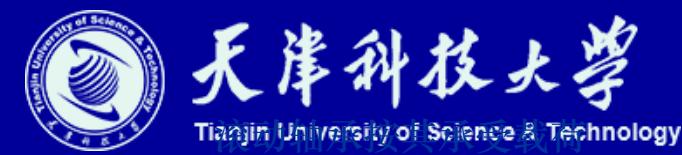
# 滚动轴承的装配



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology



优点：摩擦阻力小、启动灵敏、效率高、润滑简便、和易于互换等。



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

滚动轴承的方向（接触角）和滚

动体的形状分类。

缺点：抗冲击能力差、高速时出现噪音。

滚动轴承 标准化；并由专业厂大批量生产。

设计人员的主要任务是：熟悉标准，正确选用。

接触角：滚动体与外圈接触处的法线与垂直于轴承轴心线的平面之间的夹角称为公称接触角。

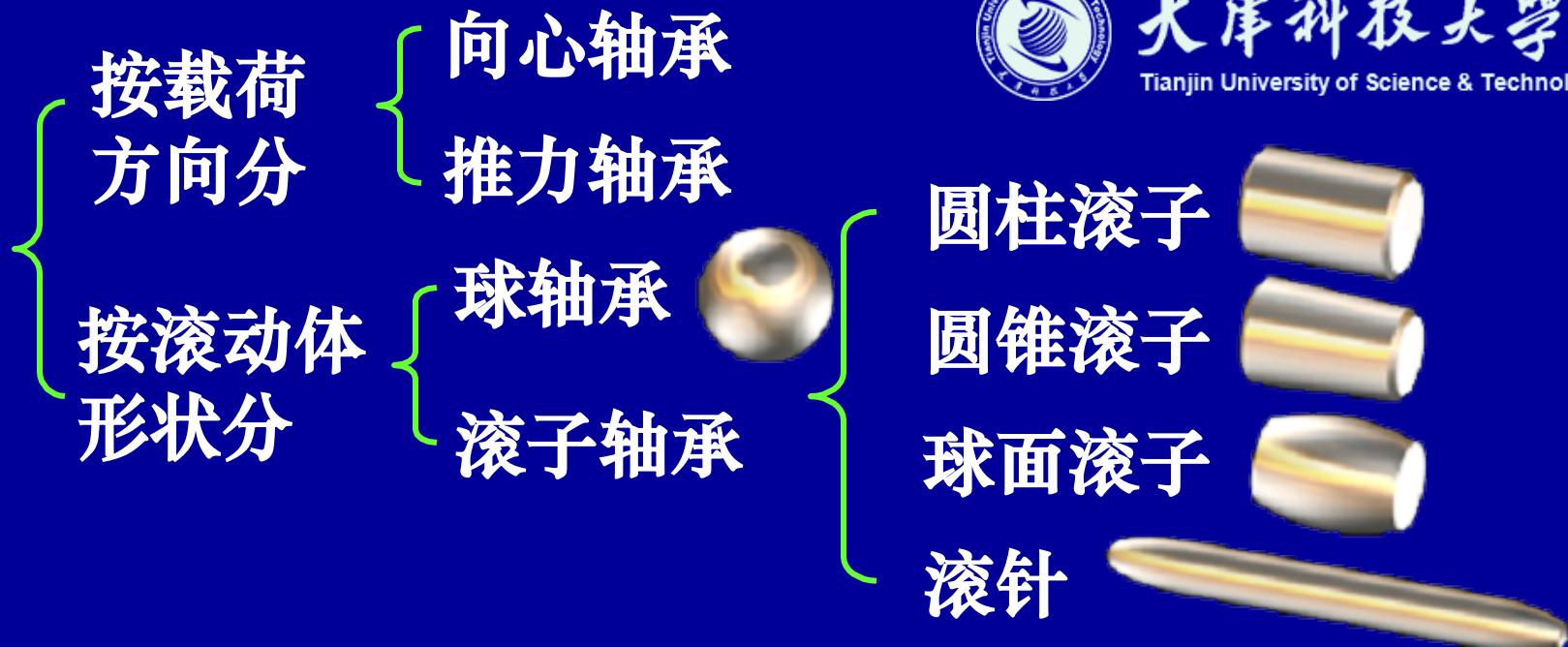
接触角  $\uparrow$   $\rightarrow$  轴向承载能力  $\uparrow$  它是滚动轴承的一个重要参数，轴承的受力分析和承载能力等都与接触角有关。

表16-1 各类轴承的公称接触角

| 轴承类型       | 向心轴承               |                               | 推力轴承                           |                     |
|------------|--------------------|-------------------------------|--------------------------------|---------------------|
|            | 主要承受径向载荷           | 径向接触                          | 角接触                            | 主要承受轴向载荷            |
| 公称接触角      | $\alpha = 0^\circ$ | $0^\circ < \alpha < 45^\circ$ | $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ | $\alpha = 90^\circ$ |
| 图例（以球轴承为例） |                    |                               |                                |                     |

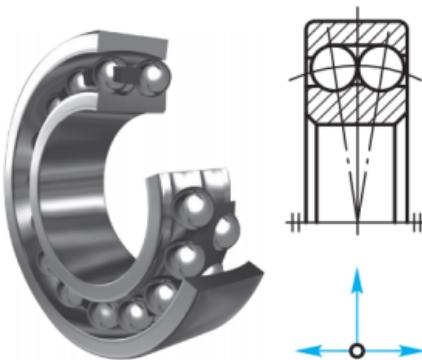
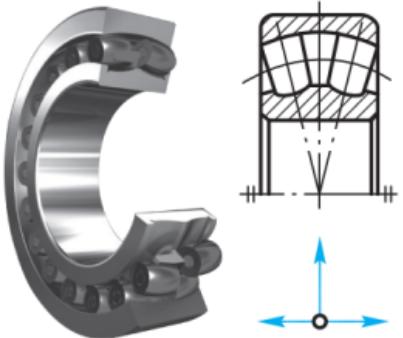
分类:

轴承类型

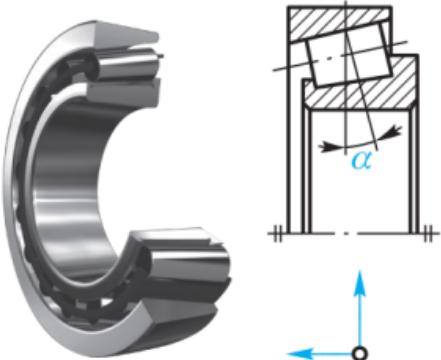


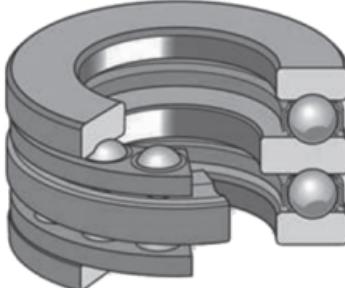
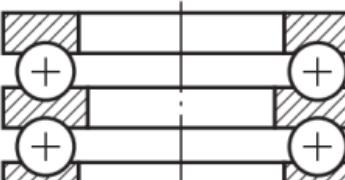
| 名称    | 类型代号 | 轴承结构、承载方向及结构简图 | 极限转速 | 允许角偏差   | 性能特点与应用场合   |
|-------|------|----------------|------|---------|---|
| 调心球轴承 | 1    |                | 中    | 2° ~ 3° | 其结构特点为双列球，外圈滚道是以轴承中心为中心的球面。故能自动调心，适用于多支点和弯曲刚度不足的轴 |



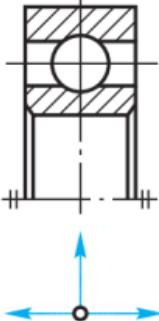
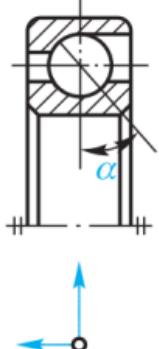
| 名称     | 类型代号 | 轴承结构、承载方向及结构简图   | 极限转速 | 允许角偏差     | 性能特点与应用场合  |
|--------|------|--|------|-----------|--|
| 调心球轴承  | 1    |   | 中    | 2°~3°     | 其结构特点为双列球，外圈滚道是以轴承中心为中心的球面。故能自动调心，适用于多支点和弯曲刚度不足的轴                  |
| 调心滚子轴承 | 2    |  | 中    | 1.5°~2.5° | 其结构特点是滚动体为双列鼓形滚子，外圈滚道是以轴承中心为中心的球面。故能自动调心，能承受很大的径向载荷和少量的轴向载荷，抗振动、冲击 |



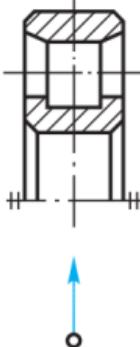
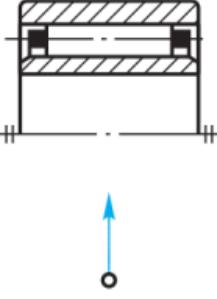
| 名称     | 类型代号 | 轴承结构、承载方向及结构简图  | 极限转速 | 允许角偏差 | 性能特点与应用场合   |
|--------|------|---|------|-------|---|
| 圆锥滚子轴承 | 3    |  | 中    | 2'    | 能同时承受较大的径向载荷和轴向载荷。公称接触角有 $\alpha = 10^\circ \sim 18^\circ$ 和 $\alpha = 27^\circ \sim 30^\circ$ 两种。外圈可分离,游隙可调,装拆方便,适用于刚性较大的轴,一般成对使用,对称安装 |

|       |   |  |     |  |
|-------|---|--|-----|--|
|       |   |  |     |  |
| 推力球轴承 | 5 | <br> <p>单列51000</p>     | 低   | <p>只能承受轴向载荷,且载荷作用线必须与轴线重合。</p> <p>推力轴承的套圈有轴圈与座圈。轴圈与轴过盈配合并一起旋转,座圈的内径与轴保持一定间隙,置于机座中。</p> |
|       |   | <br> <p>双列52000</p> | 不允许 | <p>因滚动体离心力大,滚动体与保持架摩擦发热严重,故用于轴向载荷大但转速不高的场合。</p> <p>单列球轴承仅承受单向轴向载荷;双列球轴承可承受双向轴向载荷</p>   |



|            |   |  |   |          |  |
|------------|---|--|---|----------|--|
| 深沟球轴承      | 6 | <br>   | 高 | 8' ~ 16' | <p>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。</p> <p>当承受纯径向载荷时,<br/><math>\alpha = 0^\circ</math></p>                                   |
| 角接触球<br>轴承 | 7 | <br> | 高 | 2' ~ 10' | <p>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 <math>\alpha</math> 有 <math>15^\circ</math>、<math>25^\circ</math>、<math>40^\circ</math> 三种。通常成对使用,对称安装</p> |



|            |    |  |   |         |   |
|------------|----|--|---|---------|---|
| 圆柱滚子<br>轴承 | N  | <br>   | 高 | 2' ~ 4' | 能承受较大的径向载荷,不能承受轴向载荷。因系线接触,内、外圈只允许有极小的相对偏转。<br>除图示外圈无挡边(N)结构外,还有内圈无挡边(NU)、外圈单挡边(NF)等结构形式 |
| 滚针轴承       | NA | <br> | 低 | 不允许     | 只能承受径向载荷,承载能力大,径向尺寸特小,带内圈或不带内圈。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                      |



几点说明：

由于结构不同，各类轴承的使用性能也不相同，现

## 1. 承载能力

滚子轴承 $\approx(1.5\sim 3)$ 球轴承 在同条件下 大载荷  $\rightarrow$  采用滚子轴承  
当  $d \leq 20$  mm 时，两者承载能力接近，宜采用球轴承。

因滚子轴承贵重且接触球轴承可以同时承受径向载荷和轴向载荷。

$\alpha = 0^\circ \rightarrow$  滚动体为滚子，则只能承受径向载荷；  
若滚动体为球，可承受一定的轴向载荷。

$0^\circ < \alpha < 45^\circ \rightarrow$  承受径向载荷为主；

$45^\circ < \alpha < 90^\circ \rightarrow$  承受轴向载荷为主；

$\alpha = 90^\circ \rightarrow$  只能承受轴向载荷。

## 2. 极限转速

转速过高  $\rightarrow$  温度↑  $\rightarrow$  润滑失效  $\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{滚动体回火或} \\ \text{胶合破坏。} \end{array} \right.$

极限转速——滚动轴承在一定载荷与润滑条件下，允许的最高转速。

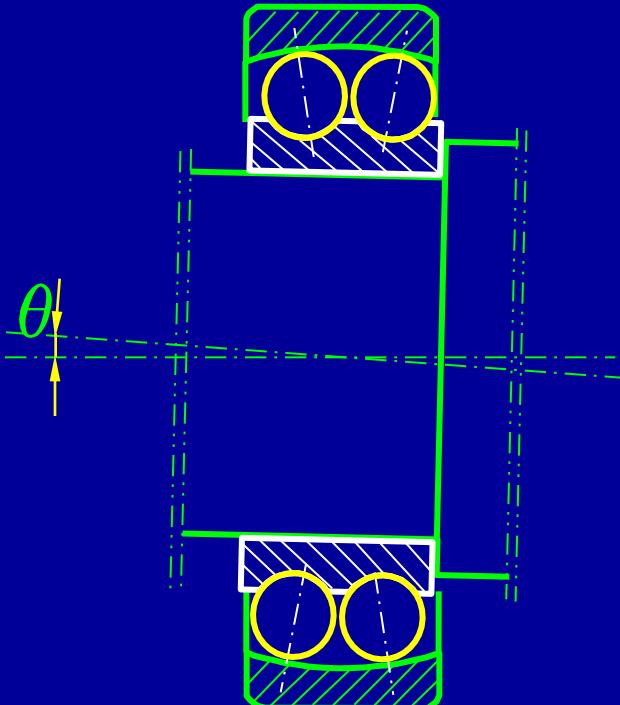
### 3. 角偏差

轴承由于安装误差或轴的变形等都会引起内外圈中心线发生相对倾斜。其倾斜角称为角偏差。

角偏差  $\uparrow \rightarrow$  影响轴承正常运转。

可采用调心轴承。

滚针轴承对轴线倾斜最敏感，应尽可能避免在轴线有倾斜的情况下使用。



调心轴承



## §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 滚动轴承的润滑和密封

## §16-5 滚动轴承的组合设计

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。



表16-3 滚动轴承代号的排列顺序

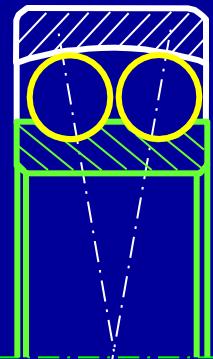
| 前置代号          | 基本代号 共5位 |               |            |   | 后置代号 |
|---------------|----------|---------------|------------|---|------|
|               |          | ×             | ×          | × | 或加 × |
| 成套轴承分<br>部件代号 | 类型代号     | 尺寸系列代号        |            |   |      |
|               |          | 宽(高)度<br>系列代号 | 直径系列<br>代号 |   |      |

注：    代表字母；    代表数字

1. 前置代号----成套轴承分部件代号(参阅机械设计手册)

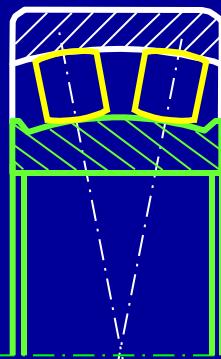
2. 基本代号：表示轴承的基本类型、结构和尺寸。

类型代号 ----左起第一位，为0 (双列角接触球轴承)  
则省略。



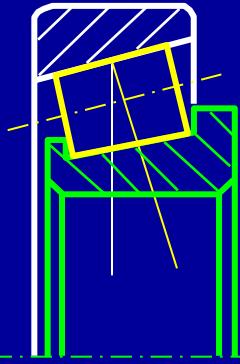
调心球轴承

1



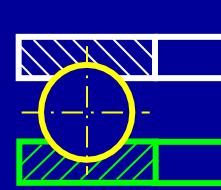
调心滚子轴承

2

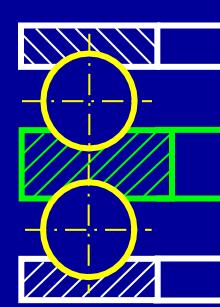


圆锥滚子轴承

3

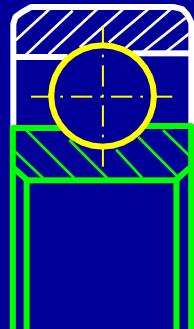


a)单向  
推力球轴承



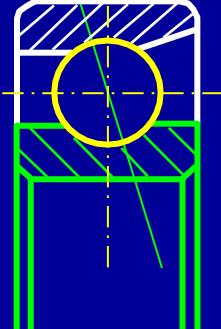
b)双向  
推力球轴承

5



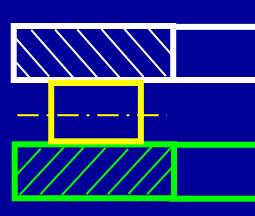
深沟球轴承

6



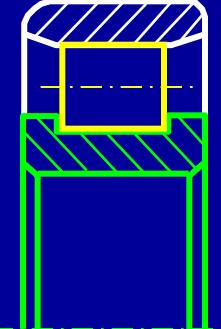
角接触球轴承

7



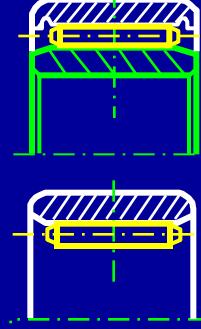
推力圆柱  
滚子轴承

8



圆柱滚子轴承

N



滚针轴承

a) NA  
b) RNA

# 表16-3 滚动轴承代号的排列顺序

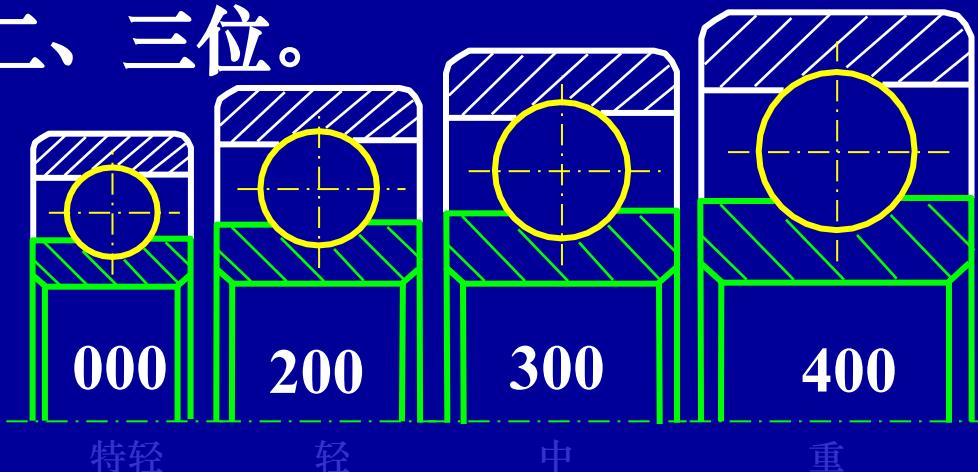


| 前置代号          | 基本代号 |        |               | 后置代号       |
|---------------|------|--------|---------------|------------|
| □             | ×    | ×      | ×             | □或加×       |
| 成套轴承分<br>部件代号 | □    | 尺寸系列代号 | 宽(高)度<br>系列代号 | 直径系列<br>代号 |

注： □ 代表字母； × 代表数字

尺寸系列代号----左起第二、三位。

宽度代号为0时，可省略。  
内径相同，而直径系列代  
号不同的四种轴承的比较，  
外廓尺寸大，承载力强。





## 尺寸系列代号组合：宽(高)度系列十直径系列

| 直径<br>系列<br>代号 | 向心轴承   |    |    |    |    |    |    |    | 推力轴承   |    |    |    |
|----------------|--------|----|----|----|----|----|----|----|--------|----|----|----|
|                | 宽度系列代号 |    |    |    |    |    |    |    | 高度系列代号 |    |    |    |
|                | 8      | 0  | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | 7      | 9  | 1  | 2  |
| 尺寸系列代号         |        |    |    |    |    |    |    |    |        |    |    |    |
| 7              | —      | —  | 17 | —  | 37 | —  | —  | —  | —      | —  | —  | —  |
| 8              | —      | 08 | 18 | 28 | 38 | 48 | 58 | 68 | —      | —  | —  | —  |
| 9              | —      | 09 | 19 | 29 | 39 | 49 | 59 | 69 | —      | —  | —  | —  |
| 0              | —      | 00 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70     | 90 | 10 | —  |
| 1              | —      | 01 | 11 | 21 | 31 | 41 | 51 | 61 | 71     | 91 | 11 | —  |
| 2              | 82     | 02 | 12 | 22 | 32 | 42 | 52 | 62 | 72     | 92 | 12 | 22 |
| 3              | 83     | 03 | 13 | 23 | 33 | —  | —  | —  | 73     | 93 | 13 | 23 |
| 4              | —      | 04 | —  | 24 | —  | —  | —  | —  | 74     | 94 | 14 | 24 |
| 5              | —      | —  | —  | —  | —  | —  | —  | —  | —      | 95 | —  | —  |

【GB/T 272-2017 滚动轴承 代号方法】

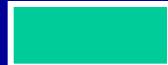
# 表16-2 滚动轴承代号的排列顺序



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

| 前置代号          | 基本代号 |               |            |   | 后置代号 |
|---------------|------|---------------|------------|---|------|
|               | ×    | ×             | ×          | × | 或加 × |
| 成套轴承分<br>部件代号 |      |               | 尺寸系列代号     |   |      |
| 类型代号          |      | 宽(高)度<br>系列代号 | 直径系列<br>代号 |   |      |

注：  代表字母；  代表数字

内径代号 ---- 基本代号左起第四、五位。

# 表16-5 轴承的内径代号

|           |    |    |    |    |  |
|-----------|----|----|----|----|--|
| 内径代号      | 00 | 01 | 02 | 03 | 04~99  |
| 轴承内径尺寸 mm | 10 | 12 | 15 | 17 | 数字  5 |

# 表16-2 滚动轴承代号的排列顺序



| 前置代号          | 基本代号 |      |               |            | 后置代号                           |
|---------------|------|------|---------------|------------|--------------------------------|
|               | ×    | ×    | ×             | ×          | 或加 ×                           |
| 成套轴承分<br>部件代号 |      | 类型代号 | 尺寸系列代号        |            | 与基本代号空半<br>个汉字距离或用<br>“-”“/”分隔 |
|               |      |      | 宽(高)度<br>系列代号 | 直径系列<br>代号 |                                |

注：   代表字母； × 代表数字

3. 后置代号 ---- 用字母（或加数字）表示。

## 轴承后置代号排列顺序

| 后置代号组  | 1        | 2             | 3          | 4        | 5        | 6  | 7  | 8           |
|--------|----------|---------------|------------|----------|----------|----|----|-------------|
| 含    义 | 内部<br>结构 | 密封与防尘<br>套圈变形 | 保持架<br>及材料 | 轴承<br>材料 | 公差<br>等级 | 游隙 | 配置 | 振动噪声<br>或其它 |

# 表16-6 轴承内部结构常用代号



天津科技大学  
Tianjin University of Science & Technology

| 轴承类型   | 代 号 | 含 义                 | 示 例    |
|--------|-----|---------------------|--------|
| 角接触球轴承 | B   | $\alpha = 40^\circ$ | 7210B  |
|        | C   | $\alpha = 15^\circ$ | 7005C  |
|        | AC  | $\alpha = 25^\circ$ | 7210AC |
| 圆锥滚子轴承 | B   | 接触角 $\alpha$ 加大     | 32310B |
|        | E   | 加强型                 | NU207E |

# 表16-7 公差等级代号

| 代 号       | 省略   | /P6     | /P6x      | /P5     | /P4     | /P2     |
|-----------|------|---------|-----------|---------|---------|---------|
| 公差等级符合标准的 | 0级   | 6级      | 6x级       | 5级      | 4级      | 2级      |
| 示 例       | 6203 | 6203/P6 | 30210/P6x | 6203/P5 | 6203/P4 | 6203/P2 |

注：公差等级中0级最低，向右依次增高，2级最高。



游隙代号：/C2、/CN、/C3、/C4、/C5，分别表示径向游隙（依次由小到大）。CN为符合标准规定的N组，省略不表示

# 实例：说明滚动轴承 62203 和 7312AC/P6 的含义



6 2 2 03

轴承内径  $d=17$  mm

直径系列代号，2(轻)系列

宽度系列代号，2(宽)系列

深沟球轴承

7 (0) 3 12 AC / P6

公差等级6级

公称接触角  $\alpha=25^\circ$

轴承内径  $d=12 \times 5 = 60$  mm

直径系列代号，3(中)系列

宽度系列代号，0(窄)系列，代号为0，不标出  
角接触球轴承



## §16-1 滚动轴承的基本类型和特点

## §16-2 滚动轴承的代号

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## §16-3 滚动轴承的选择计算

## §16-4 滚动轴承的润滑和密封

## §16-5 滚动轴承的组合设计

## § 16-3 滚动轴承的选择计算



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

### 一、滚动体的受力分析

受纯轴向载荷时，各滚动体受力相同；

受纯径向载荷 $F_r$ 时，上半圈滚动体不受力；

所有水平分力相互抵消，铅垂分力与外载荷平衡。

下半圈各滚动体受力大小方向均不同。

可以导出：
$$F_{\max} \approx \frac{5F_r}{z}$$
   
 z为滚动体的总数。

### 二、失效形式

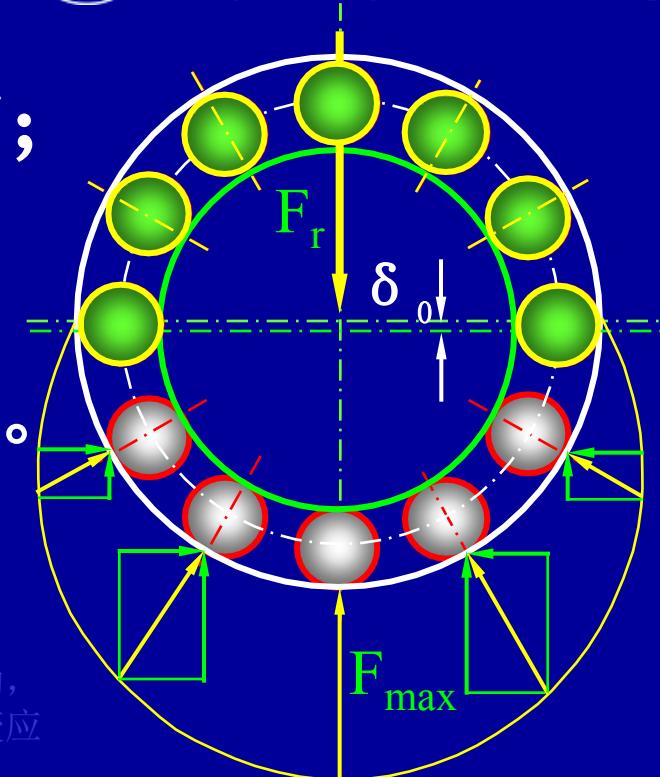
疲劳破坏

永久变形

早期磨损

胶合

内外圈和保持架破裂



径向载荷的分布

维护保养不当而造成。

### 三、轴承寿命计算

$L/(1 \times 10^6 \text{ r})$

**定义：**轴承在一定转速下，其中任何零件出现疲劳扩展迹象之前的工作小时数称为：**轴承寿命**

**可靠度：**一组相同轴承能达到或超过规定寿命的百分比。

**基本额定寿命：**一组同一型号轴承，在同一运转条件下，其可靠度R为90%时，能达到或超过的寿命L( $L_b$ )

单位为百万转 $10^6 \text{ r}$ ，或小时h.

寿命为1百万转时，可靠度为90%，  
寿命为5百万转时，可靠度只有50%，

对于单个轴承而言，其损坏的可能性只有90%

在到达额定寿命时，有90%的轴承没坏，只损坏了10%。

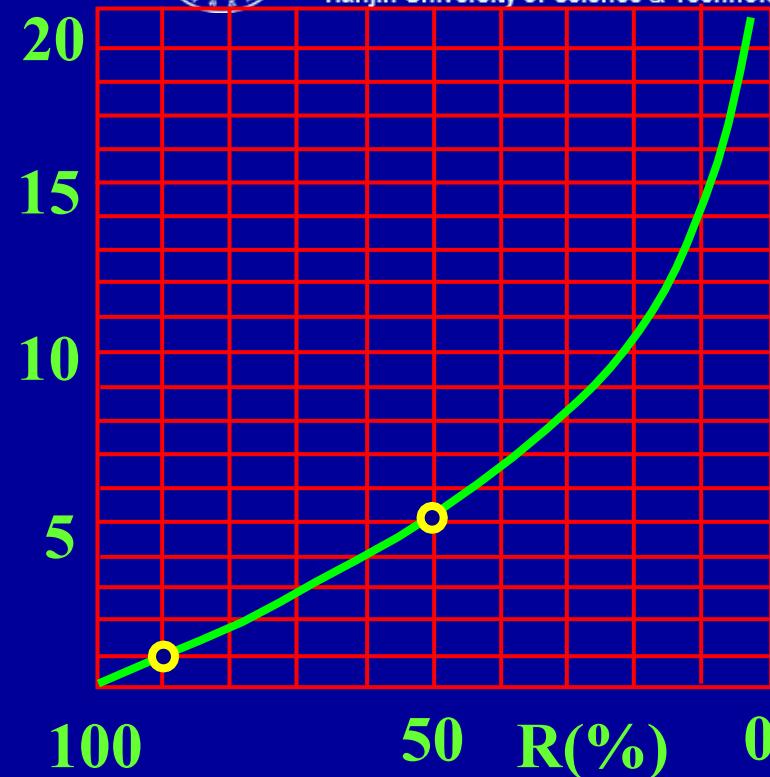
**基本额定动载荷：**当一套轴承运转达到一千万转时，轴承所能承受的载荷C。

向心轴承载记为：C<sub>r</sub>，可查表  
推力轴承载记为：C<sub>a</sub>



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology



轴承的寿命曲线

大量试验得如下关系：

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^\varepsilon \quad 10^6 r$$

P---当量动载荷

一恒定径向(或轴向)载荷，在该载荷作用下，滚动轴承具有与实际载荷作用下的寿命。

寿命指数： $\varepsilon = \begin{cases} 3 & \text{---球轴承} \\ 10/3 & \text{---滚子轴承} \end{cases}$

用小时表示：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\varepsilon \quad h$$

当  $t > 100^\circ\text{C}$  时， $\rightarrow C \downarrow$  引进温度系数  $f_t$  进行修正。

表16-8 温度系数

| 轴承工作温度 $^\circ\text{C}$ | 100 | 125  | 150  | 200  | 250  | 300  |
|-------------------------|-----|------|------|------|------|------|
| 温度系数 $f_t$              | 1   | 0.95 | 0.90 | 0.80 | 0.70 | 0.60 |



工作中冲击振动  $\rightarrow C \downarrow$  引进载荷系数  $f_P$  进行修正。

表16-9 载荷系数

| 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 |

修正结果：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_P P} \right)^\varepsilon h$$

$$\text{或} : C = \frac{f_P P}{f_t} \left( \frac{60n}{10^6} L_h \right)^{1/\varepsilon} N$$



$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C}{f_P P} \right)^\varepsilon h$$

式中 $L_h$ 是初选轴承在受载荷P时的基本额定寿命，若满足设计要求的预期寿命（表16-10），则可说明可靠度在90%以上，可用，否则需要重新选择C值更高的轴承再计算。

$$\text{或 } C = \frac{f_P P}{f_t} \left( \frac{60n}{10^6} L_h \right)^{1/\varepsilon} N$$

若已知P，轴承预期寿命已定时，通过此式计算出C，可以作为选择轴承牌号的依据。



表16-10 轴承预期寿命 $L_h$ 的参考值

| 使用场合                 | $L_h /h$    |
|----------------------|-------------|
| 不经常使用的仪器和设备          | 500         |
| 短时间或间断使用，中断时不致引起严重后果 | 4000~8000   |
| 间断使用，中断时会引起严重后果      | 8000~12000  |
| 每天8h工作的机械            | 12000~20000 |
| 每天24h连续工作的机械         | 40000~60000 |

#### 四、当量动载荷的计算

含义：当量动载荷是一种考虑径向载荷与轴向载荷双重影响，经换算后的假想载荷。其效果与某一个基本额定动载荷相当。

$$P = X F_r + Y F_a$$

X---径向动载荷系数； Y---轴向动载荷系数。

查表16—12 P260

$$\text{向心轴承: } P = F_r \quad \text{推力轴承} (\alpha = 90^\circ) : P = F_a$$

表16-11 向心轴承当量载荷系数X、Y的值



| 轴承类型                | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | e                              | $F_a / F_r > e$ |                                  | $F_a / F_r \leq e$ |                                |
|---------------------|----------------------|--------------------------------|-----------------|----------------------------------|--------------------|--------------------------------|
|                     |                      |                                | X               | Y                                | X                  | Y                              |
| 深沟球轴承               | 0.014                | 0.19                           |                 | 2.3                              |                    |                                |
|                     | 0.028                | 0.22                           |                 | 1.99                             |                    |                                |
|                     | 0.056                | 0.26                           |                 | 1.71                             |                    |                                |
|                     | 0.084                | 0.28                           |                 | 1.55                             |                    |                                |
|                     | 0.11                 | 0.30                           | 0.56            | 1.45                             | 1                  | 0                              |
|                     | .....                | .....                          |                 | .....                            |                    |                                |
| 角接触球轴承<br>(单列)      | 0.015                | 0.38                           |                 | 1.47                             |                    |                                |
|                     | 0.029                | 0.40                           |                 | 1.40                             |                    |                                |
|                     | 0.056                | 0.43                           |                 | 1.30                             |                    |                                |
|                     | 0.087                | 0.46                           |                 | 1.23                             |                    |                                |
|                     | 0.12                 | 0.47                           | 0.44            | 1.19                             | 1                  | 0                              |
|                     | .....                | .....                          |                 | .....                            |                    |                                |
| $\alpha = 15^\circ$ | ---                  | 0.68                           | 0.41            | 0.87                             | 1                  | 0                              |
|                     | ---                  | 1.14                           | 0.35            | 0.57                             | 1                  | 0                              |
| 圆锥滚子轴承(单列)          | ---                  | $1.5 \operatorname{tg} \alpha$ | 0.4             | $0.4 \operatorname{ctg} \alpha$  | 1                  | 0                              |
| 调心球轴承(双列)           | ---                  | $1.5 \operatorname{tg} \alpha$ | 0.65            | $0.65 \operatorname{ctg} \alpha$ | 1                  | $0.4 \operatorname{tg} \alpha$ |



| 轴承类型  | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | $e$  | $F_a/F_r > e$ |      | $F_a/F_r \leq e$ |   |
|-------|----------------------|------|---------------|------|------------------|---|
|       |                      |      | X             | Y    | X                | Y |
| 深沟球轴承 | 0.014                | 0.19 | 0.56          | 2.30 | 1                | 0 |
|       | 0.028                | 0.22 |               | 1.99 |                  |   |
|       | 0.056                | 0.26 |               | 1.71 |                  |   |
|       | 0.084                | 0.28 |               | 1.55 |                  |   |
|       | 0.11                 | 0.30 |               | 1.45 |                  |   |
|       | 0.17                 | 0.34 |               | 1.31 |                  |   |
|       | 0.28                 | 0.38 |               | 1.15 |                  |   |
|       | 0.42                 | 0.42 |               | 1.04 |                  |   |
|       | 0.56                 | 0.44 |               | 1.00 |                  |   |

使用方法：

- 由轴承型号查手册，获得 $C_{0r}$ （径向基本额定静载荷）数据；
- 计算 $F_a/C_{0r}$ ，直接获得 $F_a/C_{0r}$ 值所在行的 $e$ 值，或线性插值确定与 $F_a/C_{0r}$ 值对应的 $e$ 值；
- 判断 $F_a/F_r$ 与 $e$ 之间的大小关系，直接获得或线性插值确定X、Y值。

# 五、角接触向心轴承轴向载荷的计算

受力分析：

$$F_i = F'_i + F''_i$$

总轴向力  $F' = \sum F'_i$  --- 内部轴向力

$F'$  的近似值可按如下近似公式计算

由于  $\alpha$  的存在，即使在径向载荷的作用下，其接触力可分解为径向和轴向两个分量。

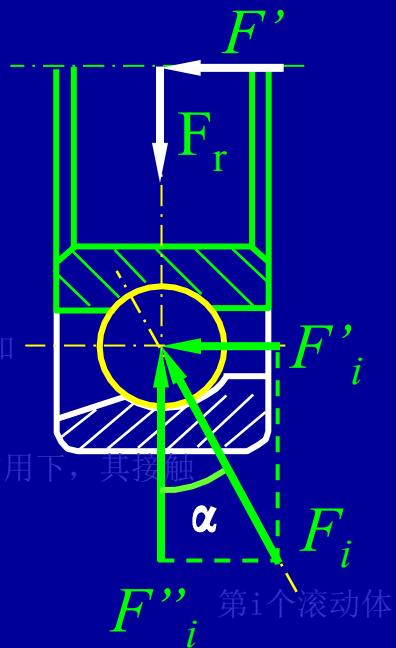


表16-13 角接触向心球轴承

| 轴承类型 | 角接触向心球轴承            |                     |                     | 圆锥滚子轴承   |
|------|---------------------|---------------------|---------------------|--|
|      | $\alpha = 15^\circ$ | $\alpha = 25^\circ$ | $\alpha = 40^\circ$ |  |
| $F'$ | $eF_r$              | $0.68F_r$           | $1.14F_r$           | $F_r / (2Y)$<br>Y是 $\frac{F_a}{F_r} > e$ 的轴向系数 |

为使内部轴向力平衡，以免轴窜动，这种轴承应：  
成对使用，对称安装。下面分两个轴承面对面或背对背安装两种情况进行详细分析



# 1. 若 $F_A + F_{s2} > F_{s1}$

由于轴承1的右端已固定，轴不能向右移动，轴承1被压紧。由平衡条件得  
轴承1(压紧端)承受的轴向载荷：

压紧端:  $F_{a1} = F_A + F_{s2}$

轴承2(放松端)承受的轴向载荷：

放松端:  $F_{a2} = F_{s2}$

# 2. 若 $F_A + F_{s2} < F_{s1}$

则轴承2被压紧。由平衡条件得：

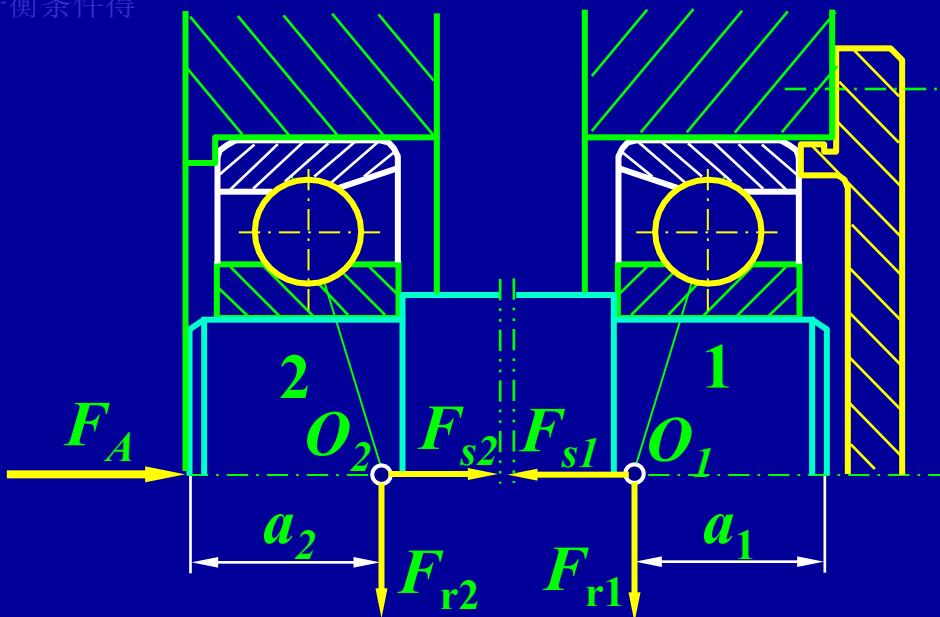
放松端:  $F_{a1} = F_{s1}$

压紧端:  $F_{a2} = F_{s1} - F_A$

结论：

放松端轴承的轴向载荷 = 内部轴向力

压紧端轴承的轴向载荷 = 其余轴向力的代数和 本身除外



外圈窄边相对安装 (正装)

反装时选左边的轴承为1，右边的轴承为2。

1. 若  $F_A + F_{s2} > F_{s1}$  则有：

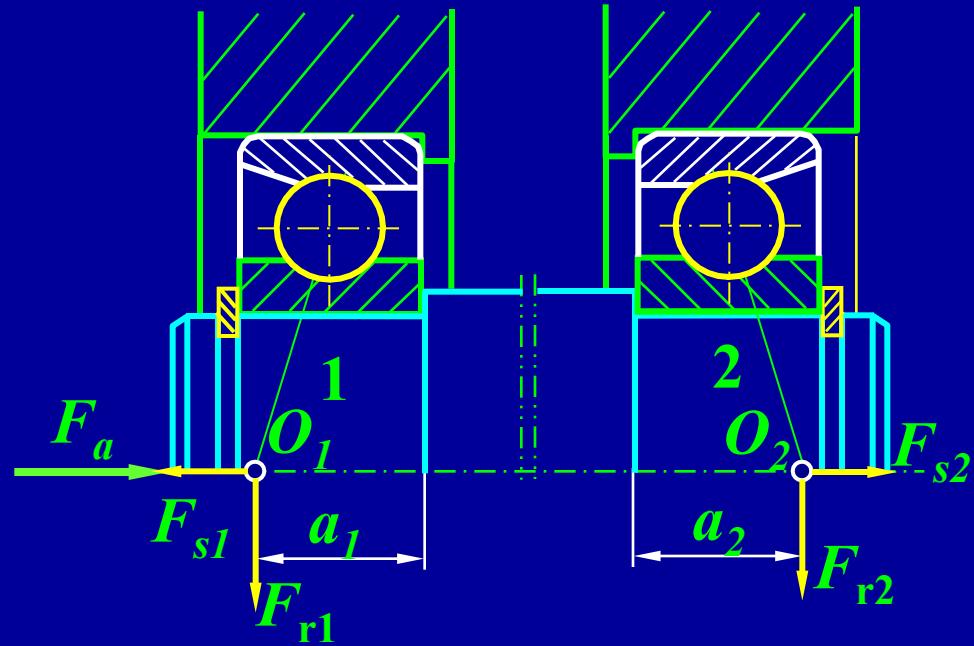
压紧端： $F_{a1} = F_A + F_{s2}$

放松端： $F_{a2} = F_{s2}$

2. 若  $F_A + F_{s2} < F'_{s1}$ ，则有：

放松端： $F_{a1} = F_{s1}$

压紧端： $F_{a2} = F_{s1} - F_A$



外圈宽边相对安装(反装)

结论：

放松端轴承的轴向载荷 = 内部轴向力

压紧端轴承的轴向载荷 = 其余轴向力的代数和本身除外

结论与正装相同！

# 六、滚动轴承的静强度校核



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

- **基本额定静载荷：**是指轴承最大载荷滚动体与滚道接触中心处产生**指定接触应力**时对应的径向静载荷（径向基本额定静载荷 $C_{0r}$ ）或中心轴向静载荷（轴向基本额定静载荷 $C_{0a}$ ）。 $C_{0r}$ 、 $C_{0a}$ 值可查阅滚动轴承产品样本。
- 当轴承既受径向力 $F_r$ 又受轴向力 $F_a$ 时，可将它们折合成当量静载荷 $P_0$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \leq \frac{C_0}{S_0}$$

$X_0$ ， $Y_0$ —径向静载荷系数，轴向静载荷系数，表16-13。

$S_0$ —静强度安全系数，对于旋转精度与平稳性要求高或承受大冲击载荷时取 $S_0 = 3$ ，相反情况则取 $S_0 = 1.5$ 。



【例1】试求NF207圆柱滚子轴承允许的最大径向载荷。已知工作转速  $n = 200\text{r/min}$ ，工作温度  $t < 100^\circ\text{C}$ ，寿命  $L_h = 10000\text{h}$ ，载荷平稳。

【解】向心轴承径向基本额定动载荷为

$$C = \frac{f_p P}{f_t} \left( \frac{60n}{10^6} L_h \right)^{1/\varepsilon} \quad \text{N}$$

对于只承受纯径向载荷的轴承：  $P = F_r$

由本书附表 1查得， NF207圆柱滚子轴承的径向基本额定动载荷  $C_r = 28500\text{N}$ ，查表16-8得  $f_t = 1$ ，查表16-9得  $f_p = 1$ ，滚子轴承， $\varepsilon = 10/3$ 。将以上有关数据代入上式，得

$$28500 = \frac{1 \times F_r}{1} \left( \frac{60 \times 200}{10^6} \times 10000 \right)^{3/10} \quad F_r = 6778\text{N}$$

## 【例2】一水泵轴选用深沟球轴承支承。



已知轴颈 $d = 35\text{mm}$ , 转速 $n = 2900\text{r/min}$ , 轴承所受径向载荷 $F_r = 2300\text{N}$ , 轴向载荷  $F_a = 540\text{N}$ , 要求使用寿命 $L_h = 5000\text{h}$ , 试选择轴承型号。

【解】(1) 求当量动载荷 $P$

$$P = XF_r + YF_a$$

| 轴承类型  | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | $e$  | $F_a/F_r > e$ |      | $F_a/F_r \leq e$ |   |
|-------|----------------------|------|---------------|------|------------------|---|
|       |                      |      | X             | Y    | X                | Y |
| 深沟球轴承 | 0.014                | 0.19 | 0.56          | 2.30 | 1                | 0 |
|       | 0.028                | 0.22 |               | 1.99 |                  |   |
|       | 0.056                | 0.26 |               | 1.71 |                  |   |
|       | 0.084                | 0.28 |               | 1.55 |                  |   |
|       | 0.11                 | 0.30 |               | 1.45 |                  |   |
|       | 0.17                 | 0.34 |               | 1.31 |                  |   |
|       | 0.28                 | 0.38 |               | 1.15 |                  |   |
|       | 0.42                 | 0.42 |               | 1.04 |                  |   |
|       | 0.56                 | 0.44 |               | 1.00 |                  |   |

因轴承型号未知, 无 $C_{0r}$ 数据, 不能确定 $X$ 、 $Y$ , 需要试算。

$d = 35\text{mm}$ ,  $n = 2900\text{r/min}$ ,  $F_r = 2300\text{N}$

,  $F_a = 540\text{N}$ ,  $L_h = 5000\text{h}$

初取  $F_a / C_{0r} = 0.028$ , 则  $e = 0.22$



| 轴承类型  | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | $e$  | $F_a/F_r > e$ |      | $F_a/F_r \leq e$ |     |
|-------|----------------------|------|---------------|------|------------------|-----|
|       |                      |      | $X$           | $Y$  | $X$              | $Y$ |
| 深沟球轴承 | 0.014                | 0.19 | 0.56          | 2.30 | 1                | 0   |
|       | 0.028                | 0.22 |               | 1.99 |                  |     |
|       | 0.056                | 0.26 |               | 1.71 |                  |     |
|       | 0.084                | 0.28 |               | 1.55 |                  |     |
|       | 0.11                 | 0.30 |               | 1.45 |                  |     |
|       | 0.17                 | 0.34 |               | 1.31 |                  |     |
|       | 0.28                 | 0.38 |               | 1.15 |                  |     |
|       | 0.42                 | 0.42 |               | 1.04 |                  |     |
|       | 0.56                 | 0.44 |               | 1.00 |                  |     |

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{540}{2300} = 0.235 > e$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.99$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 2300 + 1.99 \times 540 = 2363\text{N}$$

$d = 35\text{mm}$ ,  $n = 2900\text{r/min}$ ,  $F_r = 2300\text{N}$ ,

$F_a = 540\text{N}$ ,  $L_h = 5000\text{h}$ , 初取  $F_a / C_{0r} =$

$0.028$ ,  $P = 2363\text{N}$

(2) 计算所需的径向基本额定动载荷



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

$$C_r = \frac{f_p P}{f_t} \left( \frac{60n}{10^6} L_h \right)^{1/\varepsilon} \quad \text{N}$$

取  $f_t = 1$  (表16-8),  $f_p = 1.1$  (表16-9); 球轴承,  $\varepsilon = 3$ .

$$C_r = \frac{1.1 \times 2363}{1} \left( \frac{60 \times 2900}{10^6} \times 5000 \right)^{1/3} = 24814 \text{ N}$$

(3) 选择轴承型号

查本书附表 1, 选深沟球轴承6207,  $C_r = 25500\text{N} > 24814\text{N}$ .

$$C_{0r} = 15200\text{N}$$

$$\frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{540}{15200} = 0.0355 > \text{初取值}$$

与初取值  $F_a / C_{0r} = 0.028$  接近, 轴承6207适用, 不再重新计算。  
也可按所选轴承6207, 重新校核计算轴承的寿命。

$d = 35\text{mm}$ ,  $n = 2900\text{r/min}$ ,  $F_r = 2300\text{N}$ ,  $F_a = 540\text{N}$ ,  $L_h = 5000\text{h}$ , 轴承型号6207,  $C_r = 25500\text{N}$ ,  $C_{0r} = 15200\text{N}$ ,  $F_a / C_{0r} = 0.0355$



天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

#### (4) 重新计算

| 轴承类型  | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | $e$  | $F_a/F_r > e$ |      | $F_a/F_r \leq e$ |   |
|-------|----------------------|------|---------------|------|------------------|---|
|       |                      |      | X             | Y    | X                | Y |
| 深沟球轴承 | 0.014                | 0.19 | 0.56          | 2.30 | 1                | 0 |
|       | 0.028                | 0.22 |               | 1.99 |                  |   |
|       | 0.056                | 0.26 |               | 1.71 |                  |   |
|       | 0.084                | 0.28 |               | 1.55 |                  |   |
|       | 0.11                 | 0.30 |               | 1.45 |                  |   |
|       |                      |      |               |      |                  |   |

线性插值求 $e$ :

$$e = \frac{0.26 - 0.22}{0.056 - 0.028} \times (0.0355 - 0.028) + 0.22 = 0.231$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{540}{2300} = 0.235 > e$$

线性插值求 $Y$ :

$$X = 0.56$$

$$Y = \frac{1.71 - 1.99}{0.056 - 0.028} \times (0.0355 - 0.028) + 1.99 = 1.915$$



$d = 35\text{mm}$ ,  $n = 2900\text{r/min}$ ,  $F_r = 2300\text{N}$ ,  $F_a = 540\text{N}$ ,  $L_h = 5000\text{h}$ , 轴承型号6207,  $C_r = 25500\text{N}$ ,  $C_{0r} = 15200\text{N}$ ,  $F_a / C_{0r} = 0.0355$

$$X = 0.56 \quad Y = \frac{1.71 - 1.99}{0.056 - 0.028} \times (0.0355 - 0.028) + 1.99 = 1.915$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 2300 + 1.915 \times 540 = 2322\text{N}$$

取  $f_t = 1$  (表16-8),  $f_p = 1.1$  (表19-9); 球轴承,  $\varepsilon = 3$ 。

②

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t C_r}{f_p P} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 2900} \left( \frac{1 \times 25500}{1.1 \times 2322} \right)^3 = 5719 \text{ h} > 5000\text{N}$$

③ 满足寿命要求。



## §16-1 滚动轴承的基本类型和特点

## §16-2 滚动轴承的代号

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## §16-3 滚动轴承的选择计算

## §16-4 滚动轴承的润滑和密封

## §16-5 滚动轴承的组合设计



润滑目的—减小摩擦、减轻磨损，吸振、降温、降噪。

密封目的—防止灰尘、水分进入轴承，阻止润滑剂流失。

### 一、滚动轴承的润滑

润滑剂 {

- 润滑脂 --- 常用
- 润滑油 --- 高速、高温
- 固体润滑剂 用于特殊场合

用速度因素  $dn$  值作为选择润滑剂的条件：

当  $dn < (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm} \cdot r/min$  时，采用脂润滑，否则用油润滑。

脂润滑优点：不容易流失、便于密封和维护，充填一次，可运转较长时间。

油润滑优点：摩擦阻力小、能散热，可在高速、高温环境下使用。

$dn$  间接反映了轴颈的圆周速度。



## 润滑油的选择：

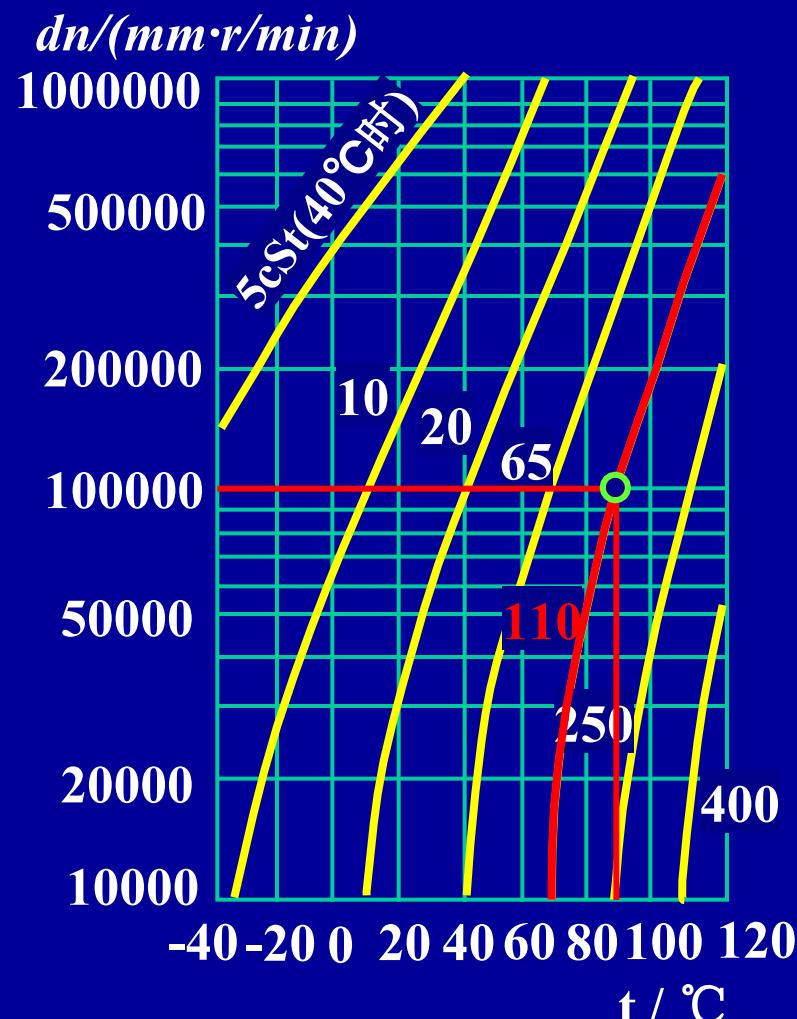
润滑油的粘度根据速度因素  
 $dn$ 和工作温度 $t$ 来确定。

例如：  $dn=100000$ ,  $t=90^{\circ}\text{C}$

可用 110 号润滑油

## 二、滚动轴承的密封

滚动轴承的密封方式的选择与润滑油的种类、工作环境、温度、密封表面的圆周速度有关。

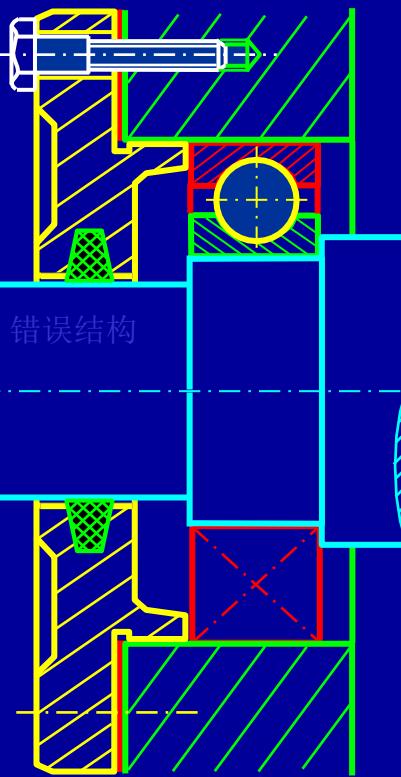


润滑油粘度的选择



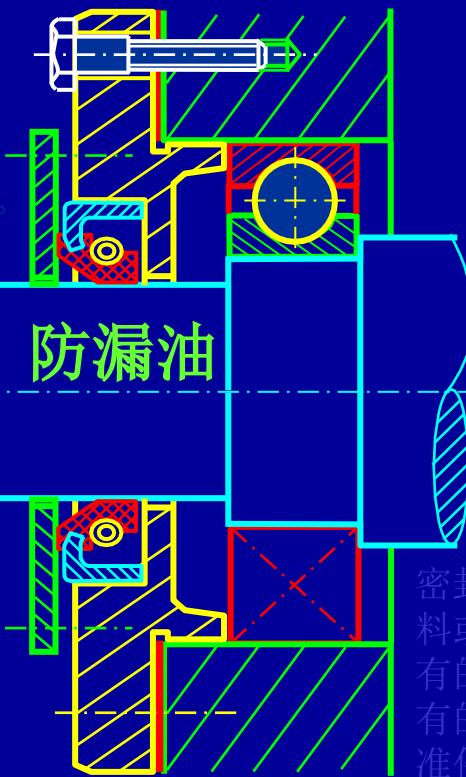
## 接触式密封:

矩形断面的毛毡圈被安装在梯形槽内，它对轴产生一定的压力而起到密封作用。



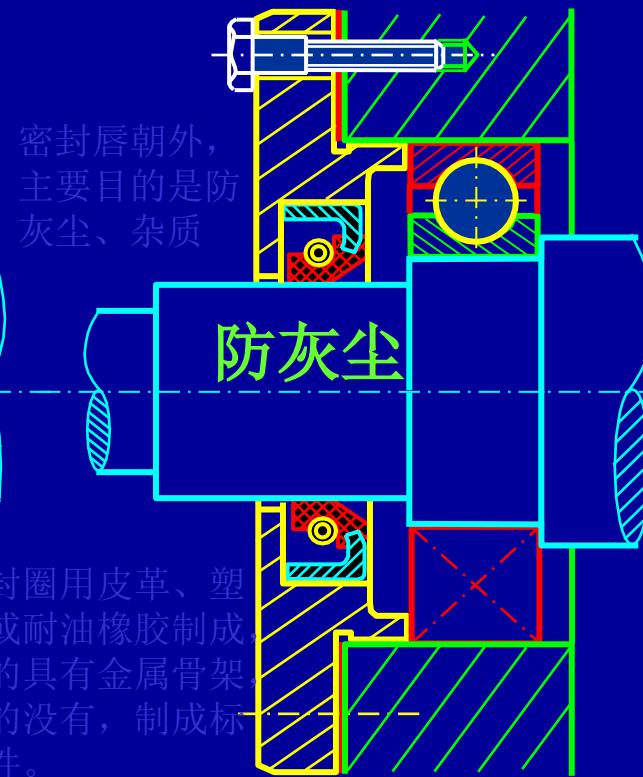
毛毡圈密封

密封唇朝里，目的是防漏油。



防漏油

密封唇朝外，主要目的是防灰尘、杂质



防灰尘

密封圈用皮革、塑料或耐油橡胶制成，有的具有金属骨架，有的没有，制成标准件。

适用场合：

脂润滑，要求环境清洁，轴颈圆周轴速度 $v<4\sim5 \text{ m/s}$ ，工作温度不超过 $90^\circ\text{C}$

(a)

密封圈密封

(b)

适用场合：

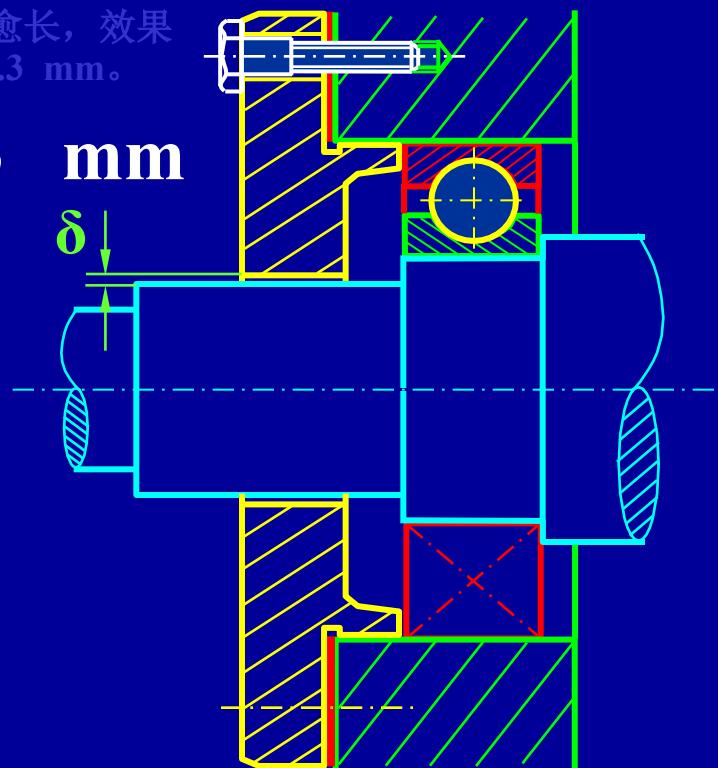
脂或油润滑，轴颈圆周轴速度 $v<4\sim5 \text{ m/s}$ ，工作温度： $-40\sim100^\circ\text{C}$



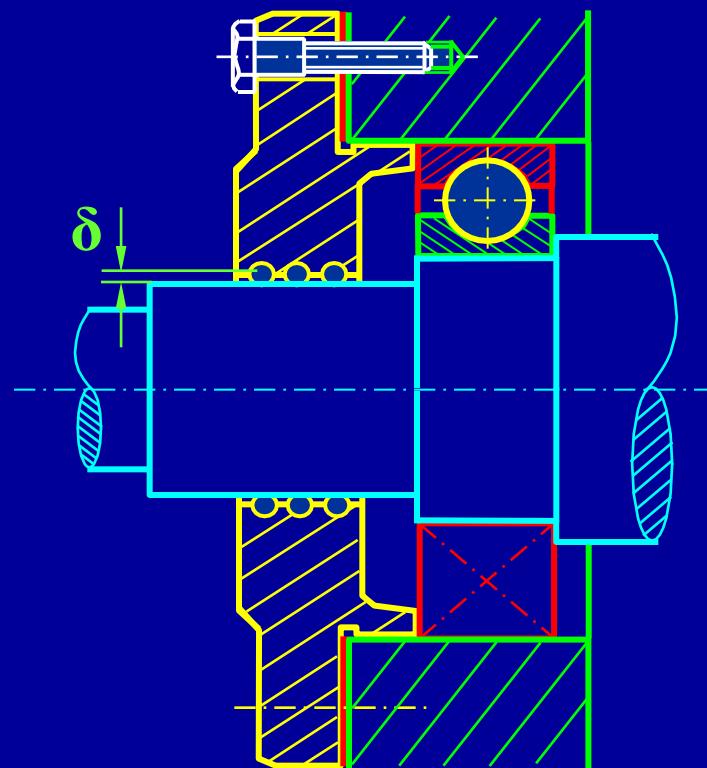
# 非接触式密封:

靠轴与端盖之间的细小环形间隙密封，间隙愈小愈长，效果愈好，间隙取0.1~0.3 mm。

$$\delta = 0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$$



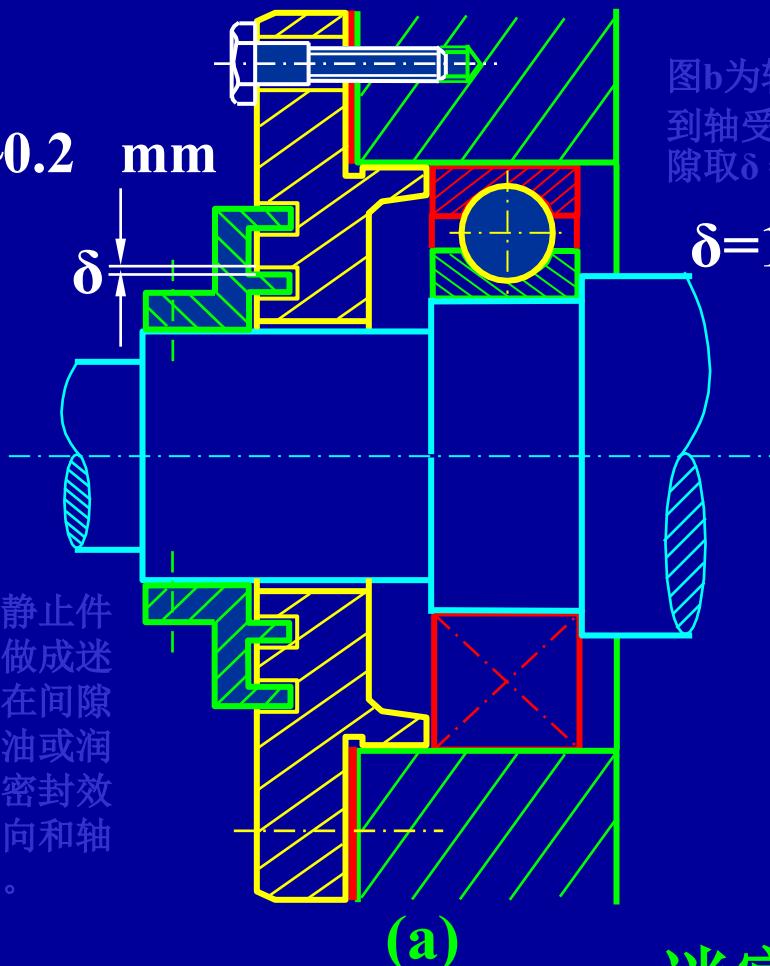
(a)



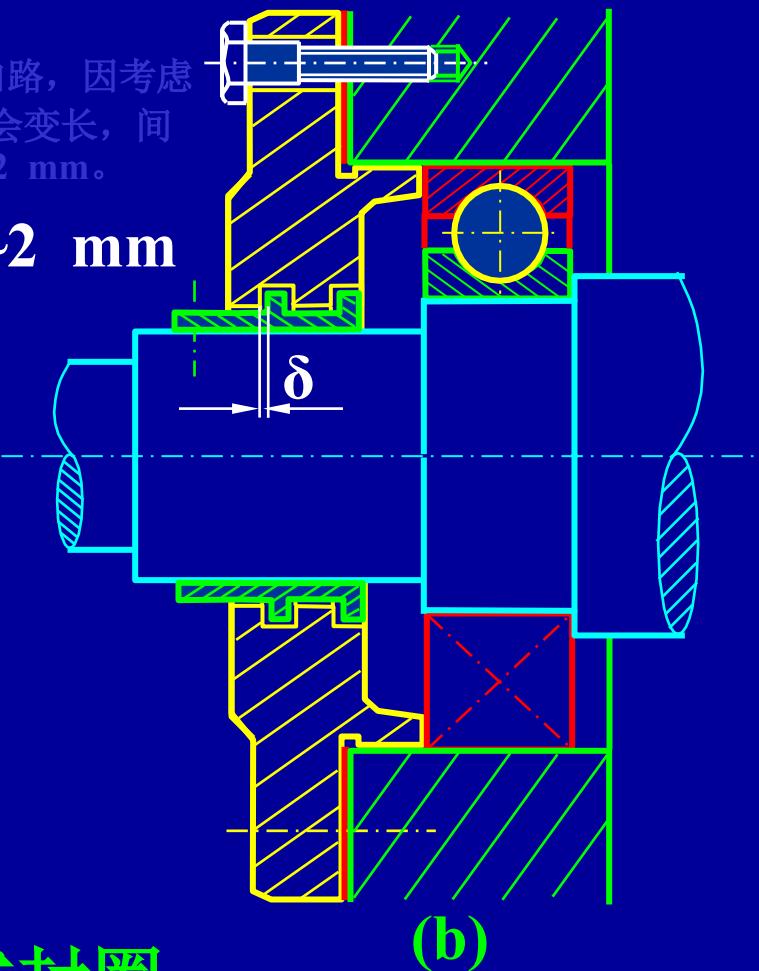
(b)

## 间隙封圈

适用场合： 脂润滑，要求环境干燥清洁。



图b为轴向曲路，因考虑到轴受热后会变长，间隙取 $\delta = 1.5 \sim 2 \text{ mm}$ 。



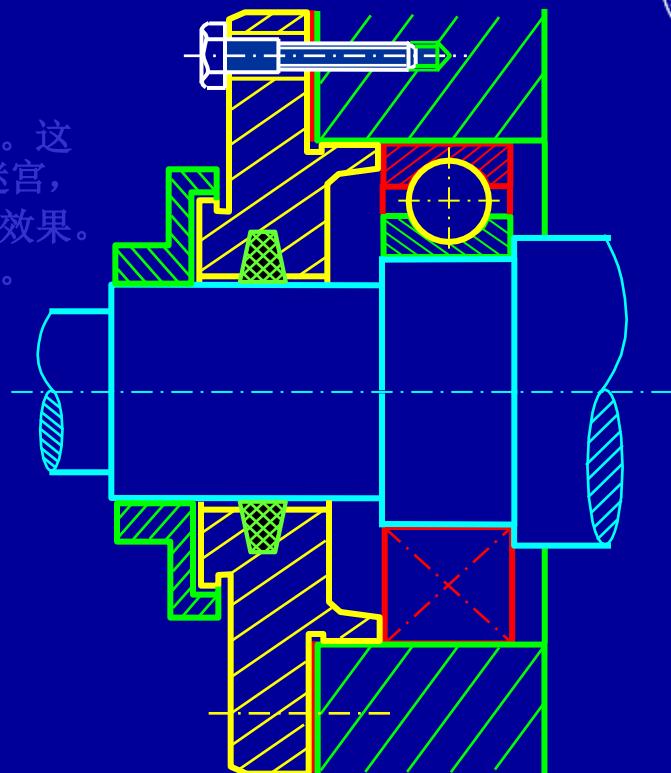
### 迷宫式封圈

适用场合：脂润滑或油润滑，工作温度不高于密封用脂的滴点。密封效果可靠。



## 组合式密封:

也可以把多种密封形式组合在一起。这是组合密封的一种型式---毛毡加迷宫，可充分发挥各自的优点，提高密封效果。组合密封的方式很多，不一一列举。



组合封圈

适用场合：适用于脂润滑或油润滑，密封效果可靠。



## §16-1 滚动轴承的基本类型和特点

## §16-2 滚动轴承的代号

带传动和链传动都是通过中间挠性件传递运动和动力的，适用于两轴中心距较大的场合。与齿轮传动相比，它们具有结构简单，成本低廉等优点。

## §16-3 滚动轴承的选择计算

## §16-4 滚动轴承的润滑和密封

## §16-5 滚动轴承的组合设计

# § 16-5 滚动轴承的组合设计



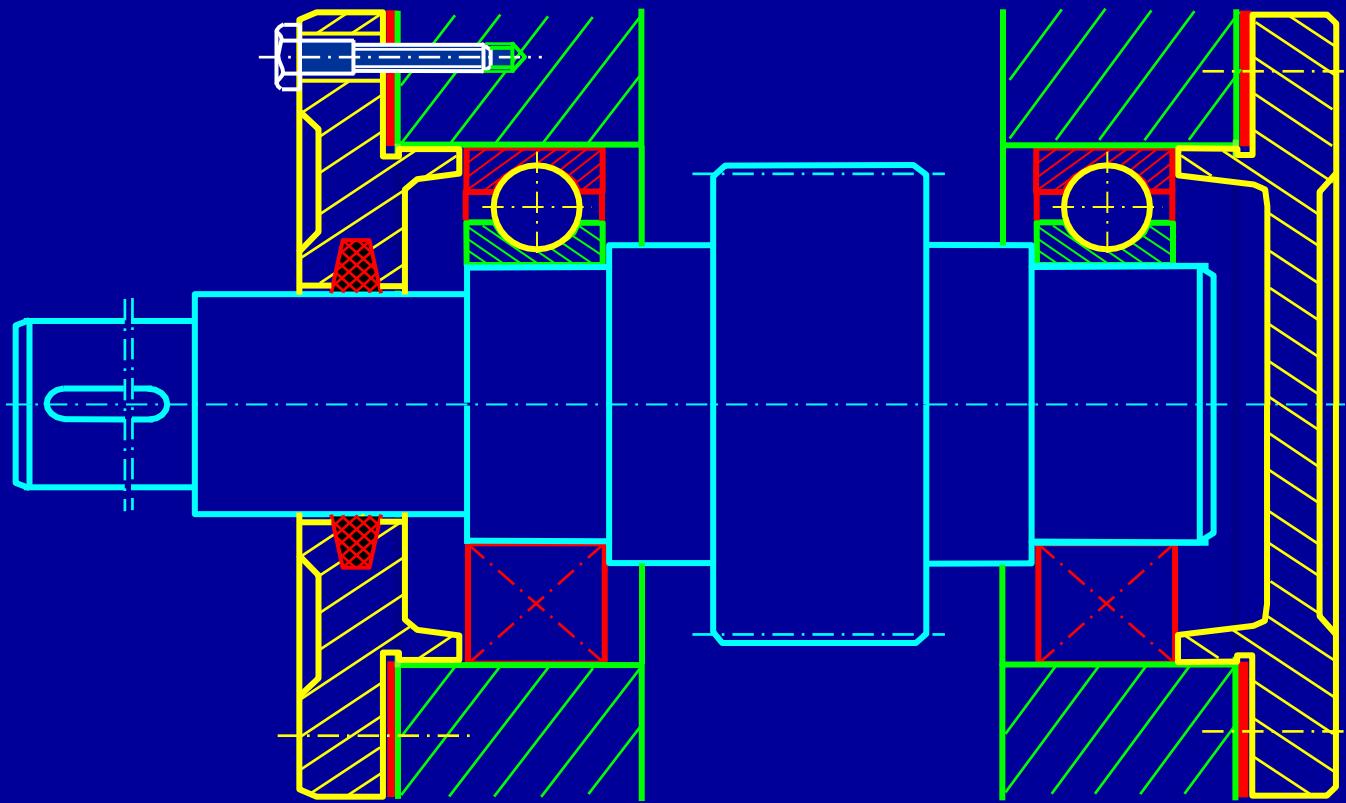
天津科技大学

Tianjin University of Science & Technology

## 一、轴承类型的选择

1. 无轴向载荷时，宜用深沟球轴承；

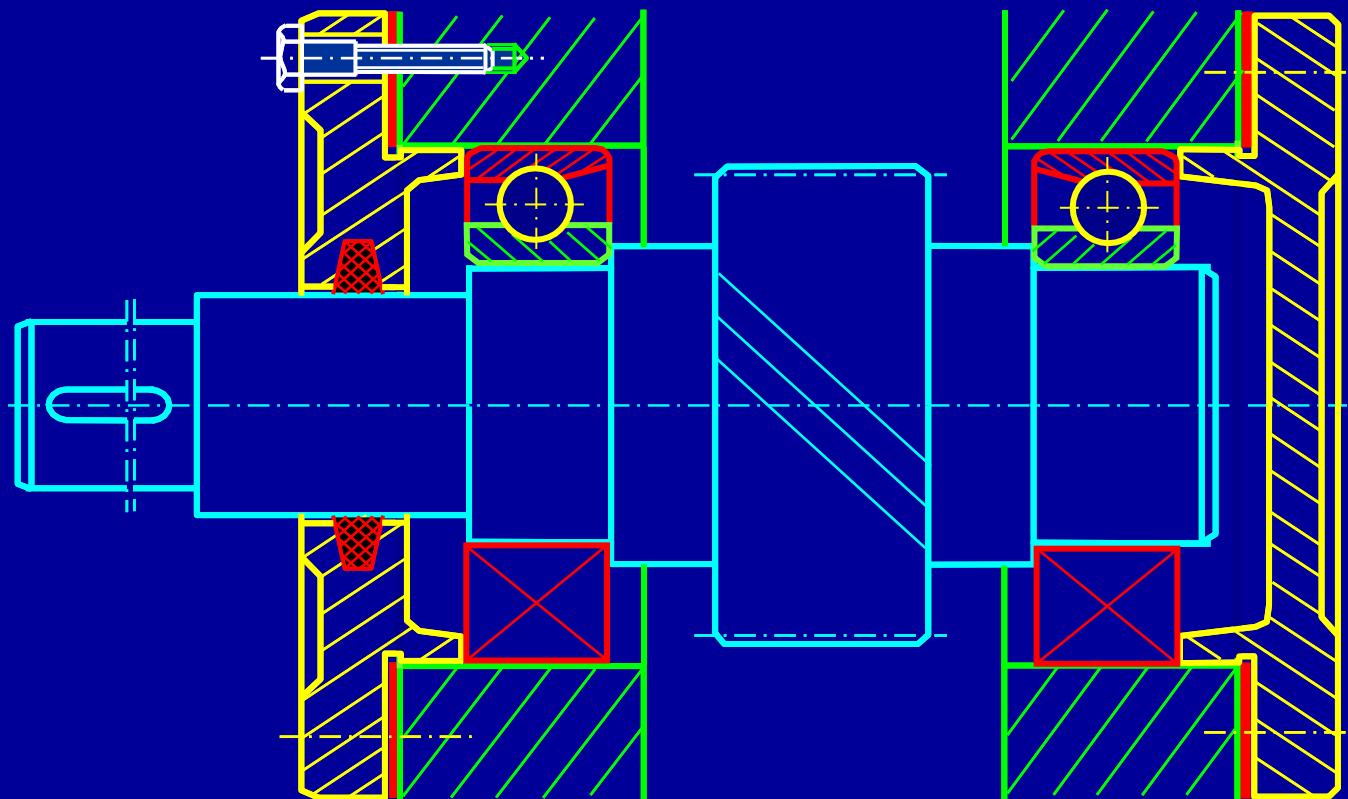
如直齿轮轴





# 一、轴承类型的选择

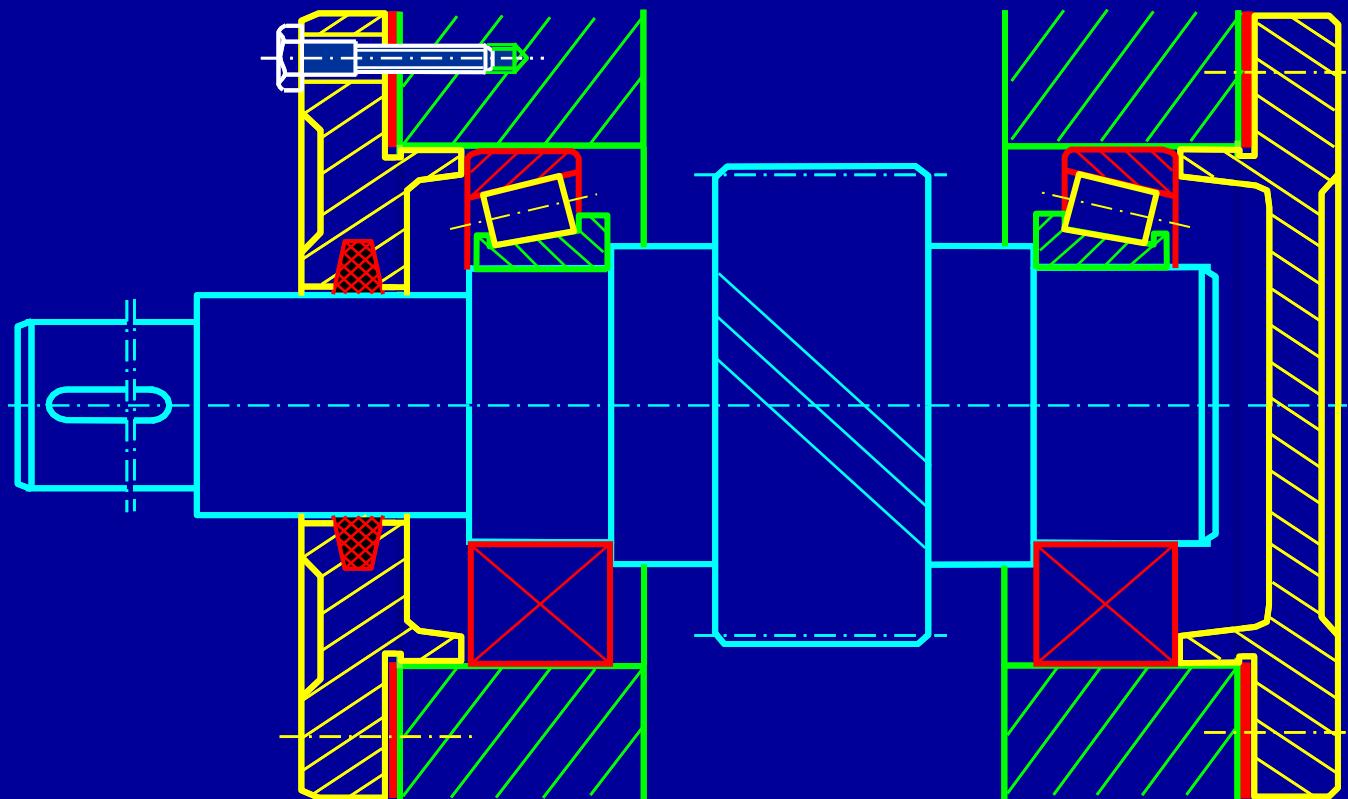
1. 无轴向载荷时，宜用深沟球轴承； 如直齿轮轴
2. 径向与轴向载荷联合作用时，宜用角接触球轴承或圆锥滚子轴承； 如斜齿轮轴





# 一、轴承类型的选择

1. 无轴向载荷时，宜用深沟球轴承； 如直齿轮轴
2. 径向与轴向载荷联合作用时，宜用角接触球轴承或圆锥滚子轴承； 如斜齿轮轴





## 一、轴承类型的选择

1. 无轴向载荷时，宜用深沟球轴承；  
如直齿轮轴
2. 径向与轴向载荷联合作用时，宜用角接触球轴承或圆锥滚子轴承；  
如斜齿轮轴
3. 纯轴向载荷作用时，必须采用推力轴承。



## 二、轴承的固定

固定方式 {

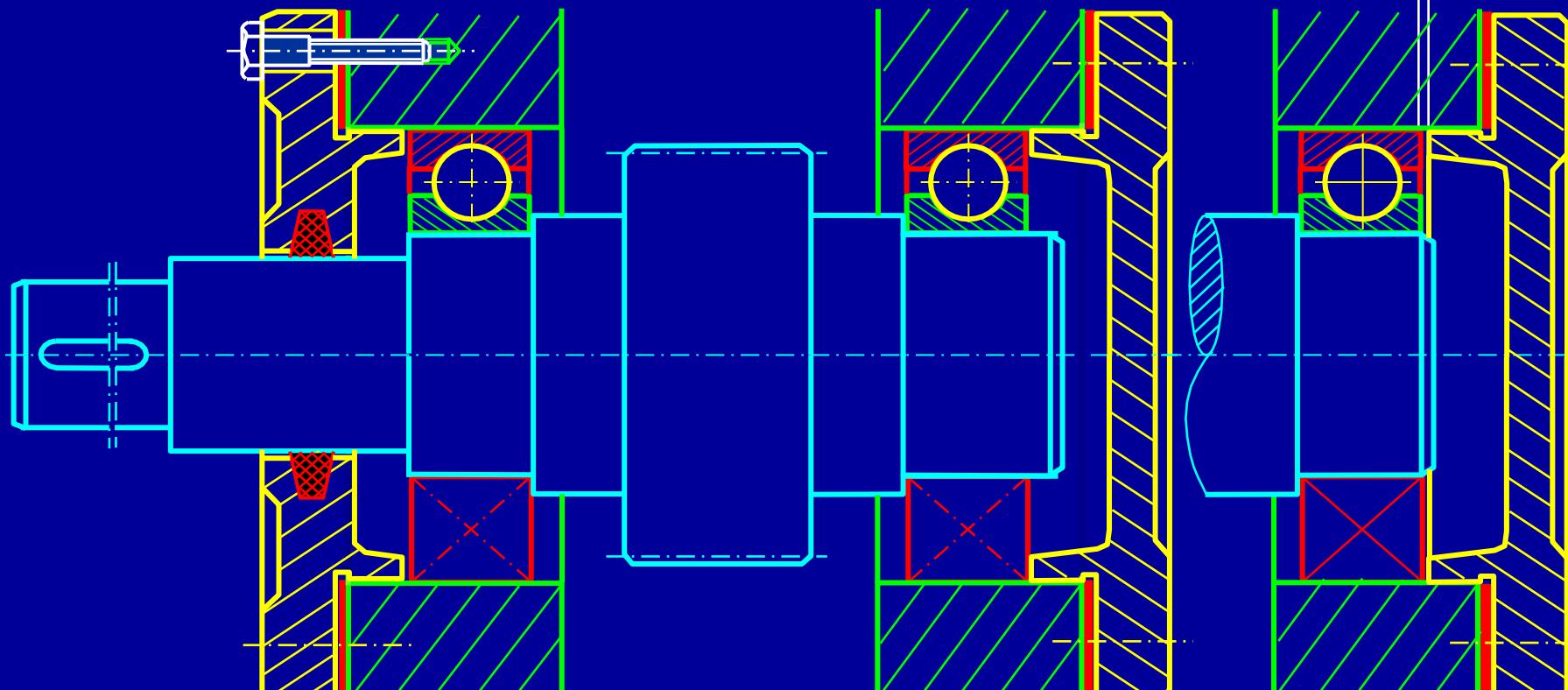
两端固定

一端固定、一端游动。

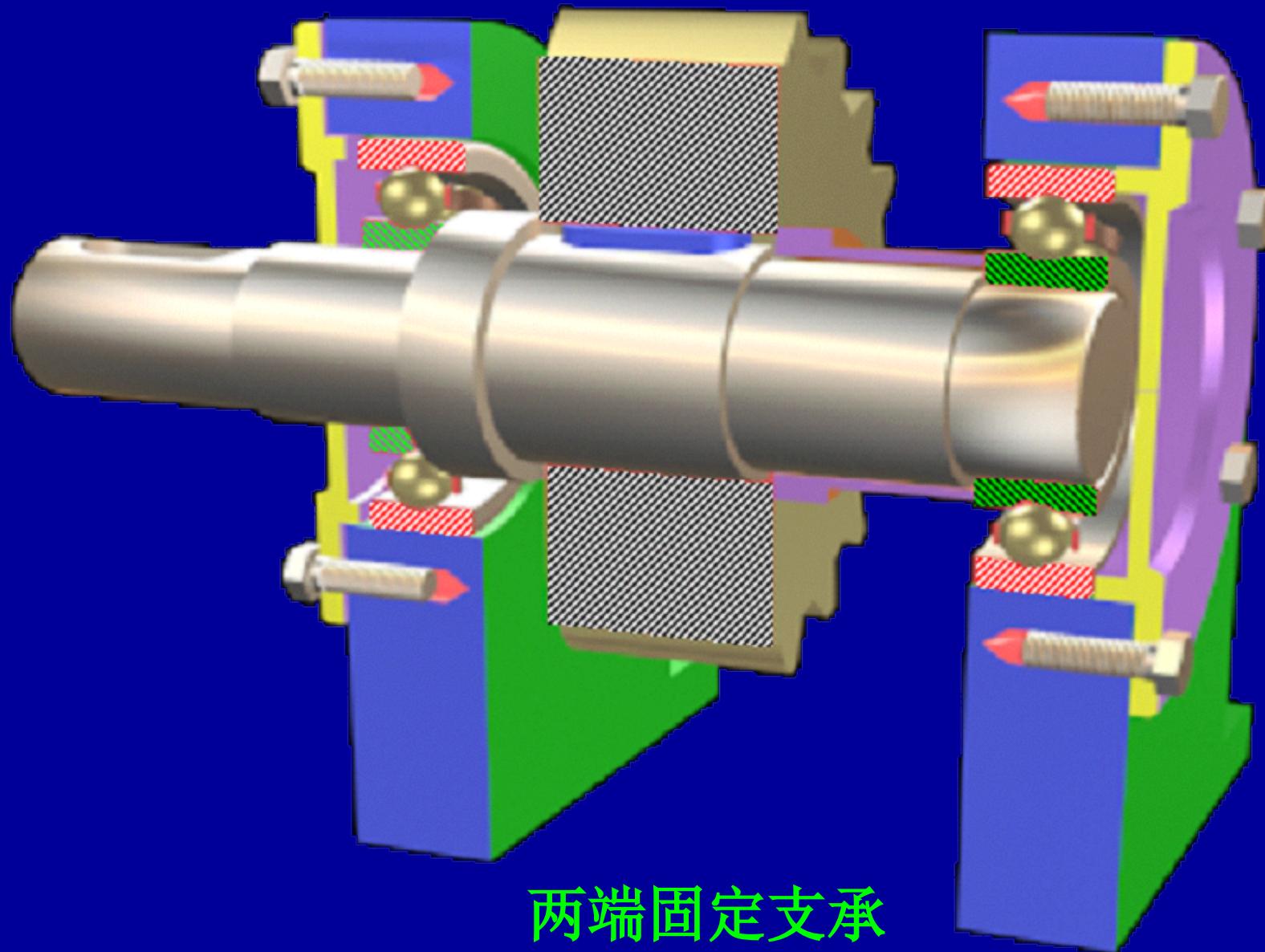
为了保证轴承在机器中正常工作，除合理选择轴承类型、尺寸外，还应正确进行轴承的组合设计，处理轴承与其周围零件的之间的关系，也就是要解决轴承的轴向位置固定、轴承与其它零件的配合、间隙调整、装拆和润滑密封等一系列问题。

预留热补偿间隙

$$C=0.2\sim0.3 \text{ mm}$$



两端固定支承

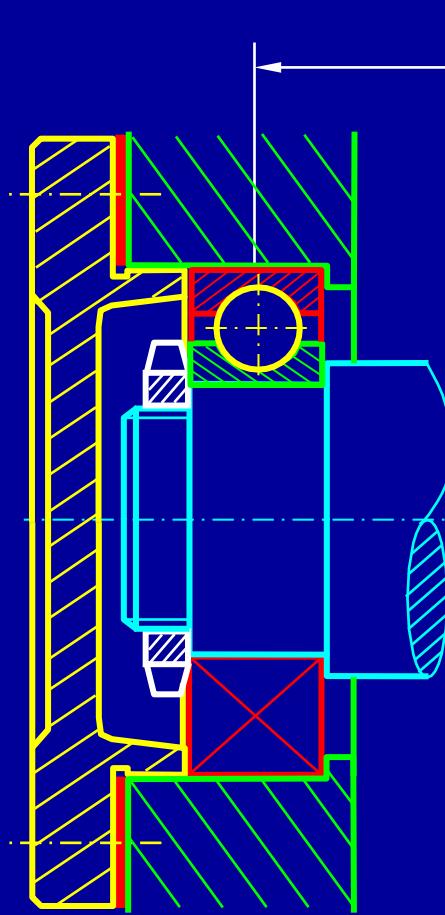


两端固定支承

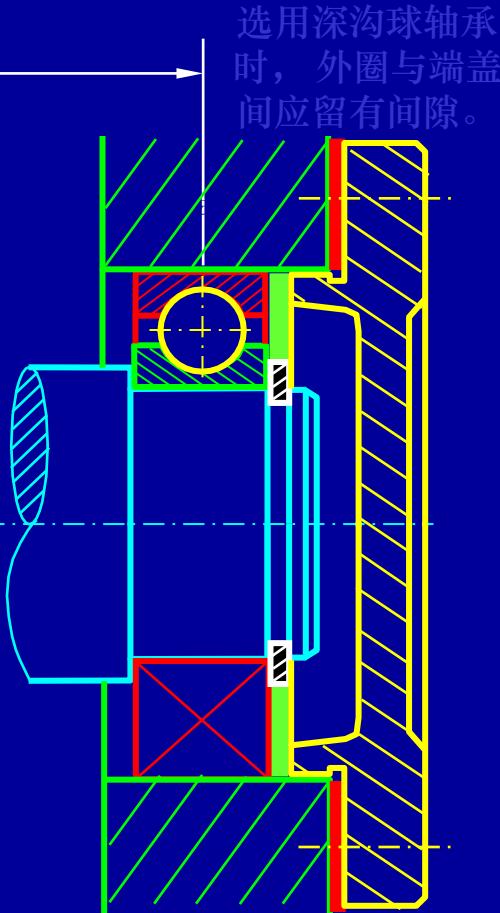
## 2. 一端固定、一端游动

一个支点双向固定以承受轴向力、另一端游动。

适用于温度变化较大的长轴。

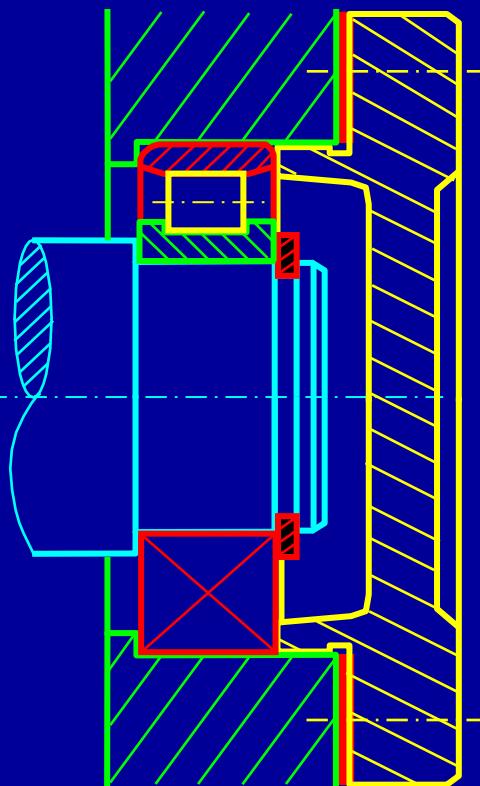


固定支承



游动支承

选用圆柱滚子轴承时，  
外圈应双向固定。



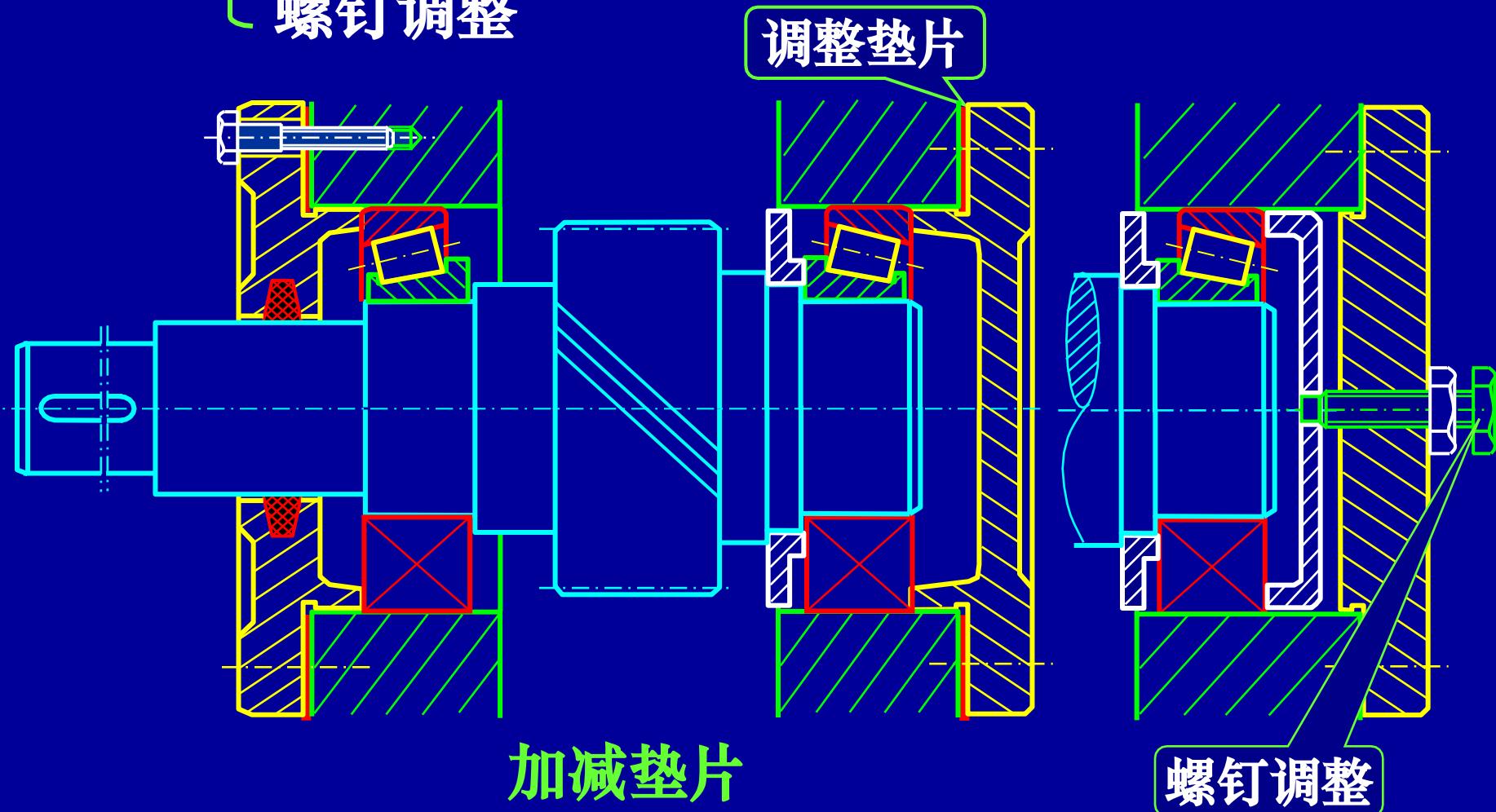
游动支承



## 二、轴承组合的调整

### 1. 轴承间隙的调整

方法: { 加减垫片的厚度  
          螺钉调整

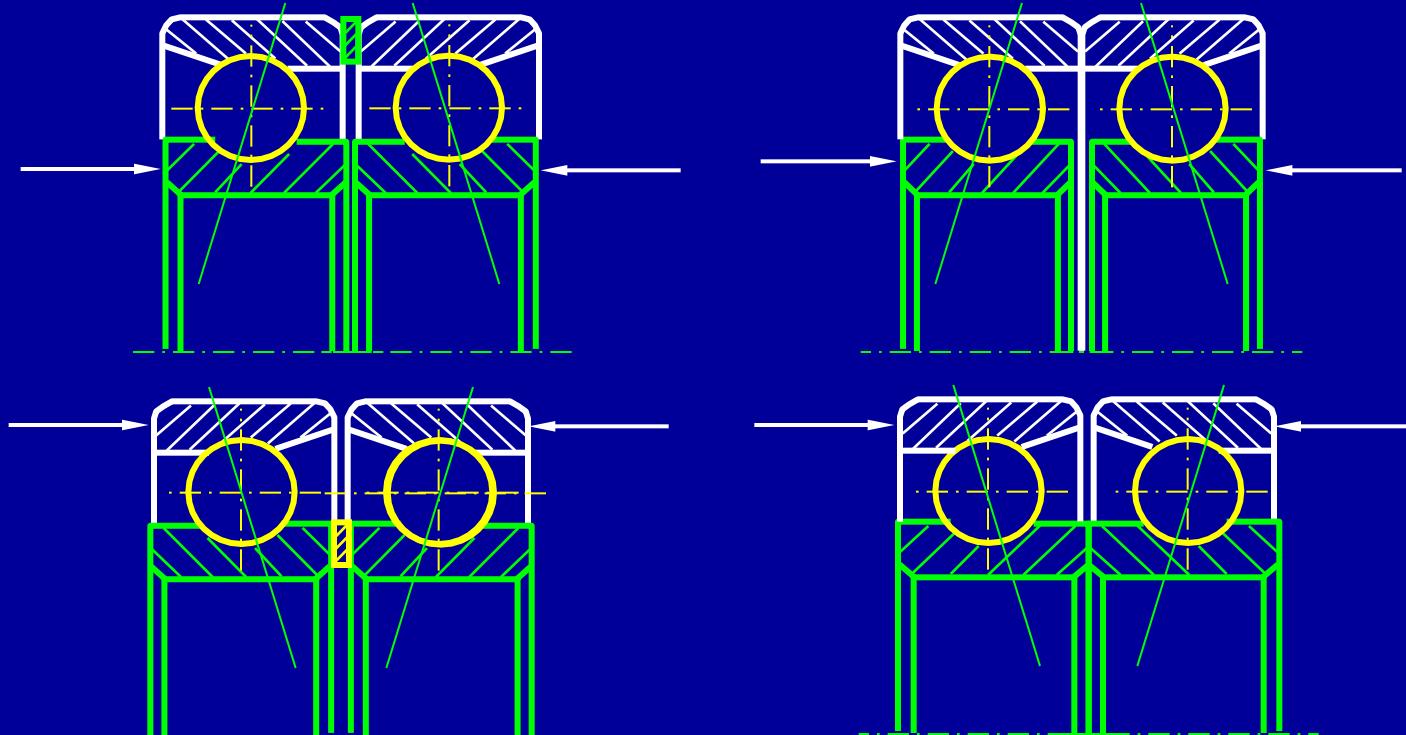


## 2. 轴承的预紧



方法 { 加金属垫片  
磨窄套圈

对于某些可调游隙的轴承，在安装时给与一定的轴向压紧力，使得内外圈产生相对移动而消除游隙，并在套圈和滚动体接触处产生弹性预变形，借此提高轴的旋转精度和刚度。这种方法称为轴承的预紧。

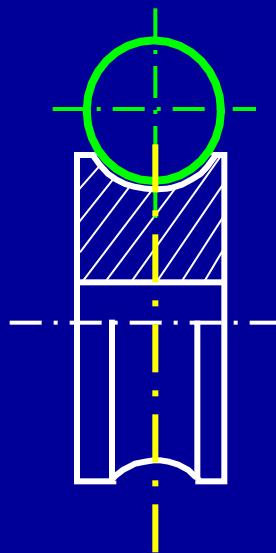
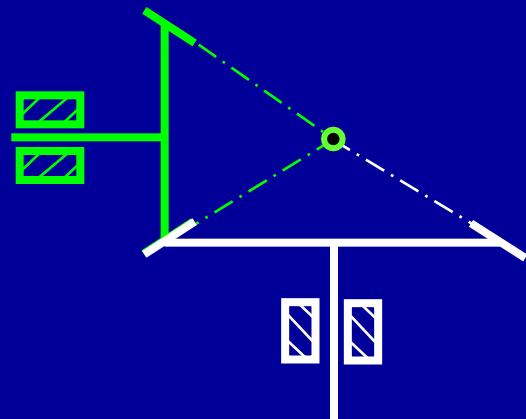


### 3. 轴承组合位置的调整

**目的：**使轴上的零件具有准确的工作位置。  
如齿轮、带轮等  
才能保证正确啮合。

**例如：**圆锥齿轮传动，要求两个节锥顶点相重合。

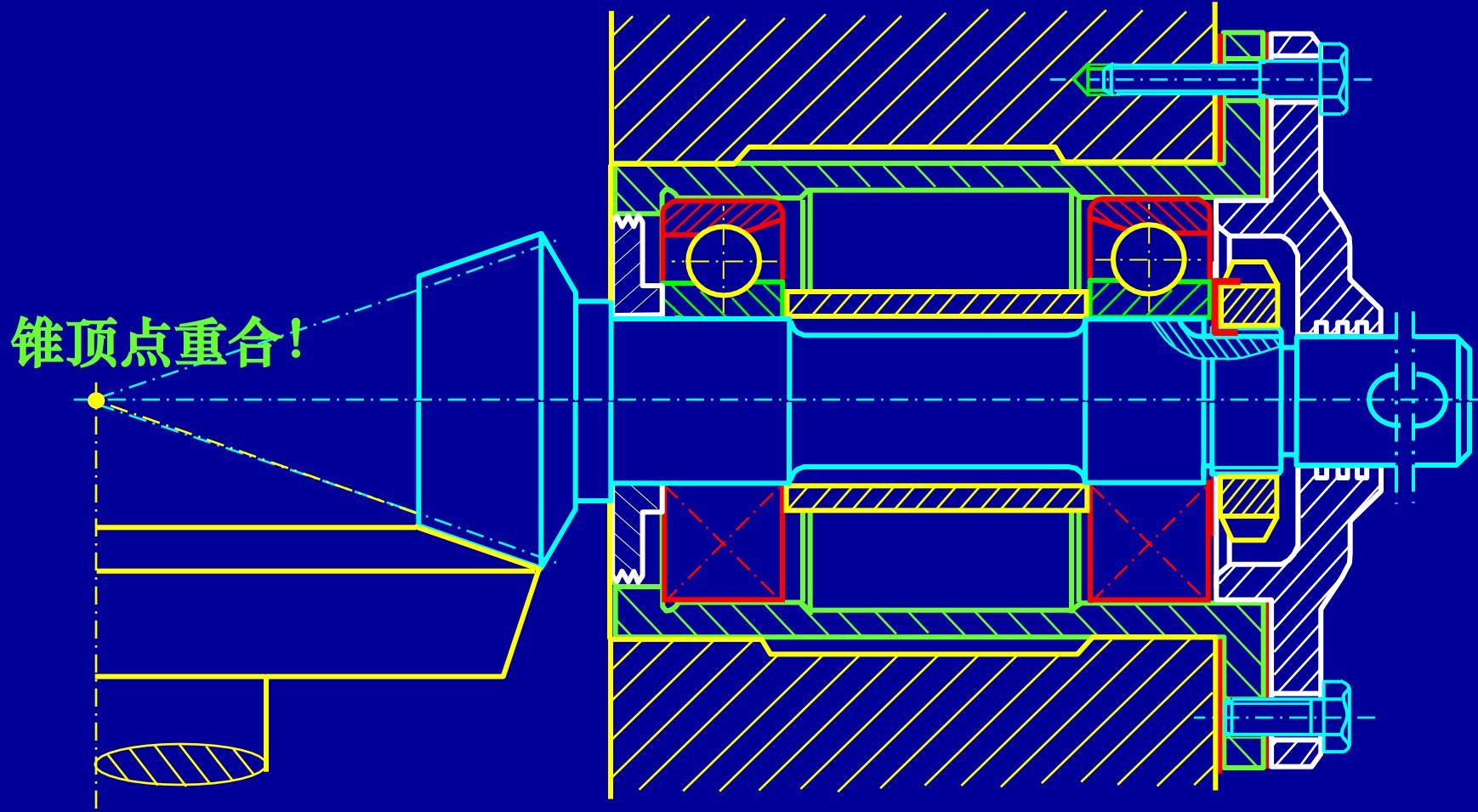
对于蜗杆传动，要求蜗轮中间平面通过蜗杆的轴线。



**方法：**套杯+调整垫片



# 轴承组合位置调整的方法：套杯+调整垫片





### 三、 轴承组合的配合

内圈与轴采用具有过盈的过渡配合

配合类型 { 内圈孔----轴 → 基孔制 → 轴公差: k6、m6  
外圈----轴承座孔 → 基轴制  
→ 孔公差: H7、J7、Js7 游动支点: G7  
较松的过渡配合  
间隙配合

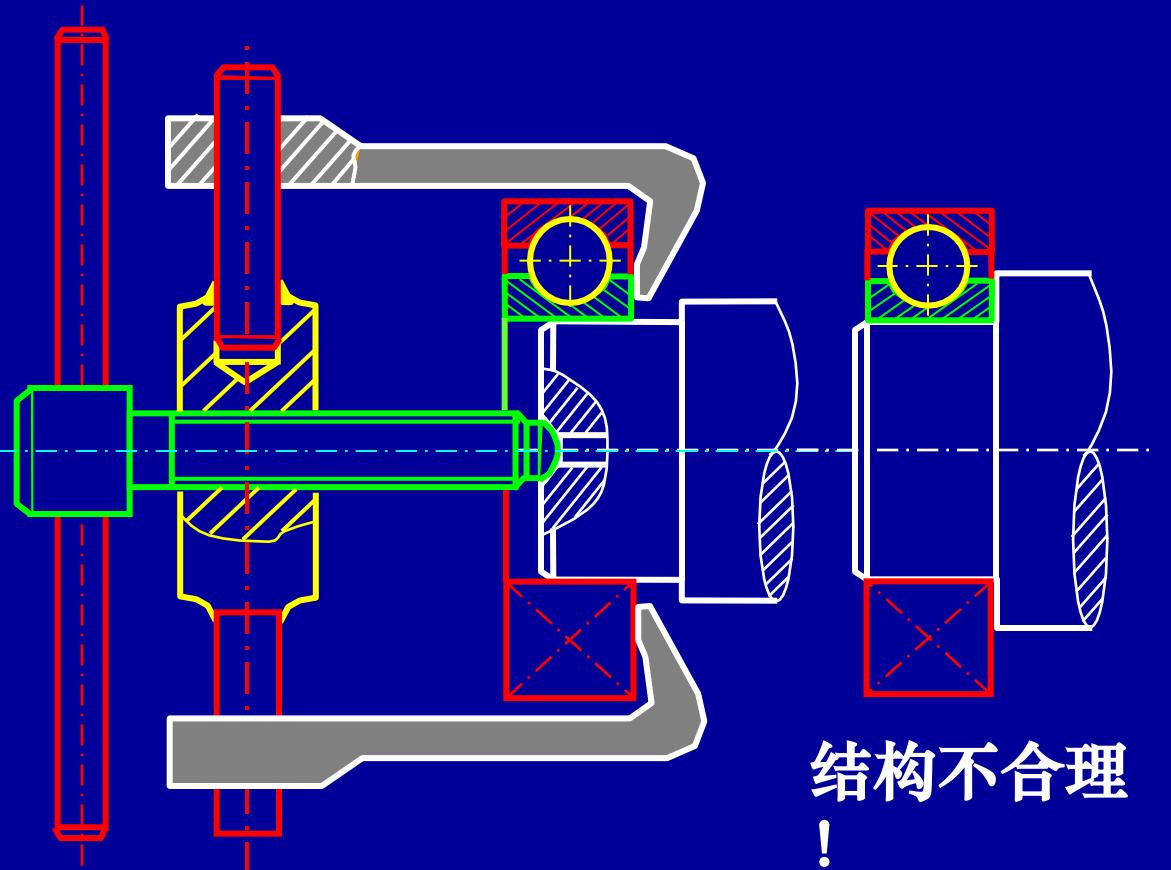
一般原则: 当外载荷方向不变时, 转动套圈应比固定套圈紧。

设计轴承组合时, 应考虑有利于轴承的拆装, 以便在拆卸过程中不损坏其他零件。

### 四、 轴承的拆装

内圈:

轴肩高度 < 内圈外径





外圈：

应留拆卸高度，或留螺孔。

