

第三章 机械传动与常用机构知识

学习支持：

知识目标：

通过本章的学习具备联接与支承零部件的基础知识；具备汽车机械所涉及的带传动与链传动的的基本知识；具备汽车机械所应用的齿轮传动的基本知识；具备汽车机械中齿轮系与减速器的基本知识；具备常用机构的基本知识。

能力目标：

通过本章的学习能认识相应联接件；掌握带传动、链传动的类型、特点与应用；掌握渐开线齿轮基本特征以及传动特点，掌握渐开线斜齿轮的传动特点与应用；掌握定轴齿轮系的传动比计算方法及轮系中各个齿轮的转动方向的判别，会确定主、从动轮的转向关系；掌握平面连杆机构、凸轮机构、间歇机构、螺旋机构等的基本形式与应用特点。

第一节 螺纹联接与螺纹传动

1.1 螺纹联接的基本知识

三角形（普通螺纹）、管螺纹—联接螺纹。

矩形螺纹，梯形螺纹，锯齿形螺纹—传动螺纹。

三角形螺纹：粗牙螺纹—用于联接。

细牙螺纹—自锁性好，适于薄壁细小零件和冲击变载等。

1.1.1 螺纹的类型

1. 螺纹按牙型分类：

联接：

静联接——被联接件间不允许产生相对运动

①不可拆联接：铆、焊、介于可拆不可拆之间，胶（粘）接等

②可拆联接：螺纹、键、花键、销、成型而联接等

动联接——被联接零件间可产生相对运动——各种运动副联接

2. 螺纹按位置分类：

内螺纹—在圆柱孔的内表面形成的螺纹

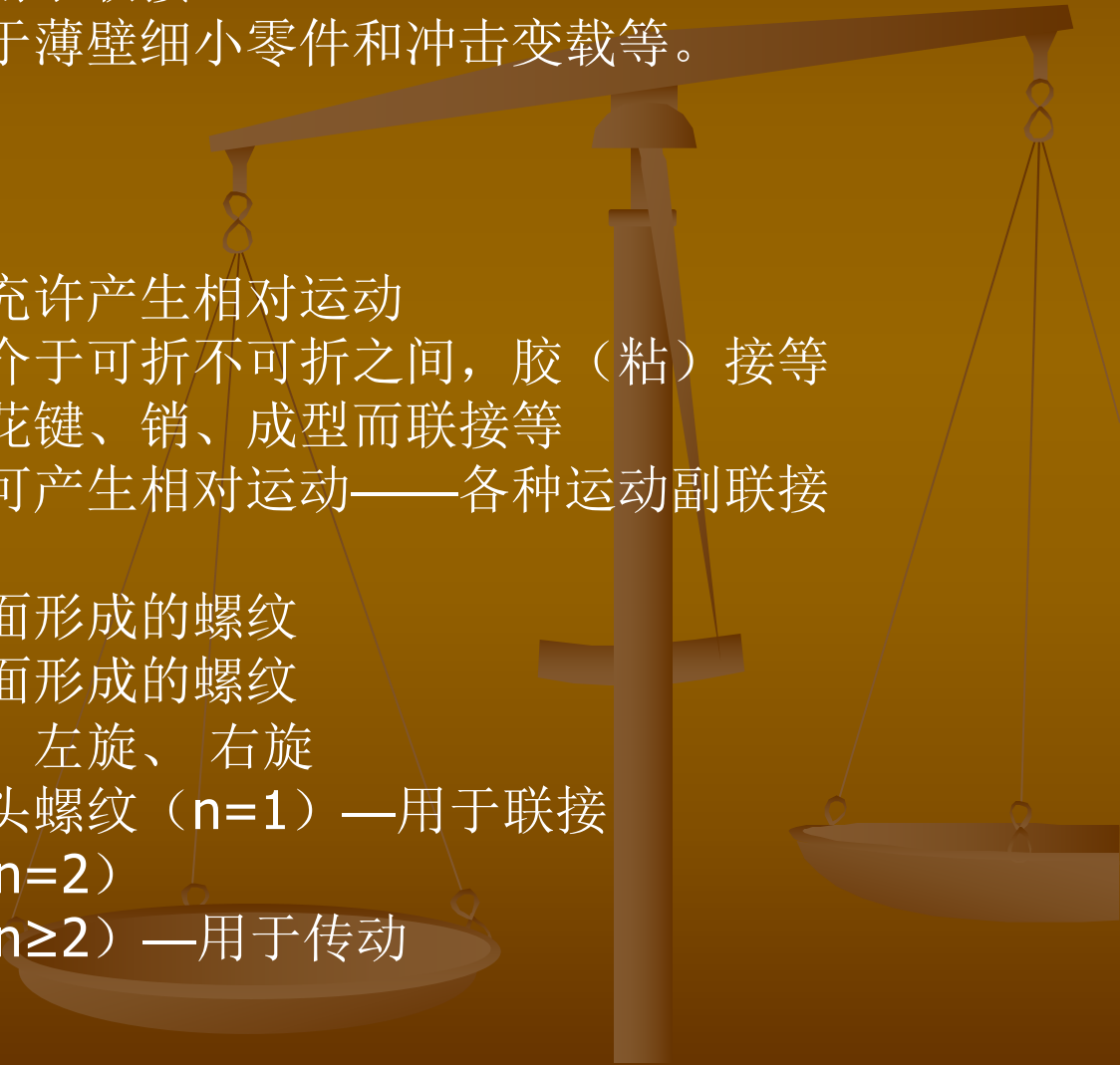
外螺纹—在圆柱孔的外表面形成的螺纹

根据螺旋线绕行方向分类：左旋、右旋

根据螺旋线头数分类：单头螺纹（ $n=1$ ）—用于联接

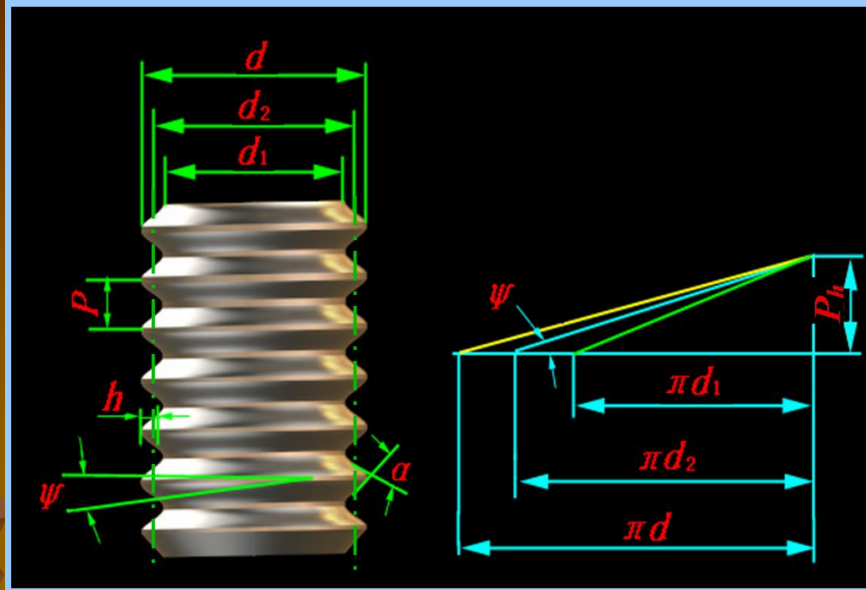
双头螺纹（ $n=2$ ）

多线螺纹（ $n \geq 2$ ）—用于传动



1.1.2 螺纹的主要参数

- 1) 外径d (大径) (D) ——与外螺纹牙顶相重合的假想圆柱面直径——亦称公称直径
- 2) 内径 (小径) d1(D1) ——与外螺纹牙底相重合的假想圆柱面直径, 在强度计算中作危险剖面的计算直径
- 3) 中径d2 ——在轴向剖面内牙厚与牙间宽相等处的假想圆柱面的直径, 近似等于螺纹的平均直径 $d2 \approx 0.5(d+d1)$

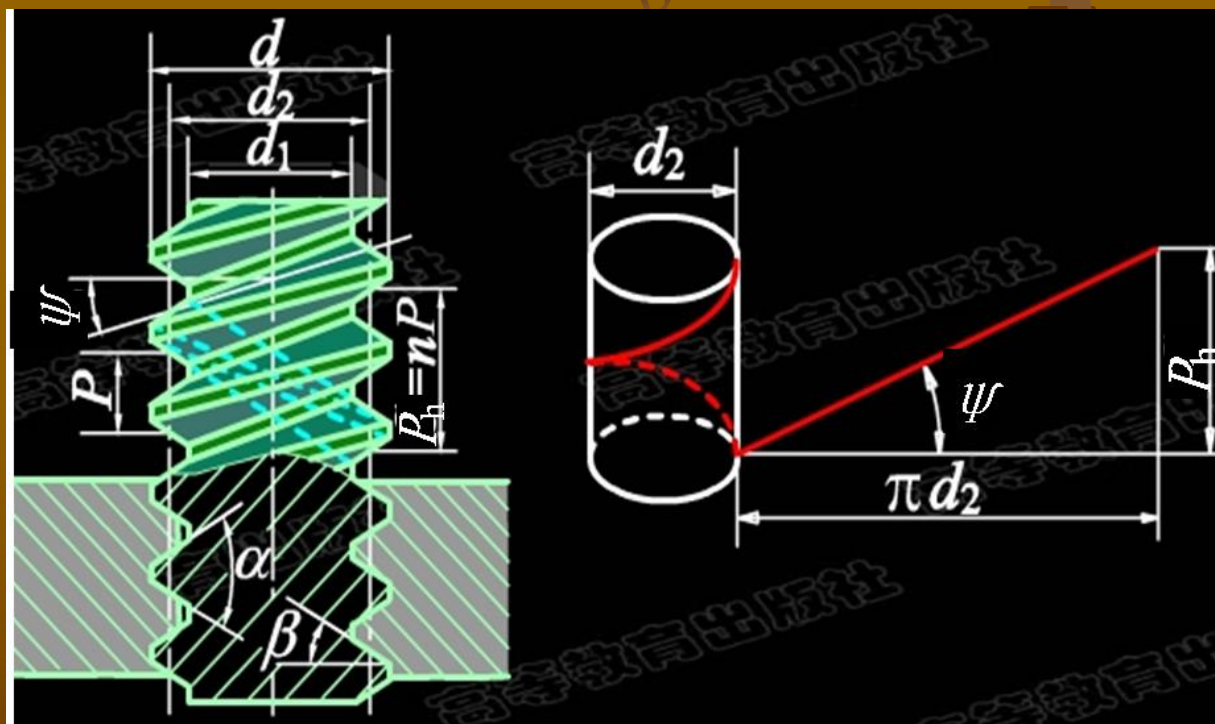


- 4) 螺距P ——相邻两牙在中径圆柱面的母线上对应两点间的轴向距离
- 5) 导程 (S) ——同一螺旋线上相邻两牙在中径圆柱面的母线上的对应两点间的轴向距离
- 6) 线数n ——螺纹螺旋线数目, 一般为便于制造 $n \leq 4$
- 螺距、导程、线数之间关系: $L = nP$
- 7) 螺旋升角 ψ ——在中径圆柱面上螺旋线的切线与垂直于螺旋线轴线的平面的夹角。

$$\psi = \arctg L / \pi d_2 = \arctg \frac{nP}{\pi d_2}$$

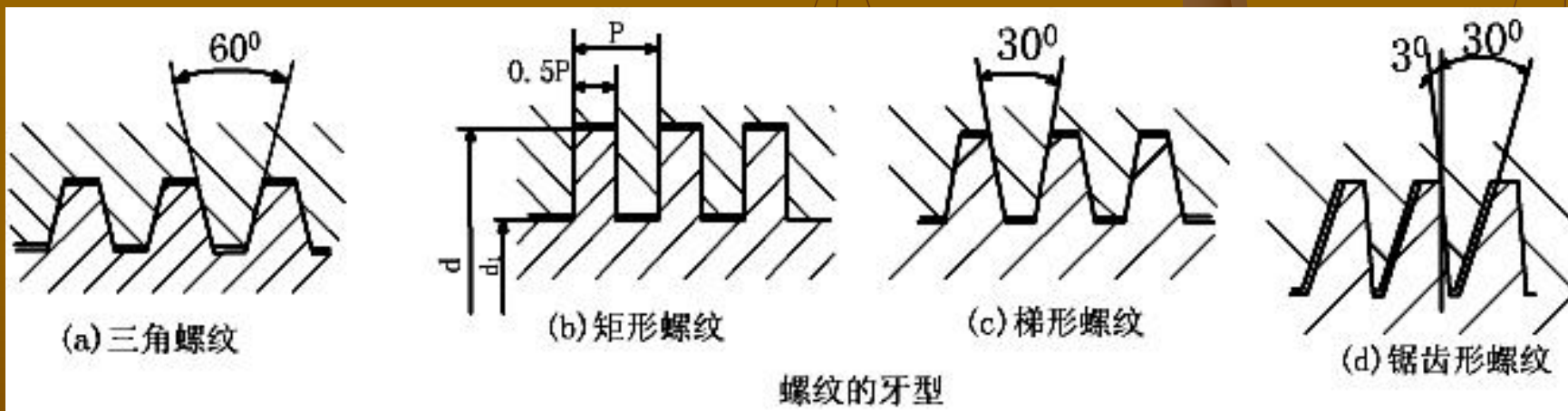
- 8) 牙型角 α ——螺纹轴向平面内螺纹牙型两侧边的夹角。
- 9) 牙型斜角 β ——螺纹牙型的侧边与螺纹轴线的垂直平面的夹角。
- 对称牙型各种螺纹（除矩形螺纹）的主要几何尺寸可查阅有关标准——公称尺寸为螺纹外径对管螺纹近似等于管子的内径。

$$\beta = \frac{\alpha}{2}$$



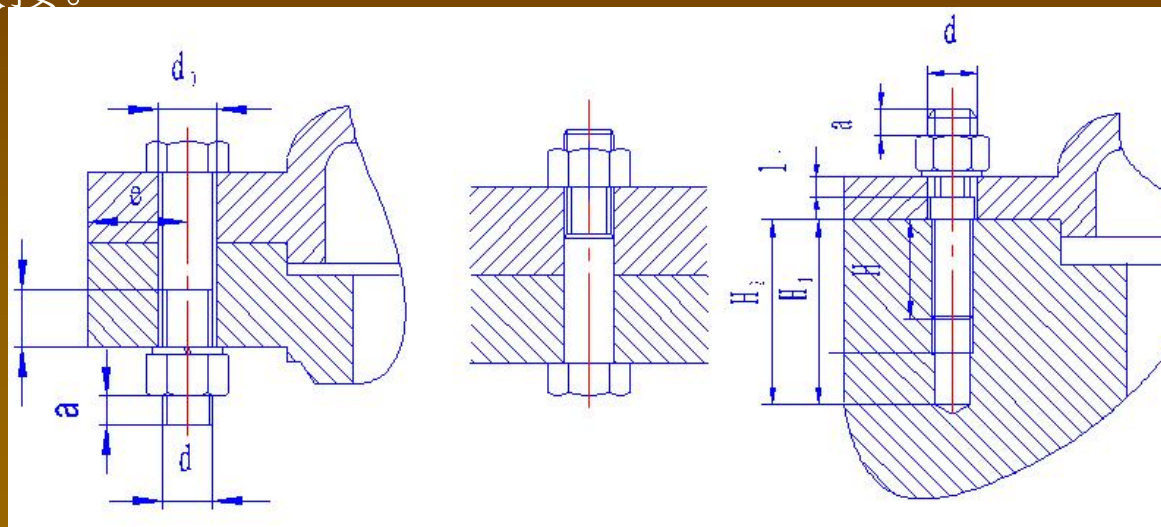
1.1.3 常用螺纹的特点及应用

如图所示，螺纹按其牙型角可分为三角螺纹，梯形螺纹和锯齿形螺纹。三角螺纹主要用于联接；矩形、梯形和锯齿形螺纹主要用于传动。用于联接的三角螺纹又有普通螺纹，英制螺纹以及用于管路系统联接的圆柱螺纹，即管螺纹。在上述各种螺纹中，除矩形螺纹外，均已标准化。普通螺纹的螺距和基本尺寸可查有关手册。



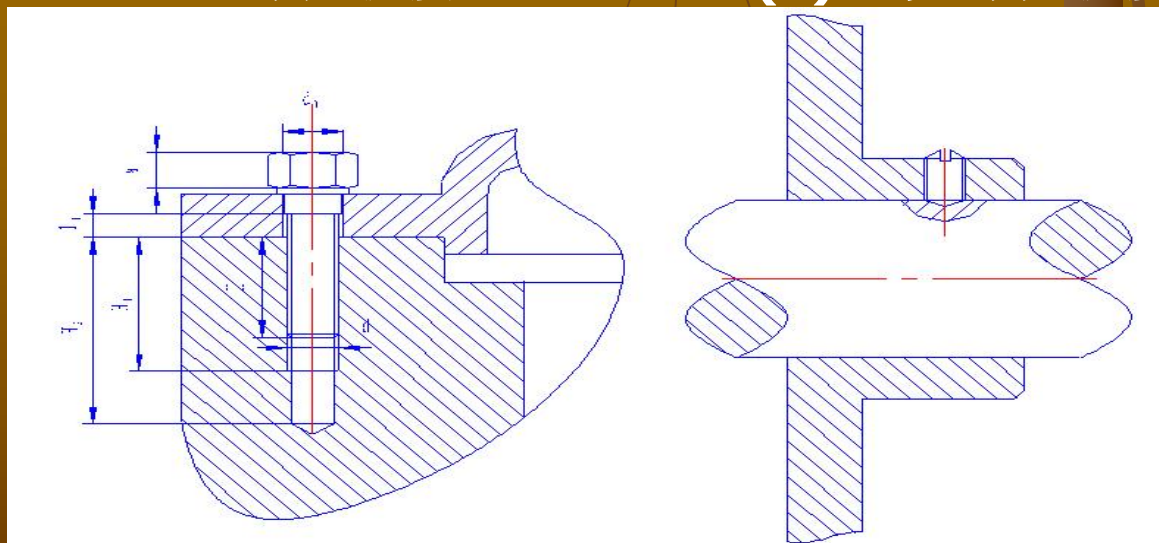
1.1.4 螺纹联接的基本类型

常用联接的基本类型：螺栓联接、双头螺柱联接、螺钉联接、紧定螺钉联接。



(a) 螺栓联接

(b) 双头螺柱联接



(c) 螺钉联接

(d) 紧定螺钉联接

1.1.5 螺纹联接的预紧与防松

一、螺纹联接的预紧

螺纹联接

松联接—在装配时不拧紧，受外载时才受到力的作用。

紧联接—在装配时需拧紧，即在承载时，已预先受预紧力 F_0 。

预紧目的:保持正常工作。 $T \approx 0.2F_0d$

预紧力的控制:

测力矩扳手—测出预紧力矩。

定力矩扳手—达到固定的拧紧力矩时，弹簧受压将自动打滑。

测量—测量预紧前后螺栓伸长量 S 。

二、螺纹联接的防松



螺纹联接的防松件



螺纹联接多采用单线普通螺纹，其导程角为 1.50° --- 3.50° ，当量摩擦角 60° --- 90° ，一般都具有自锁性；

在静载荷和工作环境温度变化不大的情况下不会自动松脱。但在振动、冲击、变载荷或温度变化很大时，联接就有可能松脱。为保证联接安全可靠，设计时必须考虑放松问题。

1. 防松目的：防止因外载荷的变化、材料蠕变等因素造成螺纹联接松弛，从而使联接失效。

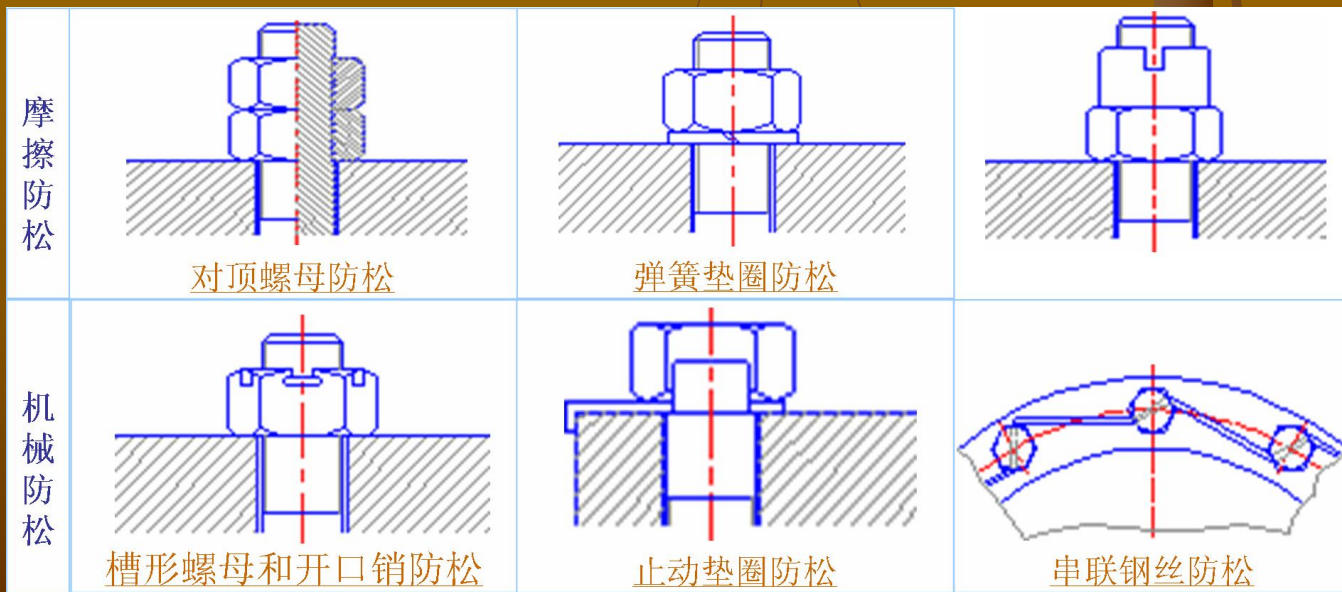
2. 防松原理：消除或限制螺纹副之间的相对运动。

3. 防松办法及措施

摩擦防松：双螺母、弹簧垫圈、尼龙垫圈、自锁螺母等。

机械防松：开槽螺母与开口销、圆螺母与止动垫圈、弹簧垫片、轴用带翅垫片、止动垫片、串联钢丝等。

永久防松：端铆、冲点（破坏螺纹）、点焊、粘合。



三、提高螺栓联接强度的措施

这部分内容是针对重要的、大型螺栓联接的。影响螺栓联接强度的因素很多如材料、结构尺寸、制造精度，装配工艺。但主要取决于螺栓强度。

下面从四方面分析影响螺栓强度的因素，找出提高螺栓联接强度的措施。

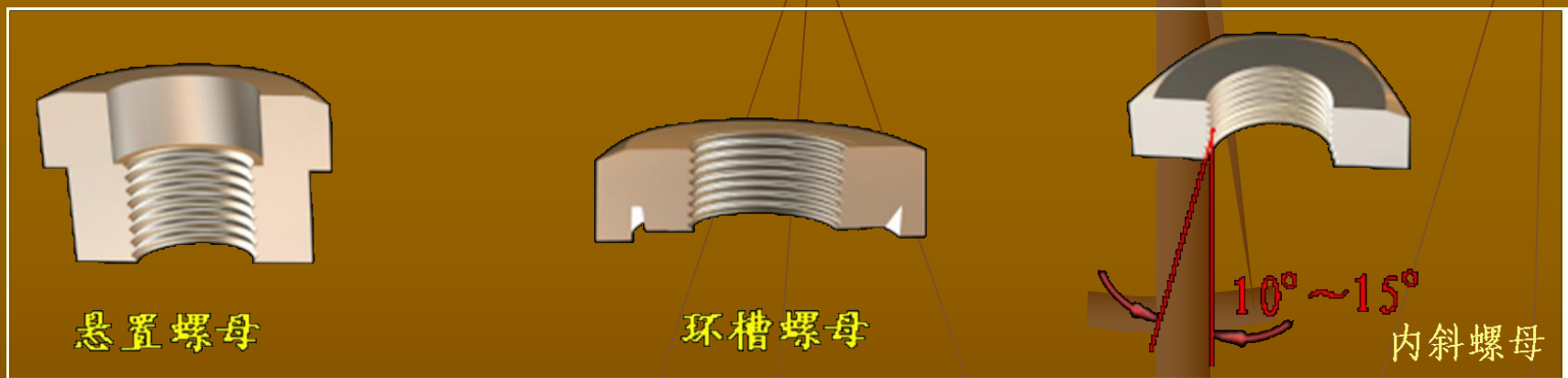
(一) 改善螺纹牙间载荷分布

1. 螺纹牙受力不均现象

螺纹牙间载荷分配关系，通过减少螺栓、螺母的螺距变化差,可改善这种载荷分布不均现象。

2. 具体措施：

尽可能将螺母制成受拉伸的结构,如悬置螺母、环槽螺母、内斜螺母等。



上述为均载螺母，加工复杂，只适用于重要或大型联接处。

(二) 降低总拉力 F_0 变化范围

a. 采用柔性螺栓

b. 在螺母下装弹性元件

c. 增大被联接件刚度 K_2 (如图)

(三) 采用刚性较大垫片 (如下图)



柔性螺栓



利用弹性元件相对降低螺栓刚度

在螺母下装弹性元件



改软垫片密封为为金属垫片密封，相对提高被联接件刚度



用密封环而不用密封垫片，使被联接件刚度提高

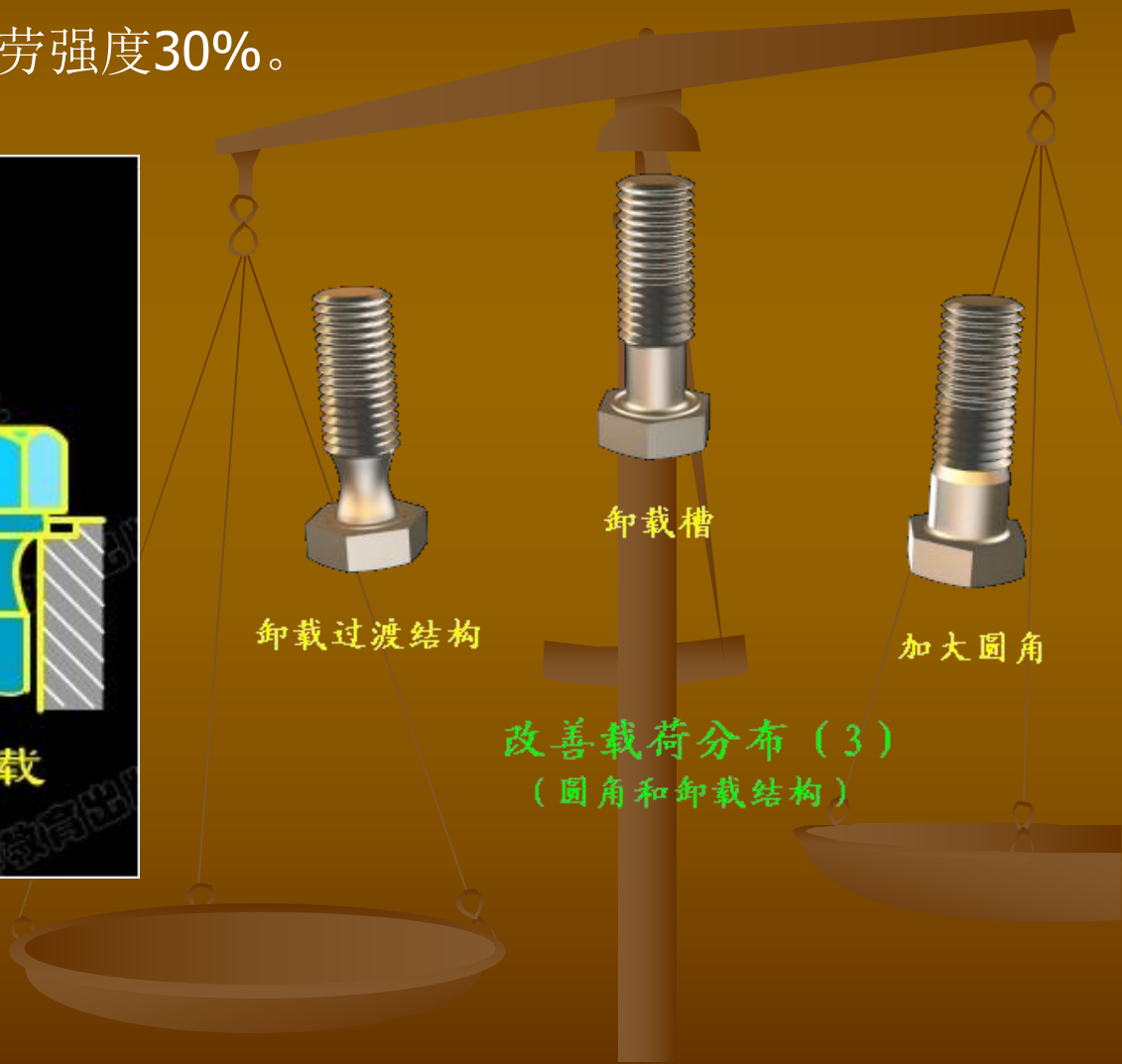
(四) 减小应力集中

螺栓上的螺纹(特别是螺纹的收尾)螺栓头和螺栓杆的过渡处以及螺栓横剖面面积发生变化的部位等，都要产生应力集中。

常用方法：

增大过渡圆角，加卸载槽；

辗压代切削螺纹，可提高疲劳强度30%。

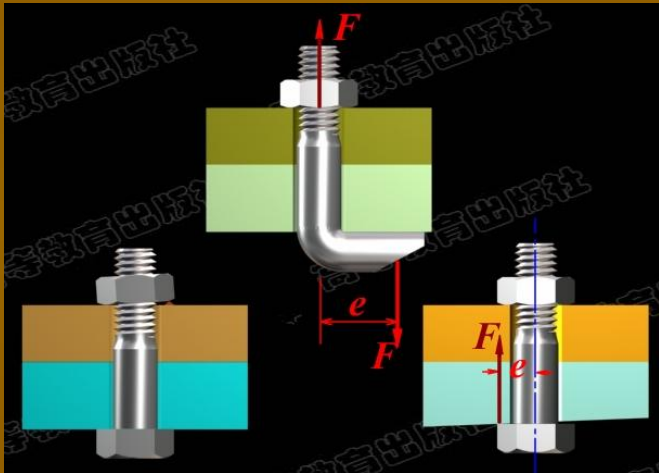


四、避免或减小附加应力

若被联接件刚性差、螺母支承面歪斜，装配不良或采用钩头螺钉都会使螺栓受偏心载荷，产生附加弯曲应力，严重降低了螺栓的疲劳强度。

改善措施：

- 1) 避免采用钩头螺栓；
- 2) 采用球面垫圈,腰环螺栓；
- 3) 锻、铸件等支承面制成凸台或沉头座。(见下图)



五、采用合理的制造工艺

1. 用高强度钢作螺栓材料，提高 F ，虽应力集中敏感，但可提高联接强度的效果；
2. 制造工艺对螺栓疲劳强度有重要影响。采用辗制螺纹时，由于冷作硬化的作用，表层有残余压力，金属流线合理，螺栓疲劳强度可较车制螺纹高30~40%；热处理后再滚压的效果更好；
3. 进行氮化，碳氮共渗、喷丸等措施提高疲劳强度。

1.1.6螺旋传动基本知识

一、螺旋传动

螺旋传动是利用螺杆和螺母组成的螺旋副来实现传动要求的。它主要用于将回转运动转变为直线运动，同时传递运动和动力。

(一) 螺旋传动的运动形式

根据螺杆和螺母的相对运动关系，螺旋传动的常用运动形式主要有以下两种：

1) 螺杆转动，螺母移动

2) 螺杆转动，螺母移动

(二) 螺旋传动的类型

1. 螺旋传动按其用途不同，可分为以下三种类型：

1) 传力螺旋

2) 传导螺旋

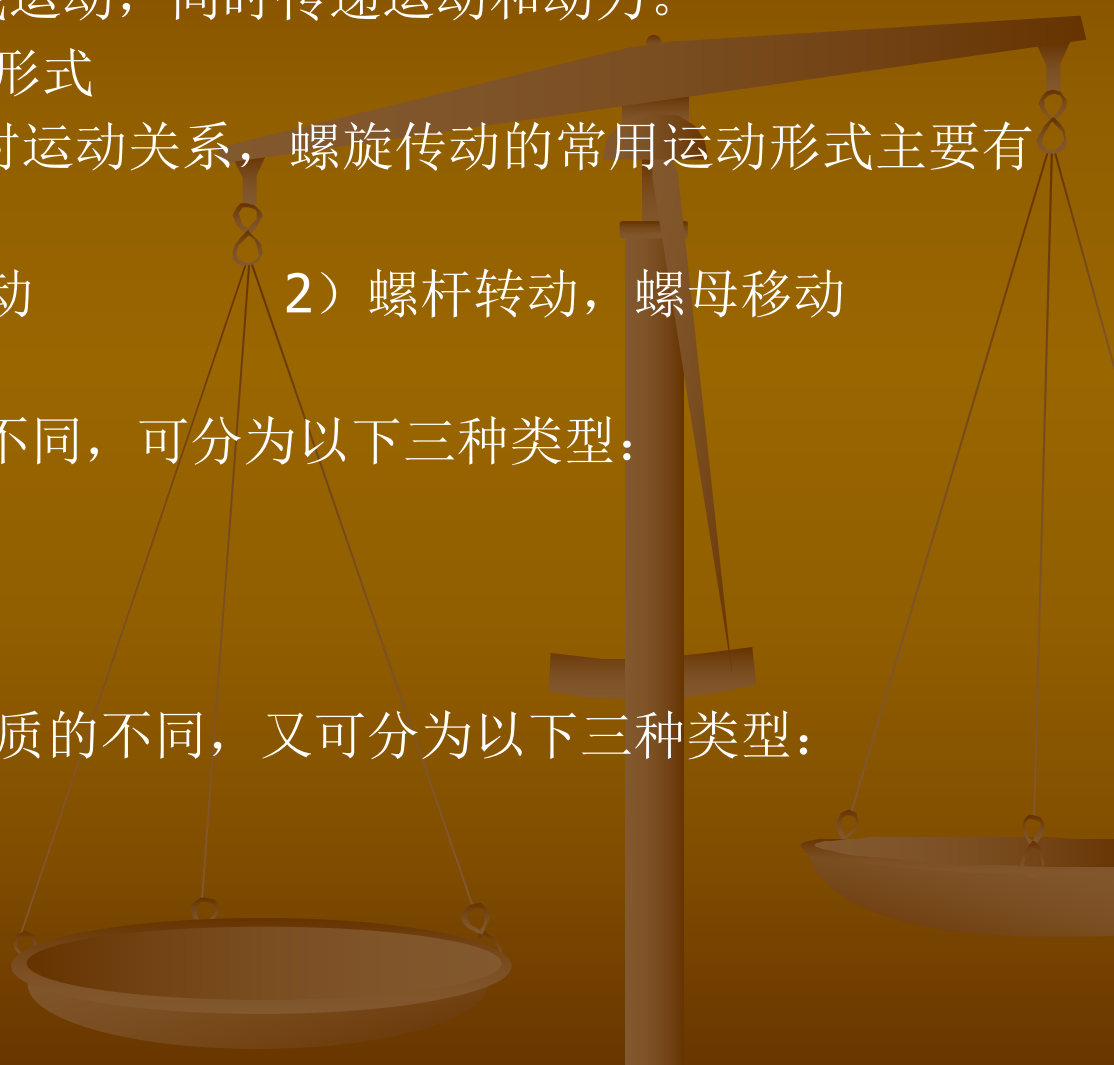
3) 调整螺旋

2. 按其螺旋副摩擦性质的不同，又可分为以下三种类型：

1) 滑动螺旋

2) 滚动螺旋

3) 静压螺旋



（三）、滑动螺旋的结构和材料

滑动螺旋的结构主要是指螺杆、螺母的固定和支承的结构形式。

螺杆的材料要有足够的强度和耐磨性。螺母的材料除了要有足够的强度外，还要求在与螺杆材料相配合时摩擦系数小和耐磨。螺旋传动常用的材料见下表。

螺旋副	材料牌号	应用范畴
螺 杆	Q235、Q275、45、50	材料不经热处理，适用于经常运动，受力不大，转速较低的传动
	40Cr、65Mn、T12、40WMn、20CrMnTi	材料需经热处理，以提高其耐磨性，适用于重载、转速较高的重要传动
	9Mn2V、CrWMn、38CrMoAl	材料需经热处理，以提高其尺寸的稳定性，适用于精密传导螺旋传动
螺 母	ZCuSn10P1、ZCuSn5Pb5Zn5(铸锡青铜)	材料耐磨性好，适用于一般传动
	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2(铸铝青铜)	材料耐磨性好，强度高，适用于重载、低速的传动。对于尺寸较大或高速传动，螺母可采用钢或铸铁制造，内孔浇注青铜或巴氏合金
	ZCuZn25Al6Fe3Mn3(铸铝黄铜)	

第二节 摩擦轮传动、带传动和链传动

2.1 摩擦轮传动

2.1.1 摩擦轮传动的工作原理和特点

1. 摩擦轮传动的工作原理

最简单的摩擦轮传动如图3-1所示，它是由两个摩擦轮、一个机架、一个压缩弹簧和一个滑块所组成，工作时，利用两个摩擦轮被互相压紧后在接触处产生的摩擦力来实现传动。

摩擦轮传动的摩擦力的大小为

$$F_f = fQ$$

式中 F_f —摩擦力 (N)

f —动摩擦因数 (见表2-1)

Q —两轮接触处的压紧力 (N)

从动轮2处产生的摩擦力矩 M_f (N·mm) 为

$$M_f = F_f r_2 = fQ r_2$$

式中 r_2 —从动轮半径 (mm)

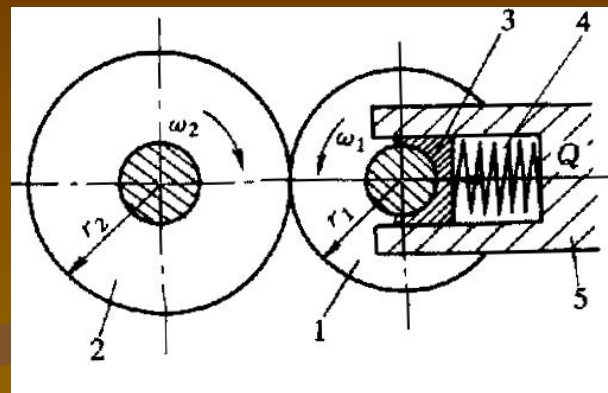


图3-1

表2-1 动摩擦因数 f 和许用单位压力 $[q]$

材 料	摩擦状态	f	$[q]/[N\cdot mm]$
钢与钢或铸铁	有润滑	0.05-0.10	-
铸铁与钢或铸铁	干摩擦	0.10-0.15	-
钢与夹布胶木	干摩擦	0.20-0.25	-
铸铁与塑料	干摩擦	0.10-0.18	3.92-7.85
铸铁与纤维制品	干摩擦	0.15-0.30	24.5-44.1
铸铁与皮革	干摩擦	0.15-0.30	29.4-34.3
铸铁与压纸板	干摩擦	0.15-0.40	-
铸铁与特殊橡胶	干摩擦	0.50-0.70	2.45-4.00

正常工作时应保证摩擦力矩不小于工作所需要的力矩。如果不是这样，就会出现打滑，使传动失效。为了传动可靠，引入可靠系数 K ($K=1.25-3$)，则摩擦传动的计算压紧力 $Q_c(N)$ 为

$$Q_c = \frac{KM_f}{fr_2}$$

摩擦轮的宽度 b (mm) 可用两轮接触线上的许用单位压力 $[q]$ 求出

$$b = \frac{Q_c}{[q]}$$

式中 $[q]$ —许用单位压力 (N/mm) 查表2-1。

为了保证两轮全宽接触，摩擦轮宽度 b 不宜过大，一般取 $b \leq 2r_1$ 。

2.传动比的计算

如图3-1所示，如果要使两个摩擦轮在接触处不产生滑动，则接触点上两轮的线速度应该相等。即

根据运动学

$$v_1 = v_2 = v$$

则

$$v_1 = r_1 \omega_1$$

$$v_2 = r_2 \omega_2$$

因此，摩擦轮传动的理论传动比为

$$r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

又因

$$v_1 = \frac{\pi r_1 n_1}{30} \quad v_2 = \frac{\pi r_2 n_2}{30}$$

式中 n_1 、 n_2 ——1、2 两轮的转速 (r/min)。
所以

$$\frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_2}{r_1}$$

那么

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

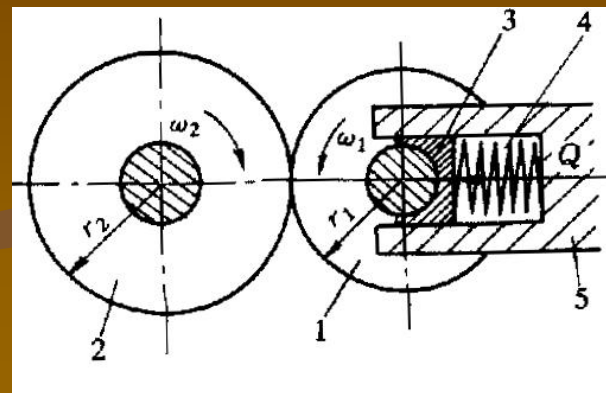


图3-1

摩擦轮传动在实际正常工作中，由于摩擦力的作用，使得摩擦轮在接触点两侧的弹性变形量不一样大，造成在两轮接触处产生相对滑动，称之为弹性滑动，故摩擦轮传动的实际传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1 (1 - \epsilon)}$$

式中 ε —摩擦轮传动的弹性滑动率（即速度损失率），当两摩擦轮的材料为钢材时， $\varepsilon \approx 0.2\%$ ；钢对夹布胶木时， $\varepsilon \approx 1\%$ ；钢对橡胶时， $\varepsilon \approx 3\%$ ；在一般计算时可不予考虑。

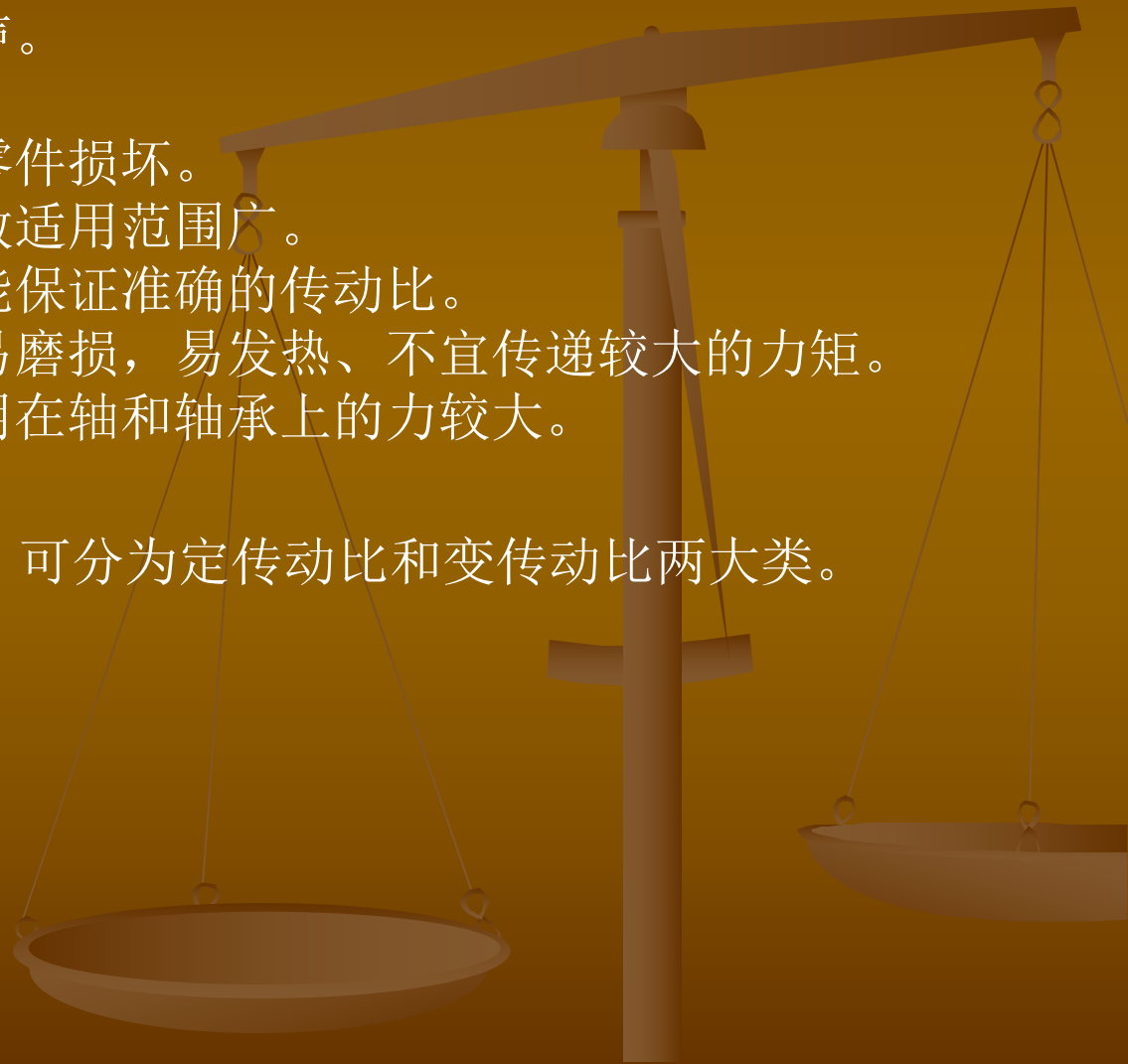
3. 摩擦轮传动的特点

- 1) 传动平稳，运转时无噪声。
- 2) 结构简单，制造方便。
- 3) 过载打滑，可防止重要零件损坏。
- 4) 传动形式可多种多样，故适用范围广。
- 5) 由于存在弹性滑动，不能保证准确的传动比。
- 6) 传动效率低，工作表面易磨损，易发热、不宜传递较大的力矩。
- 7) 需要增加压紧装置，作用在轴和轴承上的力较大。

2.1.2 摩擦轮传动的类型和应用

摩擦轮传动按传动比是否固定，可分为定传动比和变传动比两大类。

- (1) 定传动比摩擦轮传动
- (2) 变传动比的摩擦轮传动



2.2 挠性传动概述

2.2.1 挠性传动的工作原理和特点

挠性传动是广泛应用的一种传动形式，它是借助于挠性元件（带、绳、链条）来传递运动和动力的。

图3-4所示为挠性传动的工作原理图。当主动轮旋转时，通过挠性元件间接地将运动和动力传递给从动轮。

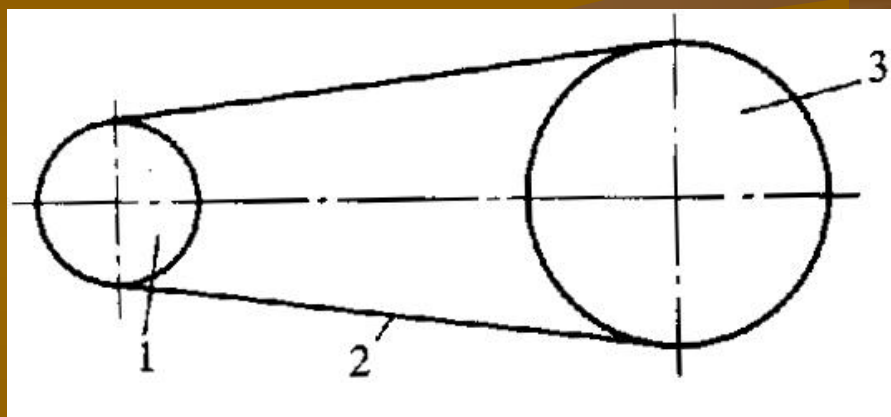


图3-4 挠性传动工作原理
1-主动轮 2--挠性元件 3-从动轮

这类传动具有吸收振动载荷以及阻尼振动影响的作用，所以传动平稳，而且结构简单，易于制造。常用于中心距较大情况下的传动。在情况相同的条件下，与其他传动相比，简化了机构，降低了成本。

2.2.2 挠性传动的类型和应用

- (1) 挠性摩擦传动
- (2) 挠性啮合传动
- (3) 牵引式挠性传动

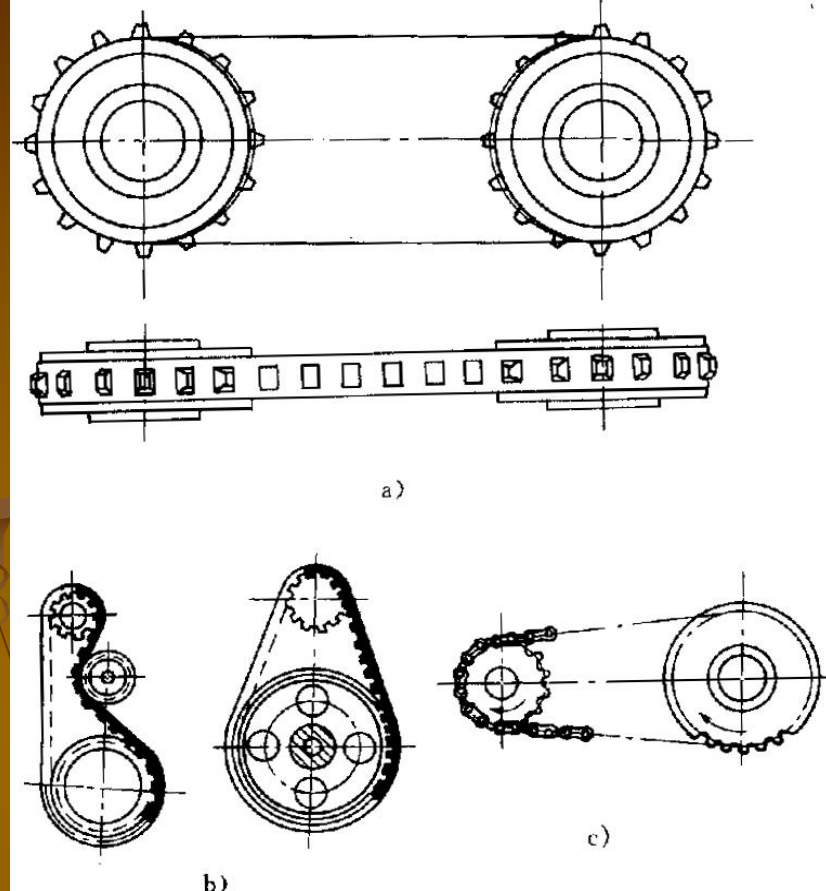
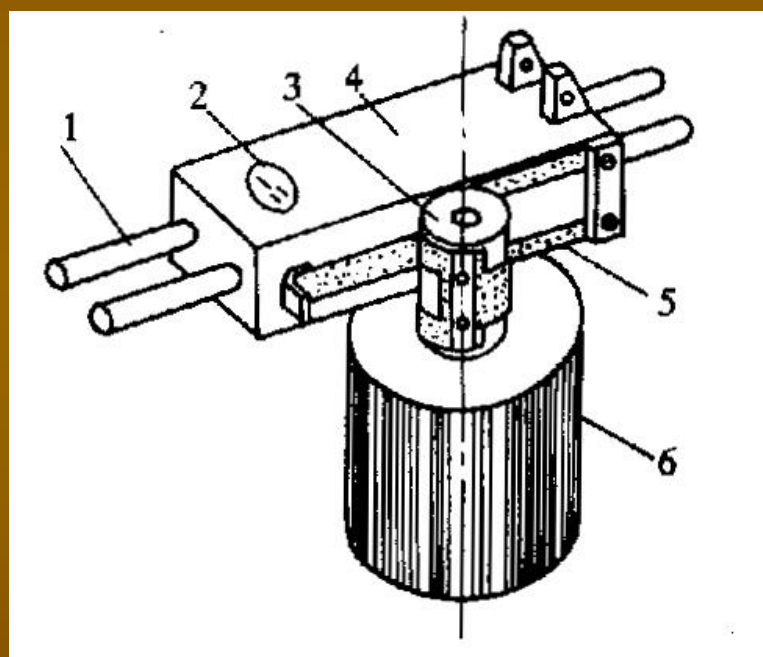


图3-5 挠性啮合传动
a) 齿孔带传动 b) 同步带传动 c) 链传动

图3-6 牵引式挠性传动应用实例

1-导轨 2-磁头 3-驱动轮 4-小车
5-钢带 6-步进电机

2.3 带传动的基本知识

2.3.1 带传动的类型、特点和应用

带传动是利用带作为中间挠性件，依靠带与带轮接触面间产生的摩擦力来传递运动和动力的。它是挠性摩擦传动中应用较普遍的传动形式之一。图3-7所示为带传动的简图。

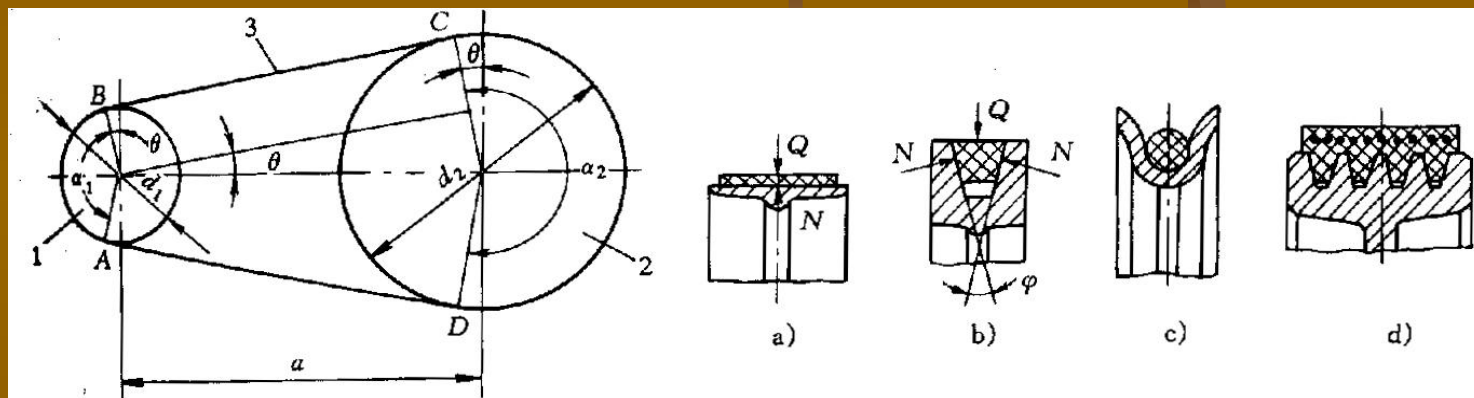


图3-7 带传动简图
1-主动轮 2-从动轮 3-传动带

图3-8 带传动的类型
a) 平带 b) V带 c) 圆带 d) 多楔带

带传动按带的截面形状分有平带、V带、圆带和多楔带，如图3-8所示。

2.3.2 V带的结构和标准

V带分普通V带、窄V带、宽V带、汽车V带、齿形V带和接头V带等，本书仅介绍普通V带传动，因它应用最广。

普通V带俗称“三角带”，其构造如图3-9所示。V带已标准化，我国国家标准GB11544-89规定普通V带也有Y、Z、A、B、C、D、E七种型号，线绳结构V带只有Z、A、B、C四种型号。其截面尺寸见表3-4。

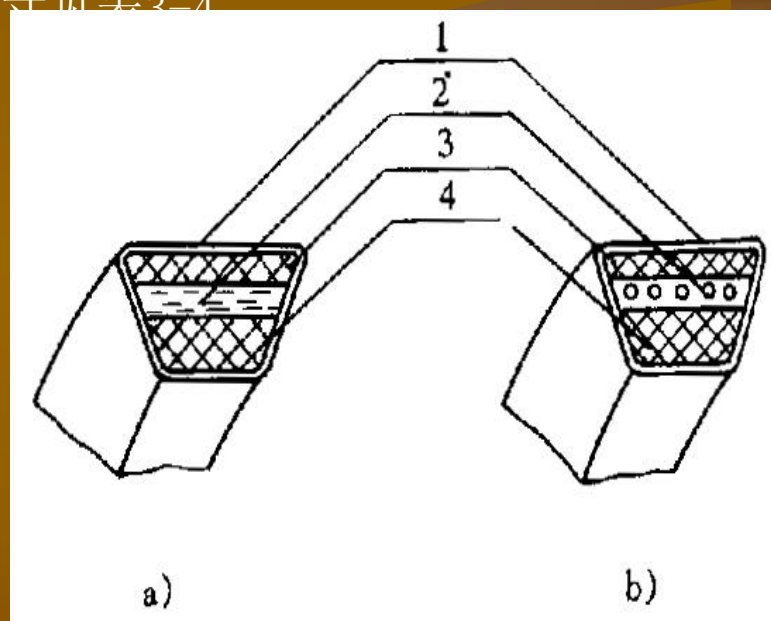


图3-9普通V带结构

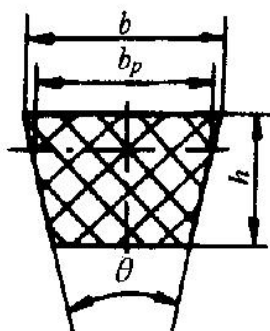
a)卷布结构 b)线绳结构

1-布包层2-强力层3-伸张层4-压缩层

表3-4

V带剖面基本尺寸

(mm)

型号	Y	Z	A	B	C	D	E	
顶宽 b	6.0	10.0	13.0	17.0	22.0	32.0	38.0	
节宽 b_p	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0	
高度 h	4.0	6.0	8.0	10.5	13.5	19.0	23.5	
楔角 θ	40°							
剖面面积 A/mm^2	47	81	138	230	470	682	1170	
每米长质量 $m/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1})$	0.04	0.06	0.1	0.17	0.3	0.6	0.78	

当V带在规定的张紧力下弯绕在带轮上时，在弯曲平面内保持原长度不变的周线称为节线，由全部节线构成的面称为节面，带的节面宽度称节宽 b_p 。在带轮上，与所配用V带的节面处同一位置的槽形轮廓宽度称为基准宽度 b_d ，基准宽度处的带轮直径为基准直径 d （图3-10）。V带在规定的张紧力下，位于带轮基准直径上的周线长度称为基准长度 L_d （节线长度）。

2.3.3 V带传动的主要参数和几何尺寸计算

1. 传动比

传动比的计算方法与摩擦轮传动的计算方法相同，即带轮的转速与基准直径成反比，即

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (3-1)$$

2. 小带轮包角

带轮的包角 (α)，就是带与带轮接触面的弧长所对应的中心角。一般规定小带轮包角 $\alpha_1 \geq 120^\circ$ 。包角计算式为

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ \quad (3-2)$$

3. 带的基准长度

$$L_d = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (3-3)$$

4. 中心距

$$a = \frac{2L_d - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_d - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (3-4)$$

虽然，中心距计算式较繁，但由于带传动的中心距一般可调整，故可采用近似公式计算（见带传动设计）。

2.3.4 V带的材料和结构

带轮一般选用铸铁制造，带速较高以及特别重要的场合可用钢制带轮。为了减轻重量，也可用铝合金及工程塑料。带轮的结构通常由轮缘、轮辐、轮毂三部分组成。其结构见图3-10。

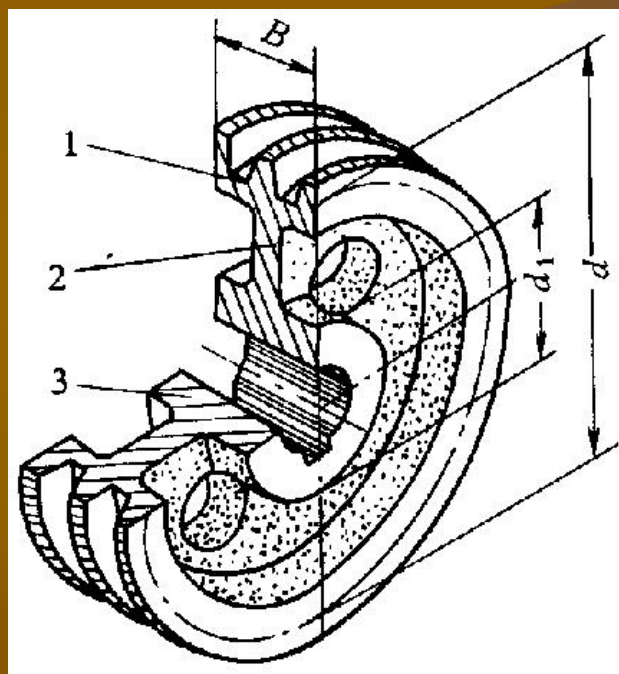


图3-10 V带轮结构
1-轮缘 2-轮辐 3-轮毂

2.3.5 带传动的张紧

带在工作一段时间后，由于塑性变形和磨损导致松弛，张紧力逐渐减小，带传动能力因之下降，影响正常传动。为了使带产生并保持一定的初拉力，带传动应设置张紧装置。

带传动的合理使用和维护

为了延长带的使用寿命，保证传动的正常运转，必须重视正确地使用和维护保养。

- 1) 选用V带时要注意型号和长度，型号应和带轮轮槽尺寸相符合，新旧不同的V带不同时使用。
- 2) 安装时，两轴线平行，两轮相对应轮槽的中心线位置重合，以防带侧面磨损加剧。
- 3) 安装V带时应按规定的初拉力张紧，也可凭经验，对于中等中心距的带传动，带的张紧程度以大拇指下按15mm为宜。
- 4) 多根V带传动应采用配组带。使用中应定期检查，如发现有的V带出现疲劳撕裂现象时，应及时更换全部V带。
- 5) 为确保安全，带传动应设防护罩。
- 6) 胶带工作温度不应超过60℃。
- 7) 装拆时不能硬撬，应无缩短中心距，然后再装拆胶带。装好后再调到合适的张紧程度。

2.4 链传动

2.4.1 链传动的特点和应用

传动是由安装在平行轴上的主、从动轮和绕在链轮上的环形链条组成，如图3-13所示。以链作中间挠性件，靠链与链轮轮齿的啮合来传递运动和动力。

与带传动比，链传动无弹性滑动和打滑现象，能保证准确的平均传动比；传动效率高，可达0.98；链不需要像带那样很紧地张紧在带轮上，作用在轴上的压力较小；能在恶劣的环境下（如高温、灰尘多、有油污等）工作；但链传动的瞬时链速和瞬时传动比不是常数，因此传动平稳性较差，工作中有一定的冲击和噪声。

链传动主要用于工作可靠、两轴相距较远、工作条件恶劣的场合。例如矿山机械、农业机械、石油机械、机床及摩托车、自行车中。

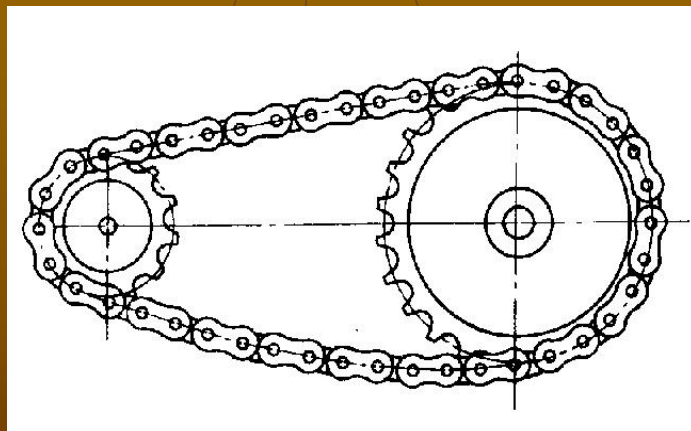


图3-13 链传动简图

2.4.2 滚子链和链轮

(1) 滚子链的结构和标准 滚子链是由内链板1、外链板2、销轴3、套筒4和滚子5组成，如图3-15所示。内链板与套筒，外链板与销轴均为过盈配合，而套筒与销轴、滚子与套筒均主 隙配合。当链条啮入和啮出时，内外链板作相对转动，同时滚子沿轮齿滚动，可减少链条与轮齿的磨损。内外链板均做成“∞”字形。以减轻重量并保持各横截面的强度大致相等。

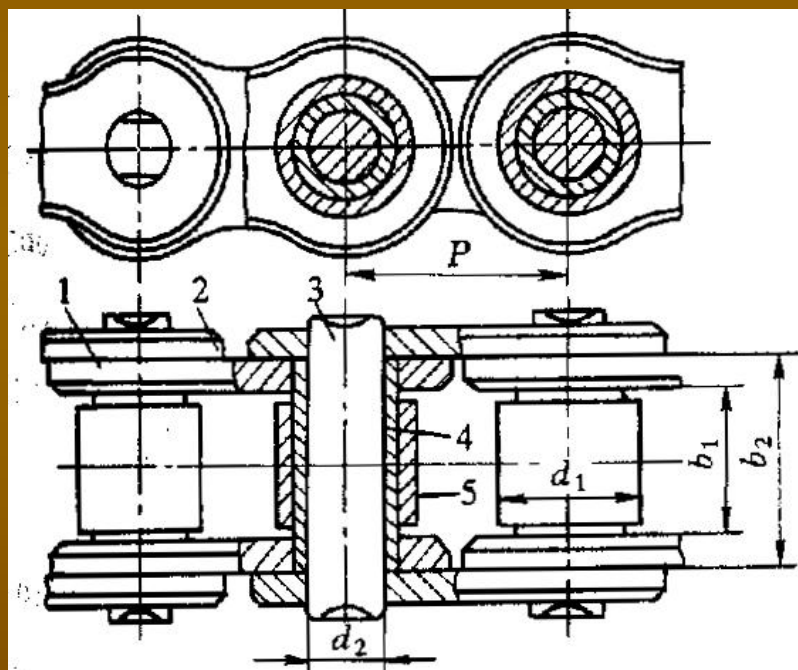


图3-15 滚子链的结构图

1-内链板 2-外链板 3-销轴 4-套筒 5-滚子

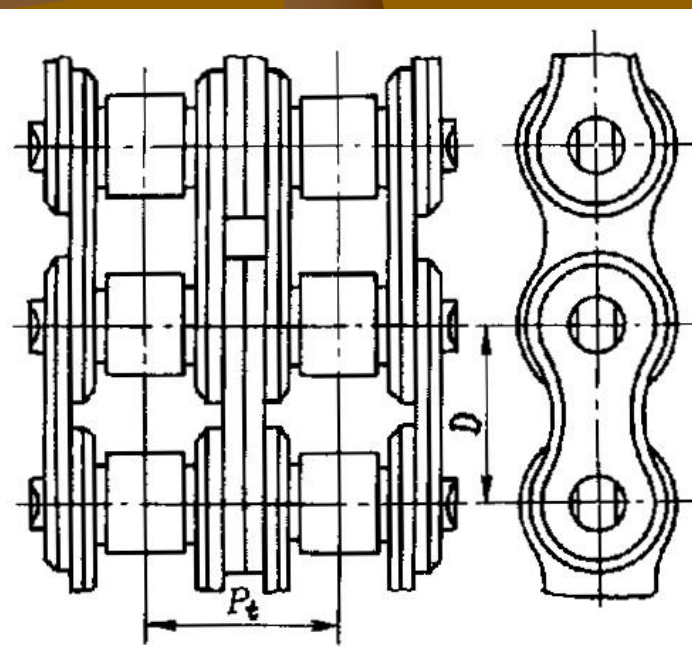


图3-16 双排链

链条中的各零件由碳素钢或合金钢制成，并经过热处理，以提高其强度和耐磨性。

相邻两滚子中心间的距离称为链条的节距，用 P 表示。它是链条的主要参数，节距越大，链条各零件的尺寸也越大。

滚子链可制成单排或多排链， P_t 为排距。如图3-16所示。为避免各排链受载不均，排数不宜过多，常用或三排链。

滚子链已标准化，分别A、B两种系列。A级链用于重载、高速和重要的链传动；B级链用于一般传动，表3-8列出滚子链的基本参数和尺寸。

按国标规定，套筒滚子链的标记方法为链号—排数×链节数，标准编号。例如16A—1×80GB1243.1—83即为按本标准制造的A系列、节距25.4mm、单排、180节的滚子链。

链条长度以链节数来表示。链节数最好取偶数，接头处用弹性锁片或开口销锁紧。当链节数为奇数时，则须采用一个过渡链节，但其强度差，应尽量少用。如图3-17所示。

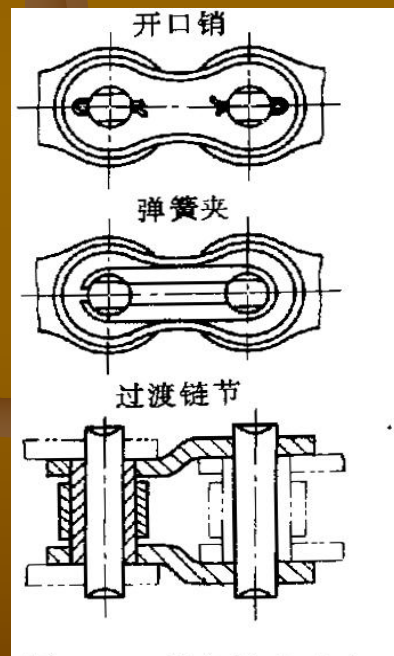


图3-17

(2) 链轮 链轮齿形如图3-18所示，按国标规定，用标准刀具加工，只需给出链轮的节距 P 、齿数 Z 和链轮的分度圆直径 d 。

链轮齿应具有足够的强度和耐磨性，故齿面多经热处理。小链轮的啮合次数比大链轮多，所受冲击力也大，所用材料一般优于大链轮。常用的链轮材料有Q235、Q275、45、ZG45等，重要的链轮可采用合金钢。

链轮的结构如图3-19所示，

小直径链轮可制成整体式（图3-19a）；中等直径的链轮可制成孔板式（图3-19b）；直径较大的链轮可设计成组合式，如轮毂和齿圈焊在一起（图3-19c）或用螺栓联接（图3-19d），若轮齿因磨损而失效，可更换齿圈。

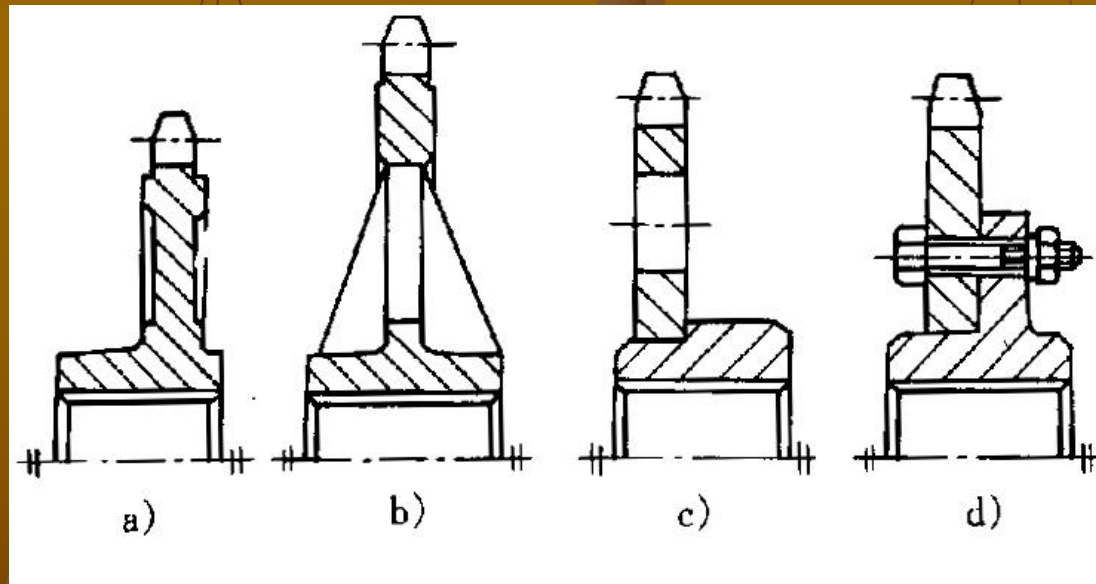
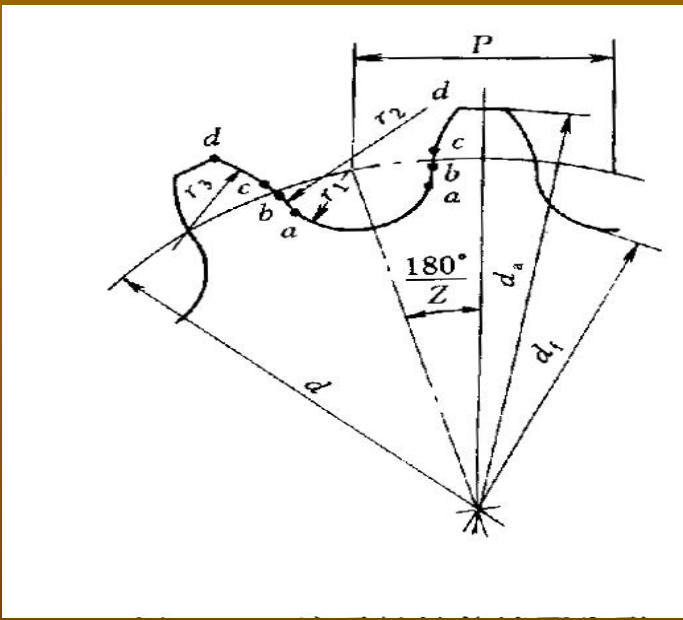


图3-19 链轮的结构

图3-18滚子链链轮端面齿形

a) 整体式 b) 孔板式 c)、b) 装配式

2.4.3 链传动的主要参数及其选择

- (1) 链轮齿数
- (2) 平均传动比
- (3) 链节距
- (4) 链传动的中心距

2.4.4 链传动的布置、张紧和维护

- (1) 链传动的布置
- (2) 链传动的张紧
- (3) 链传动的润滑

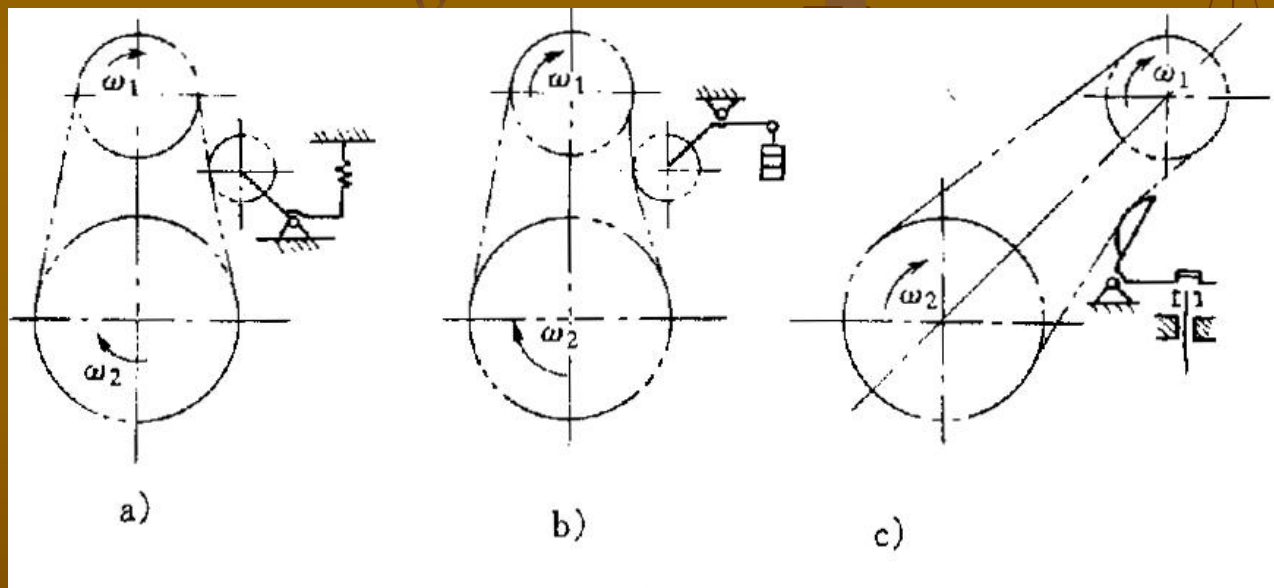


图3-20 链传动的张紧

a) 靠弹簧自动张紧

b) 靠挂重自动张紧

c) 靠螺旋调节的托板张紧

第三节 齿轮传动

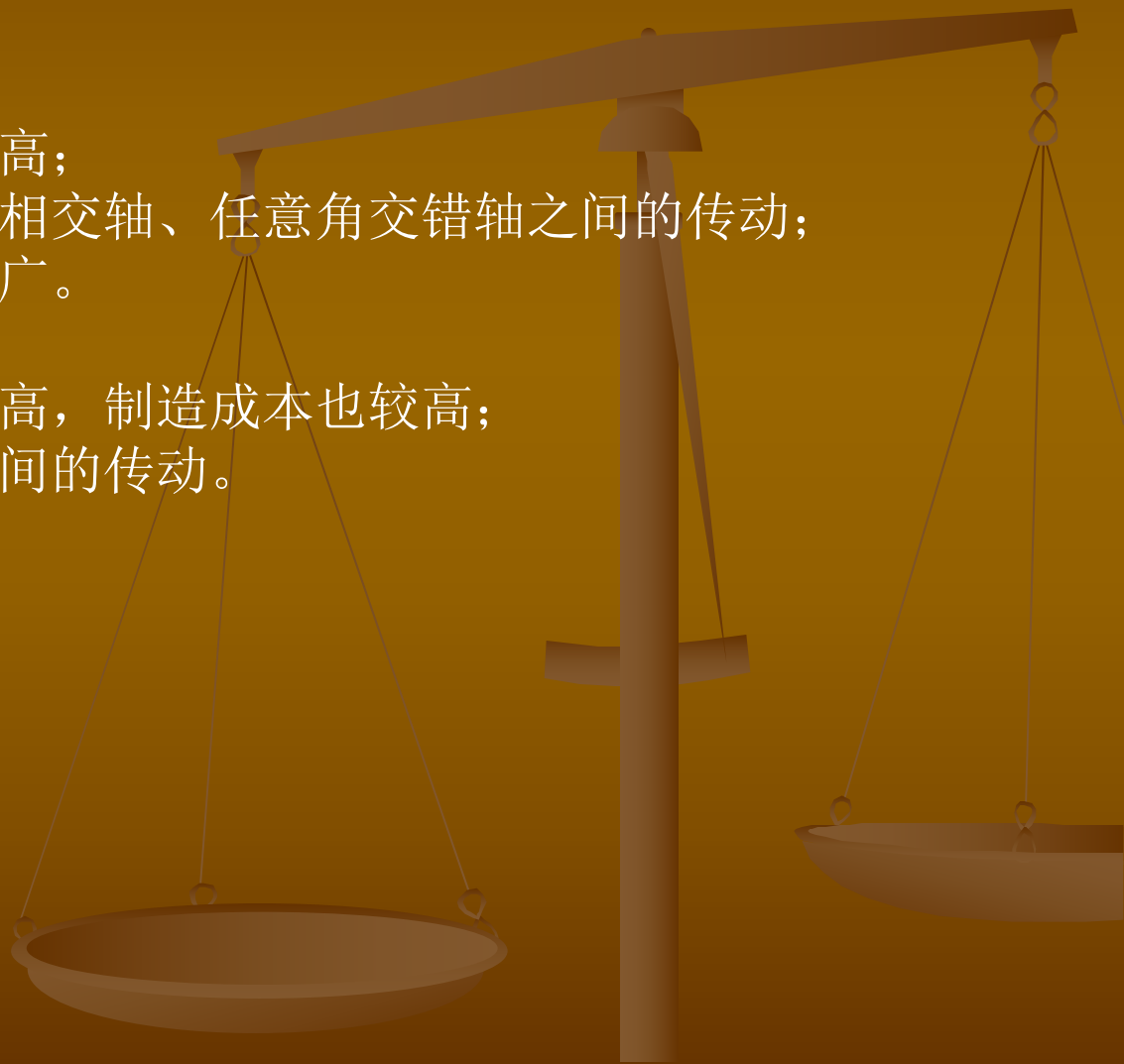
3-1 齿轮传动特点、类型

齿轮传动是机械传动中最重要的、也是应用最为广泛的一种传动型式。齿轮传动的主要优点是：

- (1) 工作可靠、寿命较长；
- (2) 传动比稳定、传动效率高；
- (3) 可实现平行轴、任意角相交轴、任意角交错轴之间的传动；
- (4) 适用的功率和速度范围广。

缺点是：

- (1) 加工和安装精度要求较高，制造成本也较高；
- (2) 不适宜于远距离两轴之间的传动。



齿轮传动的类型很多，按照一对齿轮轴线的相互位置，齿轮传动可分类如下（图3-21）

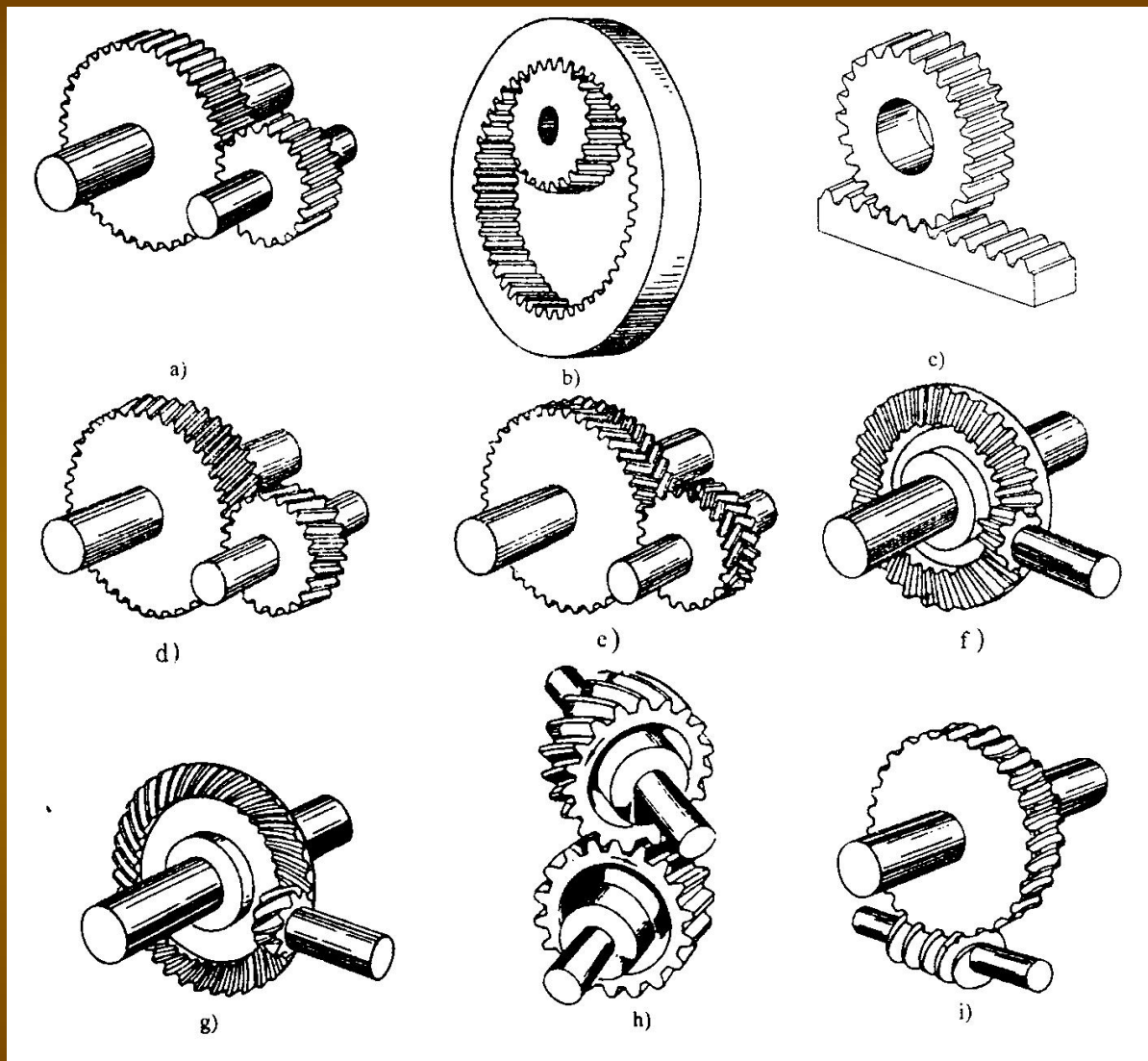


图3-21 齿轮传动的主要类型

3.2 齿廓啮合基本定律

齿轮传动是依靠主动轮的轮齿依次推动从动轮的轮齿来进行工作的。对齿轮传动的基本要求之一是其瞬时传动比必须保持不变，否则，当主动轮以等角速度回转时，从动轮的角速度为变数，从而产生惯性力。这种惯性力将影响轮齿的强度、寿命和工作精度。齿廓啮合基本定律就是研究当齿廓形状符合何种条件时，才能满足这一基本要求。

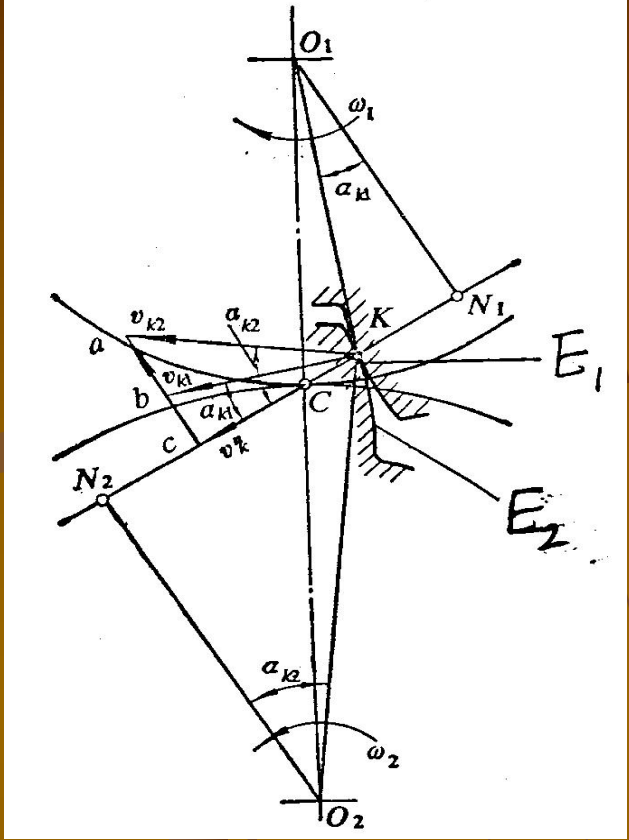


图3-22 齿廓曲线与齿轮传动比的关系

图3-22表示两相互啮合的齿廓\$E_1\$和\$E_2\$在\$K\$点接触，两轮的角速度分别为\$\omega_1\$和\$\omega_2\$。过\$K\$点作两齿廓的公法线\$N_1N_2\$，与连心线\$O_1O_2\$交于\$C\$点。两轮齿廓上\$K\$点的速度分别为

$$\left\{ \begin{aligned} v_{K1} &= \omega_1 \overline{O_1K} \\ v_{K2} &= \omega_2 \overline{O_2K} \end{aligned} \right. \quad (a)$$

且 v_{K1} 和 v_{K2} 在法线 N_1N_2 上的分速度应相等，否则两齿廓将会压坏或分离。即

$$v_{K1} \cos \alpha_{K1} = v_{K2} \cos \alpha_{K2} \tag{b}$$

由式 (a)、(b) 得

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2K} \cos \alpha_{K2}}{\overline{O_1K} \cos \alpha_{K1}} \tag{c}$$

过 O_1 、 O_2 分别作 N_1N_2 的垂线 O_1N_1 和 O_2N_2 ，得 $\angle KO_1N_1 = \alpha$
 $\angle KO_2N_2 = \alpha$ 故式 (c) 可写成 $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2K} \cos \alpha_{K2}}{\overline{O_1K} \cos \alpha_{K1}} = \frac{\overline{O_2N_2}}{\overline{O_1N_1}}$ (d)

又因 $\triangle CO_1N_1 \sim \triangle CO_2N_2$ ，则式 (d) 又可写成

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2N_2}}{\overline{O_1N_1}} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} \tag{3-5}$$

由式（3-5）可知，要保证传动比为定值，则比值 $\frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}}$

应为常数。现因两轮轴心连线 $\overline{O_1O_2}$ 为定长，故欲满足上述要求，

C点应为连心线上的定点，这个定点C称为节点。

因此，为使齿轮保持恒定的传动比，必须使C点为连心线上的固定点。或者说，欲使齿轮保持定角速比，不论齿廓在任何位置接触，过接触点所作的齿廓公法线都必须与两轮的连心线交于一定点。这就是齿廓啮合的基本定律。

凡满足齿廓啮合基本定律而互相啮合的一对齿廓，称为共轭齿廓。符合齿廓啮合基本定律的齿廓曲线有无穷多，传动齿轮的齿廓曲线除要求满足定角速比外，还必须考虑制造、安装和强度等要求。在机械中，常用的齿廓有渐开线齿廓、摆线齿廓和圆弧齿廓，其中以渐开线齿廓应用最广。本章节只讨论渐开线齿轮传动。

3.3 渐开线齿廓啮合基本定律

一、渐开线的形成及性质

如图3-23所示，一直线L与半径为 r_b 的圆相切，当直线沿该圆作纯滚动时，直线上任一点的轨迹即为该圆的渐开线。这个圆称为渐开线的基圆，而作纯滚动的直线L称为渐开线的发生线。

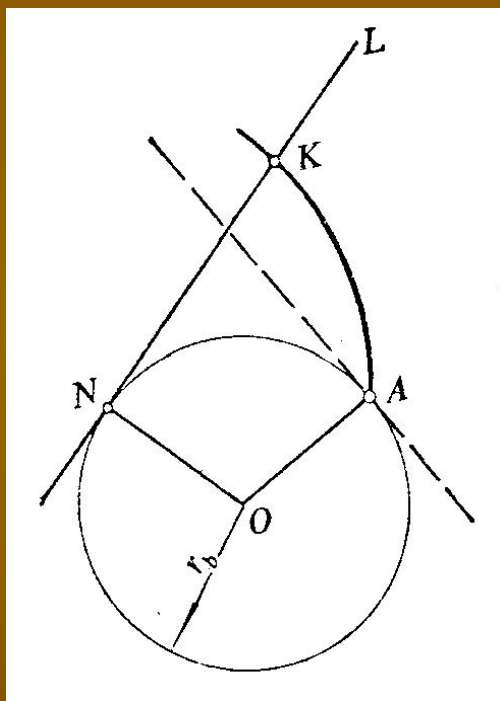


图3-23 渐开线的形成图

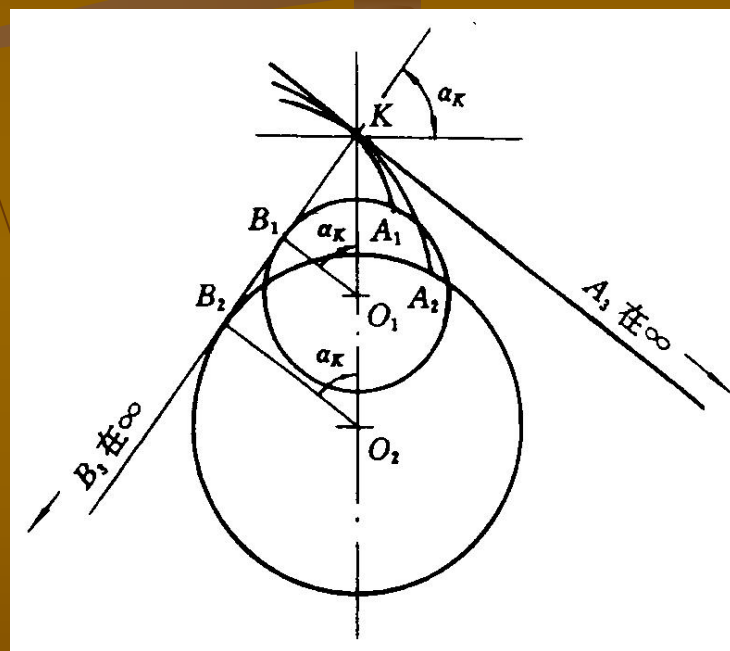


图3-24 基圆大小与渐开线形状的关系

由渐开线的形成可知，它有以下性质：

(1) 发生线在基圆上滚过的一段长度等于基圆上相应被滚过的一段弧长，即

$$\overline{KN} = \widehat{AN}$$

(2) 因N点是发生线沿基圆滚动时的速度瞬心，故发生线KN是渐开线K点的法线。又因发生线始终与基圆相切，所以渐开线上任一点的法线必与基圆相切。

(3) 发生线与基圆的切点N即为渐开线上K点的曲率中心，线段 \overline{KN} 为K点的曲率半径。随着K点离基圆愈远，相应的曲率半径愈大；而K点离基圆愈近，相应的曲率半径愈小。

(4) 渐开线的形状取决于基圆的大小。如图3-24所示，基圆半径愈小，渐开线愈弯曲；基圆半径愈大，渐开线愈趋平直。当基圆半径趋于无穷大时，渐开线便成为直线。所以渐开线齿条（直径为无穷大的齿轮）具有直线齿廓。

(5) 渐开线是从基圆开始向外逐渐展开的，故基圆以内无渐开线。

二、渐开线齿廓符合齿廓啮合基本定律

以渐开线为齿廓曲线的齿轮称为渐开线齿轮。

如图3-25所示，两渐开线齿轮的基圆分别为 r_{b1} 、 r_{b2} ，过两轮齿廓啮合点 K 作两齿廓的公法线 N_1N_2 ，根据渐开线的性质，该公法线必与两基圆相切，即为两基圆的内公切线。又因两轮的基圆为定圆，在其同一方向的内公切线只有一条。所以无论两齿廓在任何位置接触（如图中虚线位置接触），过接触点所作两齿廓的公法线（即两基圆的内公切线）为一固定直线，它与连心线 O_1O_2 的交点 C 必是一定点。因此渐开线齿廓满足定角速比要求。

由图3-5知，两轮的传动比为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (3-6)$$

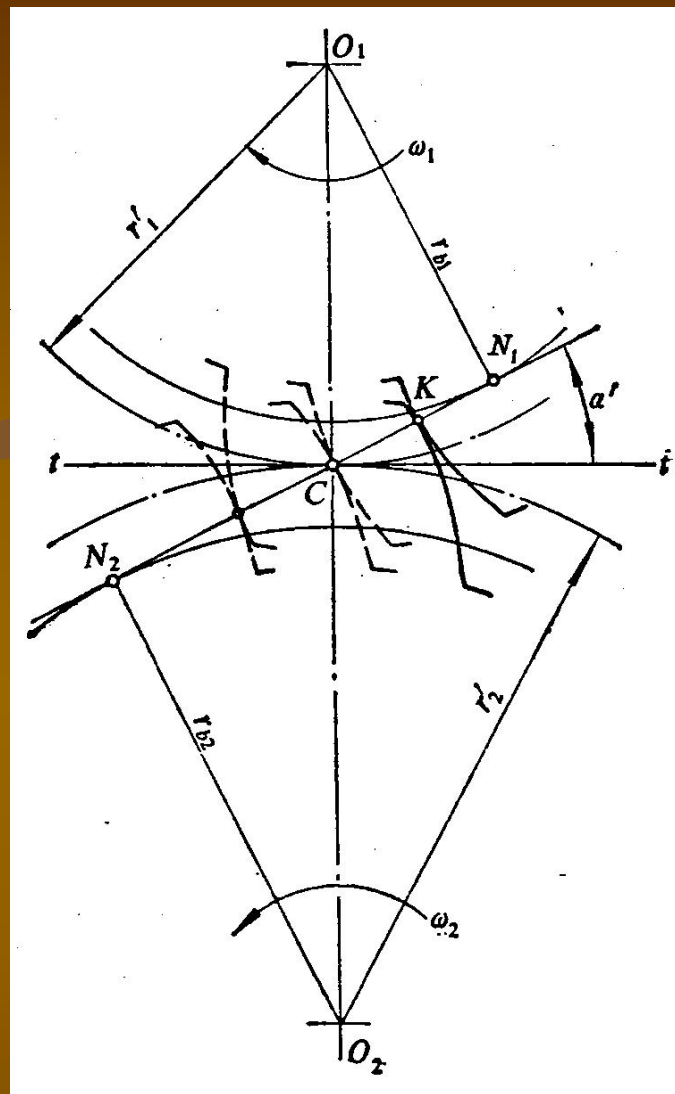


图3-25渐开线齿廓满足定角速比

上式表明两轮的传动比为一定值，并与两轮的基圆半径成反比。公法线与连心线 O_1O_2 的交点 C 称为节点，以 O_1 、 O_2 为圆心， $\overline{O_1C}$ 、 $\overline{O_2C}$ 为半径作圆，这对圆称为齿轮的节圆，其半径分别以 r_1^1 和 r_2^1 表示。从图中可知，一对齿轮传动相当于一对节圆的纯滚动，而且两齿轮的传动比也等于其节圆半径的反比。故一对齿轮的传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2^1}{r_1^1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (3-7)$$

三、渐开线齿廓的压力角

在一对齿廓的啮合过程中，齿廓接触点的法向压力和齿廓上该点的速度方向的夹角，称为齿廓在这一点上的压力角。

如图3-26所示，齿廓上K点的法向压力 F_n 与该点的速度 v_K 之间的夹角 α_K 称为齿廓上K点的压力角。由图可知

$$\cos \alpha_K = \frac{\overline{ON}}{\overline{OK}} = \frac{r_b}{r_k} \quad (3-8)$$

上式说明渐开线齿廓上各点压力角不等，向径 r_k 越大，其压力角越大。在基圆上压力角等于零。

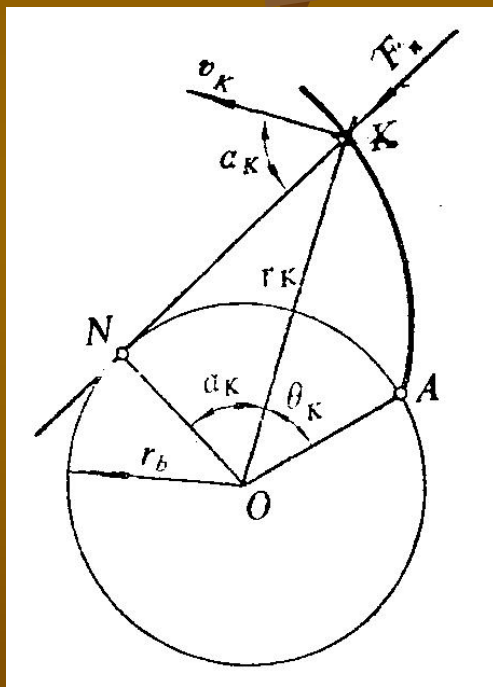


图3-26渐开线齿廓的压力角

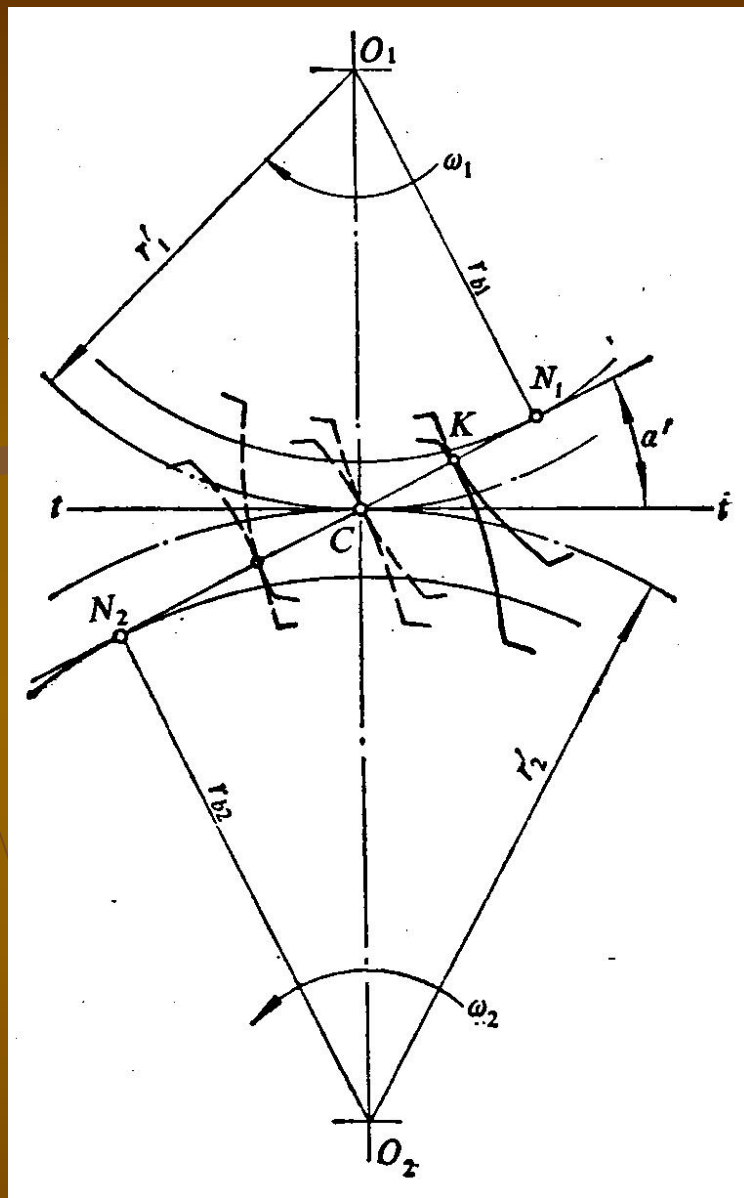
四、啮合线、啮合角、齿廓间的压力作用线

一对齿轮啮合传动时，齿廓啮合点（接触点）的轨迹称为啮合线。对于渐开线齿轮，无论在哪一点接触，接触齿廓的公法线总是两基圆的内公切线 N_1N_2 。齿轮啮合时，齿廓接触点又都在公法线上，因此，内公切线 N_1N_2 即为渐开线齿廓的啮合线。

过节点 C 作两节圆的公切线 tt ，它与啮合线 N_1N_2 间的夹角称为啮合角。啮合角等于齿廓在节圆上的压力角 α' ，由于渐开线齿廓的啮合线是一条定直线 N_1N_2 ，故啮合角的大小始终保持不变。啮合角不变表示齿廓间压力方向不变；若齿轮传递的力矩恒定，则轮齿之间、轴与轴承之间压力的大小和方向均不变，这也是渐开线齿轮传动的一大优点。

五、渐开线齿轮的可分性

当一对渐开线齿轮制成之后，其基圆半径是不能改变的，即使两轮的中心距稍有改变，其角速比仍保持原值不变，这种性质称为渐开线齿轮传动的可分性。



3.4 渐开线标准直齿圆柱齿轮各部分名称和几何尺寸计算

一、齿轮参数

图3-7所示为直齿圆柱齿轮的一部分。为了使齿轮在两个方向都能传动，轮齿两侧齿廓由形状相同、方向相反的渐开线曲面组成。

1. 齿顶圆

齿顶端所确定的圆称为齿顶圆，其直径用 d_a 表示。

2. 齿根圆

齿槽底部所确定的圆称为齿根圆，其直径用 d_f 表示。

3. 齿槽

相邻两齿之间的空间称为齿槽。齿槽两侧齿廓之间的弧长称为该圆上的齿槽宽，用 e_k 表示。

4. 齿厚

在任意直径 d_k 的圆周上，轮齿两侧齿廓之间的弧长称为该圆上的齿厚，用 s_k 表示。

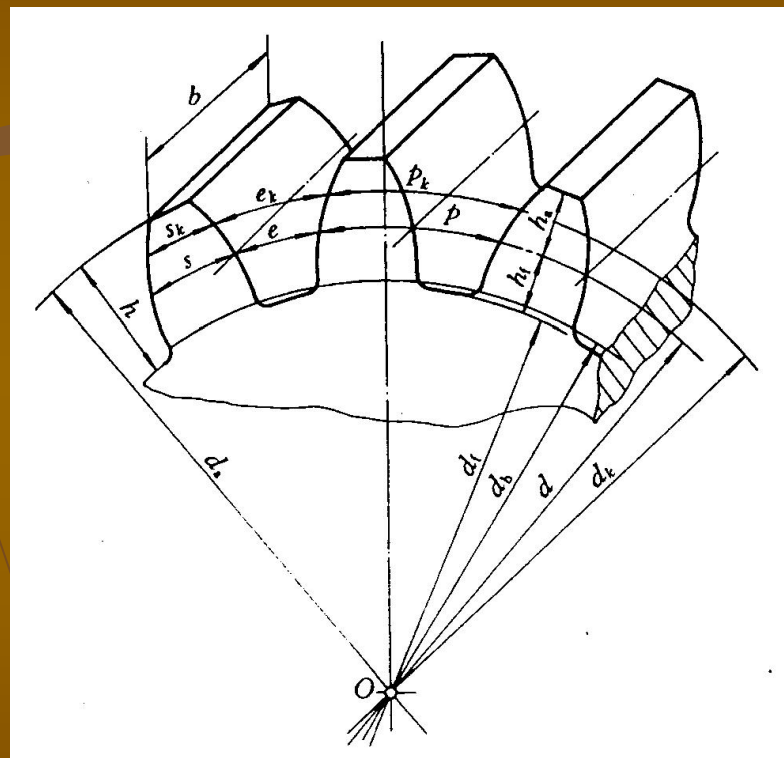


图3-27 齿轮各部分名称

5. 齿距

相邻两齿同侧齿廓之间的弧长称为该圆上的齿距，用 p_k 表示。显然

$$p_k = s_k + e_k \quad (3-9)$$

以及 $p_k = \frac{\pi d_k}{z}$ (3-10) 式中， z 为齿轮的齿数； d_k 为任意圆的直径。

6. 模数

在式(3-10)中含有无理数“ π ”，这对齿轮的计算和测量都不方便。因此，规定比值 $\frac{p}{\pi}$ 等于整数或简单的有理数，并作为计算齿轮几何尺寸的一个基本参数。这个比值称为模数，以 m 表示，单位为mm，即 $m = \frac{p}{\pi}$

齿轮的主要几何尺寸都与 m 成正比。为了便于齿轮的互换使用和简化刀具，齿轮的模数已经标准化。我国规定的模数系列见表3-12。

表3-12 标准模数系列 (GB1357-1987)

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	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5				
	5.5	(6.5)	7	9	(11)	14	18	22	28	36	45

注：①本表适用于渐开线圆柱齿轮，对斜齿轮是指法面模数；
②优先采用第一系列，括号内的模数尽可能不用。

7. 分度圆

标准齿轮上齿厚和齿槽宽相等的圆称为齿轮的分度圆，用 d 表示其直径。分度圆上的齿厚以 s 表示；齿槽宽用 e 表示；齿距用 p 表示。分度圆压力角通常称为齿轮的压力角，用 α 表示。分度圆压力角已经标准化，常用的为 20° 、 15° 等，我国规定标准齿轮 $\alpha=20^\circ$ 。

由于齿轮分度圆上的模数和压力角均规定为标准值，因此，齿轮的分度圆可定义为：齿轮上具有标准模数和标准压力角的圆。齿轮分度圆直径 d 则可表示为：

$$d = \frac{p}{\pi} z = mz \quad (3-11)$$

8. 齿顶 $\frac{\pi}{m}$ 与齿根

在轮齿上介于齿顶圆和分度圆之间的部分称为齿顶，其径向高度称为齿顶高用 h_a 表示。介于根圆和分度圆之间的部分称为齿根，其径向高度称为齿根高，用 h_f 表示。齿顶圆与齿根圆之间轮齿的径向高度称为全齿高，用 h 表示，故

$$h = h_a + h_f \quad (3-12)$$

齿轮的齿顶高和齿根高可用模数表示为：

$$h_a = h_a^* m \quad (3-13)$$

$$h_f = (h_a^* + c^*) m \quad (3-14)$$

式中， h_a^* 和 c^* 分别称为齿顶高系数和顶隙系数，对于圆柱齿轮，其标准值按正常齿制和短齿制规定为：

$$\text{正常齿: } h_a^* = 1, \quad c^* = 0.25$$

$$\text{短齿: } h_a^* = 0.8, \quad c^* = 0.3$$

9. 顶隙

顶隙是指一对齿轮啮合时，一个齿轮的齿顶圆到另一个齿轮的齿根圆的径向距离。顶隙有利于润滑油的流动。顶隙按下式计算：

$$c=c^*m$$

二、标准齿轮

若一齿轮的模数、分度圆压力角、齿顶高系数、齿根高系数均为标准值，且其分度圆上齿厚与齿槽宽相等，则称为标准齿轮。因此，对于标准齿轮

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2} \quad (3-15)$$

标准直齿圆柱齿轮传动的参数和几何尺寸计算公式列于表3-13。

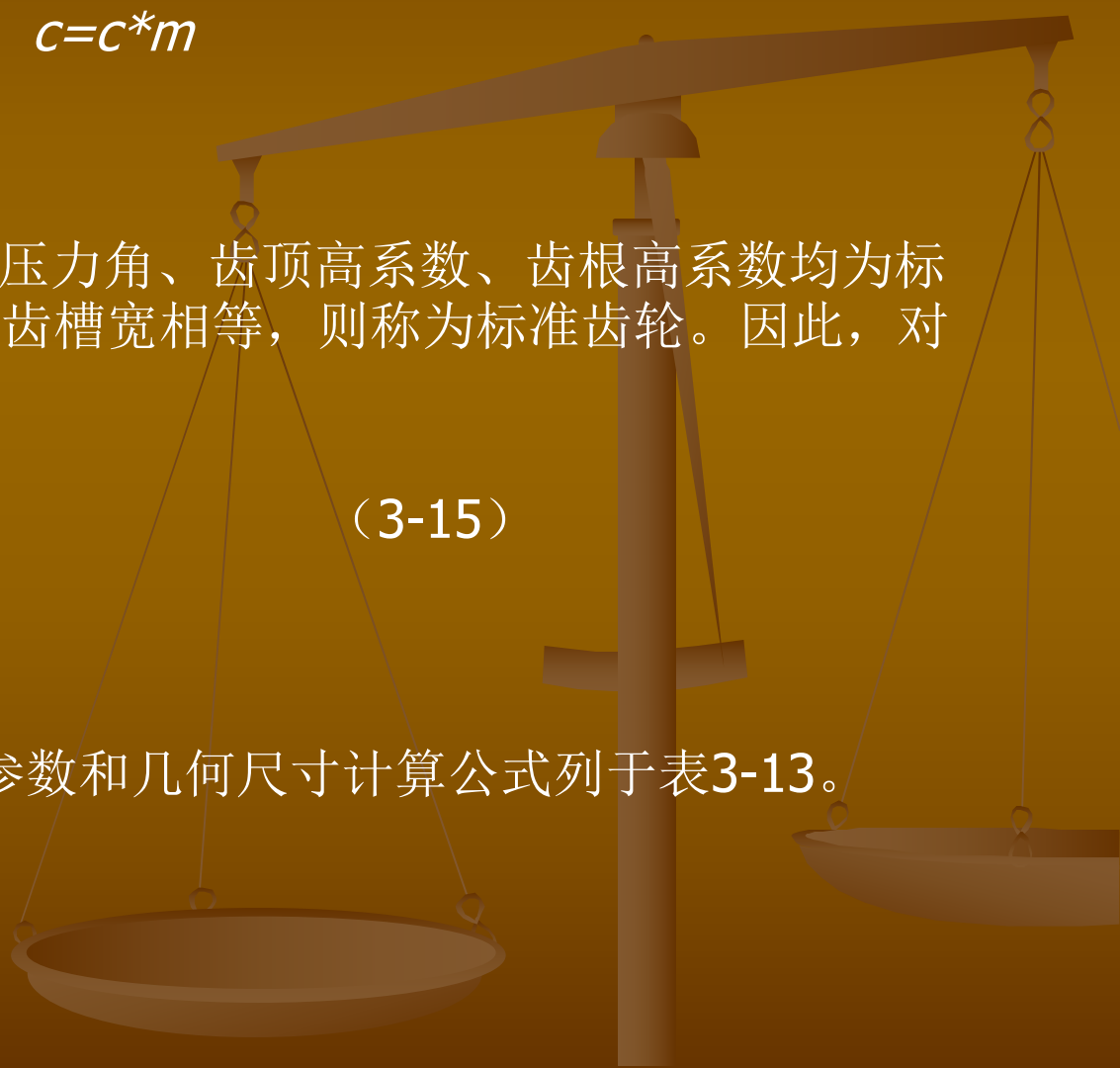


表3-13 标准直齿圆柱齿轮传动的参数和几何尺寸计算公式

名称	代号	公式与说明
齿数	z	根据工作要求确定
模数	m	由轮齿的承载能力确定，并按表取标准值
压力角	α	$\alpha=20^\circ$
分度圆直径	d	$d_1=mz_1; d_2=mz_2$
齿顶高	h_a	$h_a=h_a^*m$
齿根高	h_f	$h_f=(h_a^*+c^*)m$
齿全高	h	$h=h_a+h_f$
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1}=d_1+2h_a=m(z_1+2h_a^*)$ $d_{a2}=m(z_2+2h_a^*)$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1}=d_1-2h_f=m(z_1-2h_a^*-2c^*)$ $d_{f2}=m(z_2-2h_a^*-2c^*)$
分度圆齿距	p	$p=\pi m$
分度圆齿厚	s	$s=\frac{1}{2}\pi m$
分度圆齿槽宽	e	$e=\frac{1}{2}\pi m$
基圆直径	d_b	$d_{b1}=d_1\cos\alpha=mz_1\cos\alpha$ $d_{b2}=mz_2\cos\alpha$

3.5 渐开线直齿圆柱齿轮传动分析

一、渐开线齿轮正确啮合的条件

齿轮传动时，它的每一对齿仅啮合一段时间便要分离，而由后一对齿接替。一对渐开线齿轮传动时，其齿廓啮合点都应在啮合线 N_1N_2 上，如图3-28所示，当前一对齿在啮合线上的 K 点接触时，其后一对齿应在啮合线上另一点 K' 接触。

这样，当前一对齿分离时，后一对齿才能不中断地接替传动。令 K_1 和 K_1' 表示轮1齿廓上的啮合点， K_2 和 K_2' 表示轮2齿廓上的啮合点。为了保证前后两对齿有可能同时在啮合线上接触，轮1相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离 K_1K_1' 应与轮2相邻两齿同侧齿廓沿法线的距离 K_2K_2' 相等（沿法线方向的齿距称为法线齿距）。即

$$K_1K_1' = K_2K_2'$$

根据渐开线的性质，对轮2有

$$K_2K_2' = N_2K' - N_2K =$$

$$N_2i - N_2j = ij = p_{b2} = p_2 \cos \alpha_2 = \pi m_2 \cos \alpha_2$$

同理，对轮1可得 $K_1K_1' = p_1 \cos \alpha_1 = \pi m_1 \cos \alpha_1$

由此可得 $m_1 \cos \alpha_1 = m_2 \cos \alpha_2$

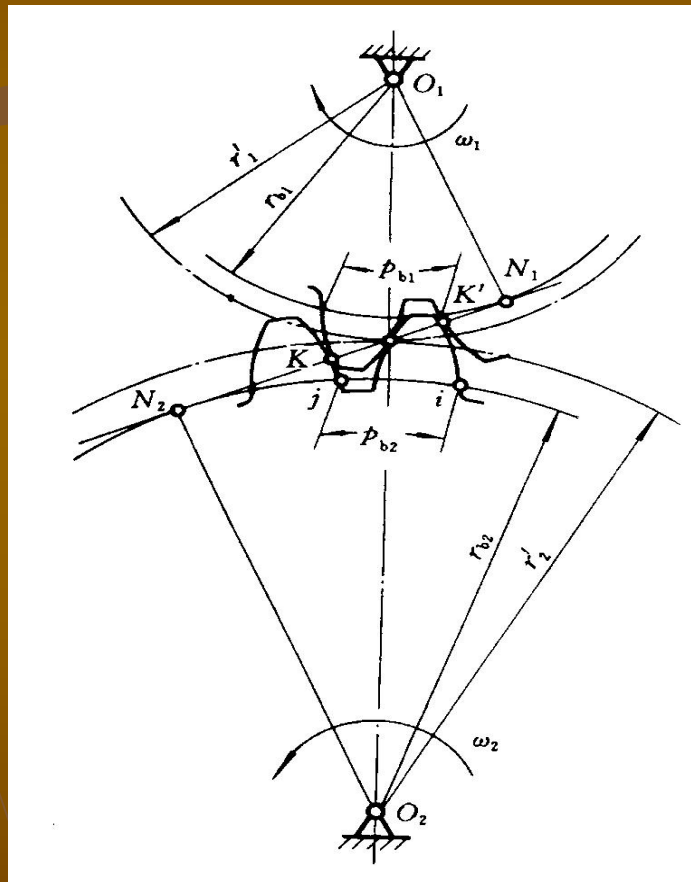


图3-28 渐开线齿轮正确啮合的条件

由于模数和压力角已经标准化，为满足上式，应使

$$\begin{cases} m_1 = m_2 = m \\ \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \end{cases} \quad (3-16)$$

上式表明，渐开线齿轮的正确啮合条件是两轮的模数和压力角必须分别相等。

齿轮的传动比可写成

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2'}{d_1'} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3-17)$$

二、齿轮传动的标准中心距

当分度圆和节圆重合时，便可满足无侧隙啮合条件。安装时使分度圆与节圆重合的一对标准齿轮的中心距称为标准中心距，用 a 表示。

$$a = r_1' + r_2' = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \quad (3-18)$$

三、渐开线齿轮连续传动的条件

通常将实际啮合线长度与基圆齿距之比称为齿轮的重合度，用 ε 表示，即：

$$\varepsilon = \frac{\overline{B_1B_2}}{P_b} \geq 1 \quad (3-19)$$

理论上当 $\varepsilon = 1$ 时，就能保证一对齿轮连续传动，但考虑齿轮的制造、安装误差和啮合传动中轮齿的变形，实际上应使 $\varepsilon > 1$ 。

一般机械制造中，常使 $\varepsilon \geq 1.1 \sim 1.4$ 。重合度越大，表示同时啮合的齿的对数越多。对于标准齿轮传动，其重合度都大于1，故通常不必进行验算。

3.6 渐开线直齿圆柱齿轮的加工

一、齿轮轮齿的加工方法

1. 成形法

成形法是用与齿轮齿槽形状相同的圆盘铣刀或指状铣刀在铣床上进行加工，如图3-30所示。

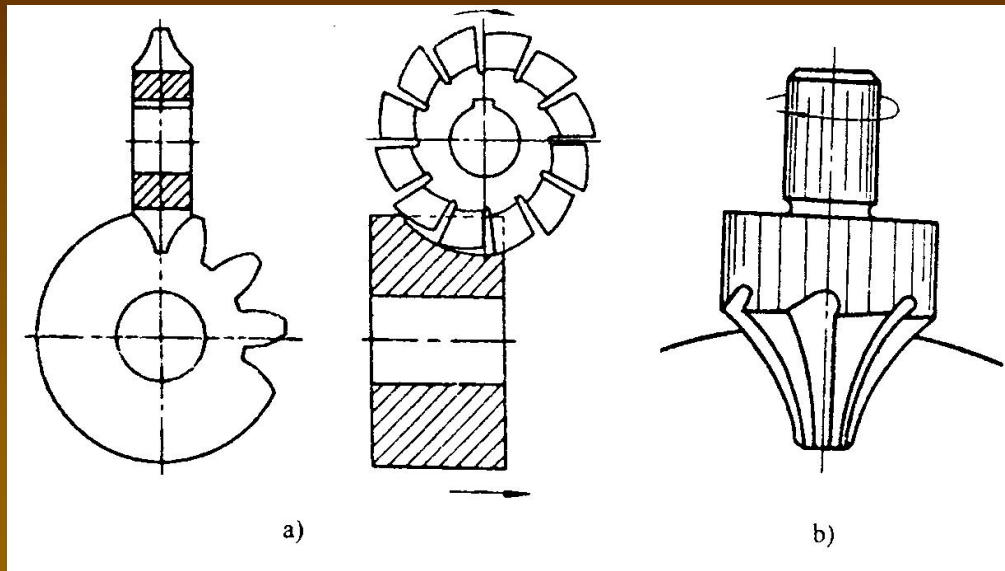


图3-30 成形法加工齿轮

2. 范成法

范成法是利用一对齿轮（或齿轮与齿条）互相啮合时其共轭齿廓互为包络线的原理来切齿的（图3-31）。如果把其中一个齿轮（或齿条）做成刀具，就可以切出与它共轭的渐开线齿廓。

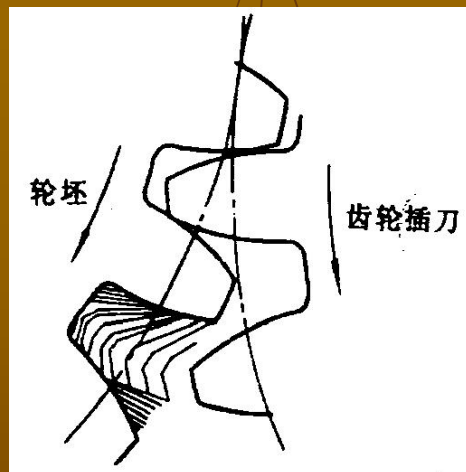


图3-31 范成法加工齿轮

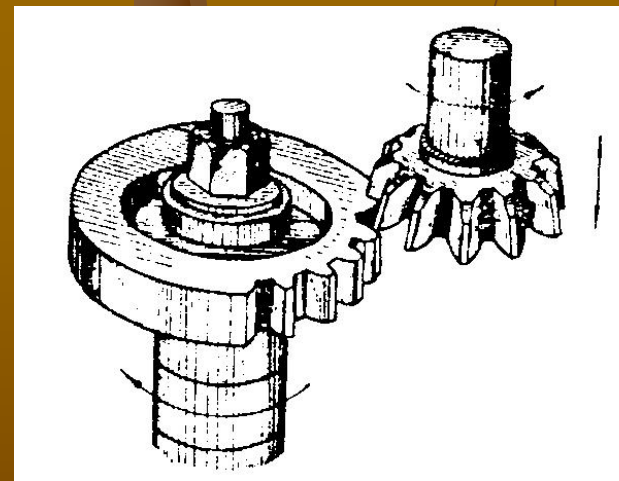


图3-32 齿轮插刀切齿

二、轮齿的根切现象，齿轮的最小齿数

用范成法加工齿数较少的齿轮时，常会将轮齿根部的渐开线齿廓切去一部分，如图3-35所示。这种现象称为根切。根切将使轮齿的抗弯强度降低，重合度减小，故应设法避免。

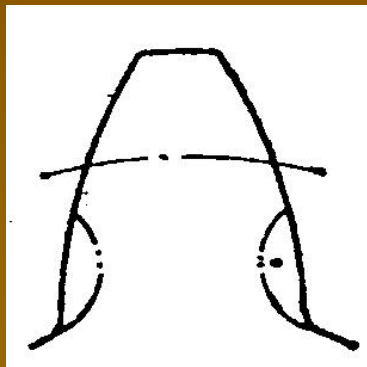


图3-35 轮齿的根切现象

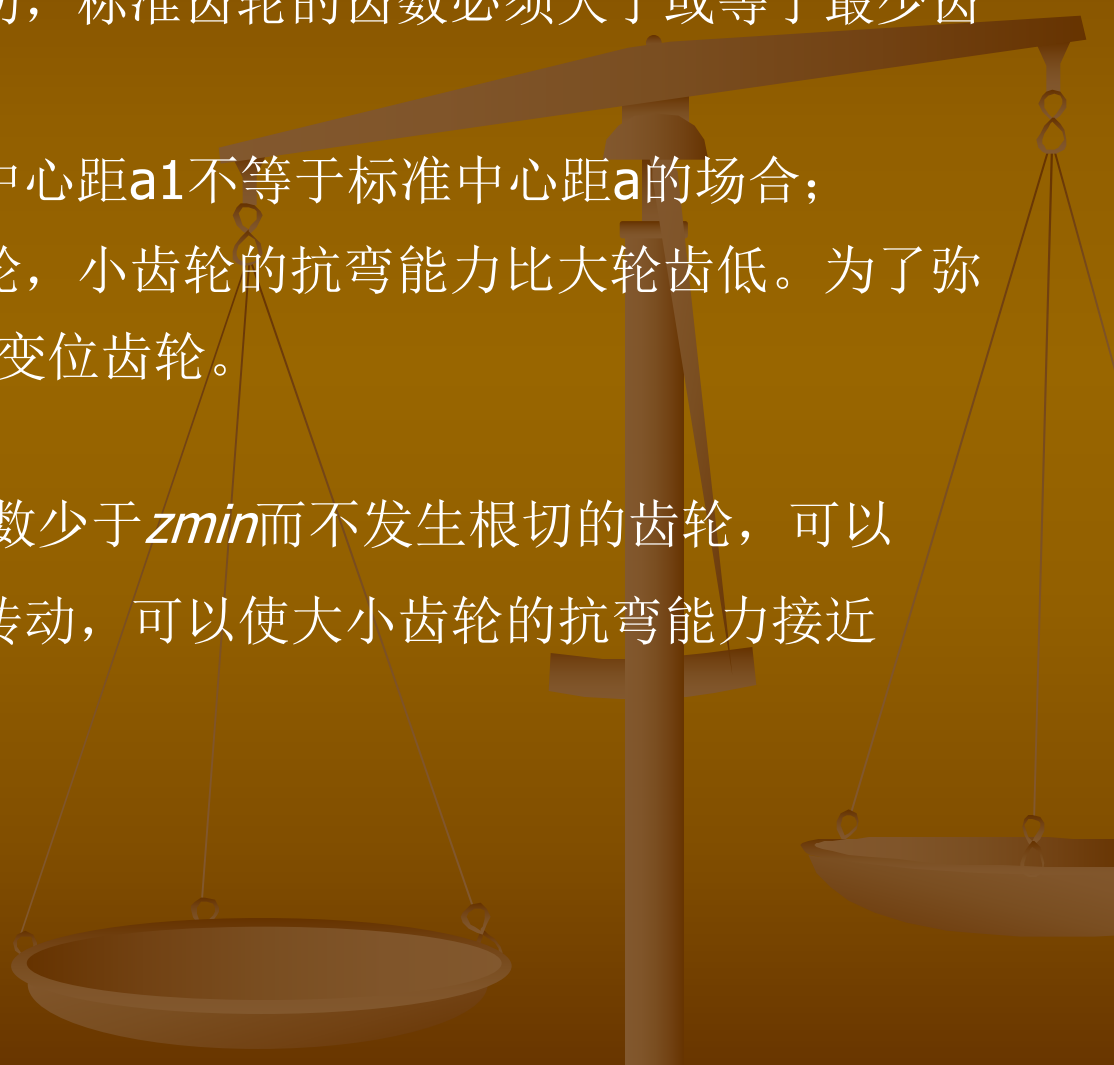
对于标准齿轮，是用限制最少齿数的方法来避免根切的。用滚刀加工压力角为 20° 的正常齿制标准直齿圆柱齿轮时，根据计算，可得出不发生根切的最少齿数 $z_{min}=17$ 。某些情况下，为了尽量减少齿数以获得比较紧凑的结构，在满足轮齿弯曲强度条件下，允许齿根部有轻微根切时， $z_{min}=14$ 。

三、变位齿轮简介

标准齿轮存在下列主要缺点：

- (1) 为了避免加工时发生根切，标准齿轮的齿数必须大于或等于最少齿数 z_{min} ;
- (2) 标准齿轮不适用于实际中心距 a_1 不等于标准中心距 a 的场合；
- (3) 一对互相啮合的标准齿轮，小齿轮的抗弯能力比大轮齿低。为了弥补这些缺点，在机械中出现了变位齿轮。

采用变位齿轮可以制成齿数少于 z_{min} 而不发生根切的齿轮，可以实现非标准中心距的无侧隙传动，可以使大小齿轮的抗弯能力接近相等。



3.7 轮齿的失效形式

轮齿的主要失效形式有以下5种：

1. 轮齿折断
2. 齿面点蚀
3. 齿面胶合
4. 齿面磨损
5. 齿面塑性变形

3.8 斜齿圆柱齿轮传动

一、斜齿圆柱齿轮的形成及啮合特性

由3.3节可知，当发生线在基圆上作纯滚动时，发生线上任一点的轨迹为该圆的渐开线。而对于具有一定宽度的直齿圆柱齿轮，其齿廓侧面是发生面 S 在基圆柱上作纯滚动时，平面 S 上任一与基圆柱母线 NN 平行的直线 KK 所形成的渐开线曲面，如图3-41所示，直齿圆柱齿轮啮合时，其接触线是与轴线平行的直线，因而一对齿廓沿齿宽同时进入啮合或退出啮合，容易引起冲击和噪音，传动平稳性差，不适宜用于高速齿轮传动。

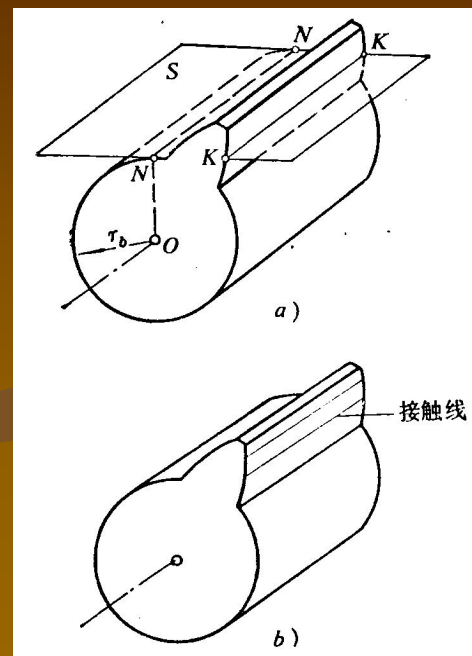


图3-41直齿轮齿廓曲面的形成

斜齿圆柱齿轮是发生面在基圆柱上作纯滚动时，平面S上直线KK不与基圆柱母线NN平行，而是与NN成一角度 β ，当S平面在基圆柱上作纯滚动时，斜直线KK的轨迹形成斜齿轮的齿廓曲面，KK与基圆柱母线的夹角 β 称为基圆柱上的螺旋角。斜齿圆柱齿轮啮合时，其接触线都是平行于斜直线KK的直线，因齿高有一定限制，故在两齿廓啮合过程中，接触线长度由零逐渐增长，从某一位置以后又逐渐缩短，直至脱离啮合，即斜齿轮进入和脱离接触都是逐渐进行的，故传动平稳，噪音小，此外，由于斜齿轮的轮齿是倾斜的，同时啮合的轮齿对数比直齿轮多，故重合度比直齿轮大。

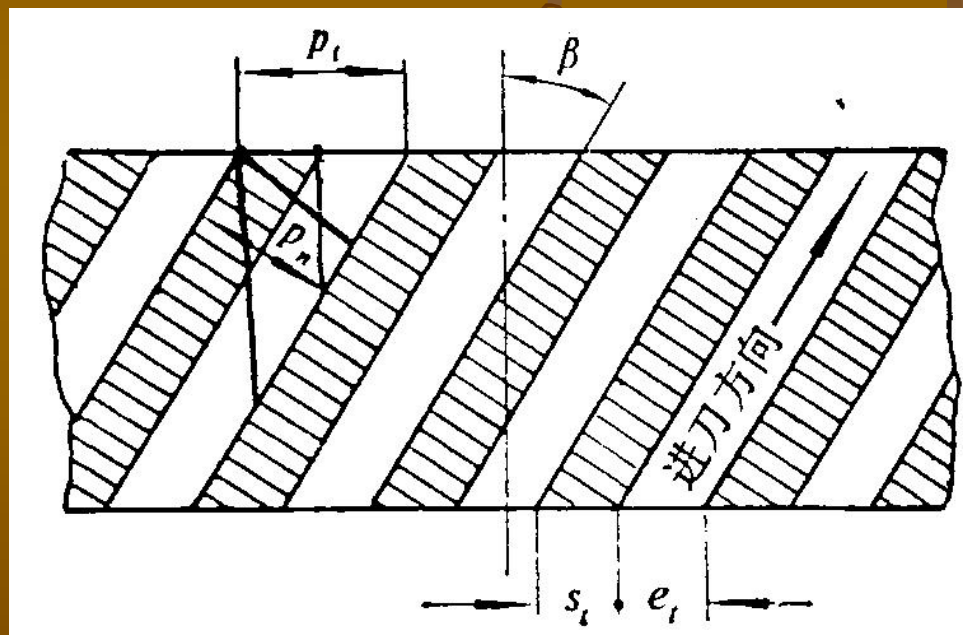


图3-43 端面与法面齿距

二、斜齿圆柱齿轮的几何参数和尺寸计算

表3-14 标准斜齿圆柱齿轮传动的参数和几何尺寸计算

名称	代号	计算公式
端面模数	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$, m_n 为标准值
螺旋角	β	$\beta=8^\circ \sim 20^\circ$
端面压力角	α_t	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$, α_n 为标准值
分度圆直径	d_1, d_2	$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$, $d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$
齿顶高	h_a	$h_a = m_n$
齿根高	h_f	$h_f = 1.25 m_n$
全齿高	h	$h = h_a + h_f = 2.25 m_n$
顶隙	c	$c = h_f - h_a = 0.25 m_n$
齿顶圆直径	d_{a1}, d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a$
齿根圆直径	d_{f1}, d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f$
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、斜齿圆柱齿轮的当量齿数

加工斜齿轮时，铣刀是沿着螺旋线方向进刀的，故应当按照齿轮的法面齿形来选择铣刀。另外，在计算轮齿的强度时，因为力作用在法面内，所以也需要知道法面的齿形。通常采用近似方法确定。

斜齿轮的当量齿数总是大于实际齿数，并且往往不是整数。

因斜齿轮的当量齿轮为一直齿圆柱齿轮，其不发生根切的最少齿数 $z_{vmin}=17$ ，则正常齿标准斜齿轮不发生根切的最少齿数为

$$z_{min} = z_{vmin} \cdot \cos^3\beta \quad (3-24)$$

3.9 齿轮传动的润滑

半开式及开式齿轮传动，或速度较低的闭式齿轮传动，可采用人工定期添加润滑油或润滑脂进行润滑。

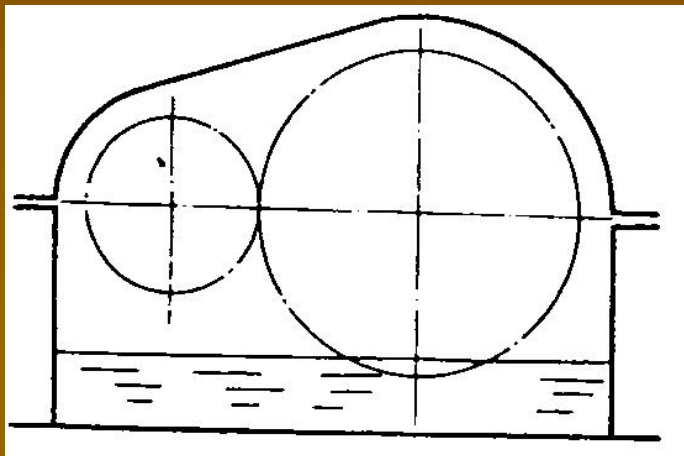


图3-46 油浴润滑

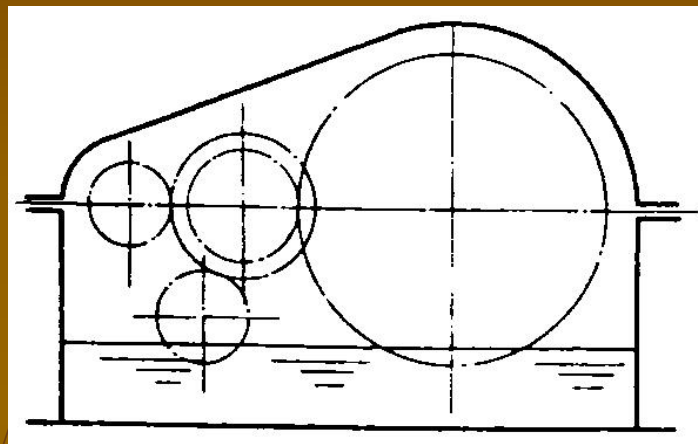
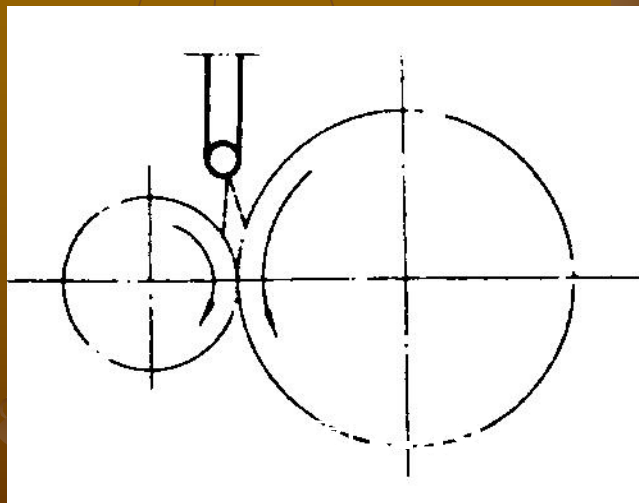


图3-47 采用惰轮的油浴润滑



润滑

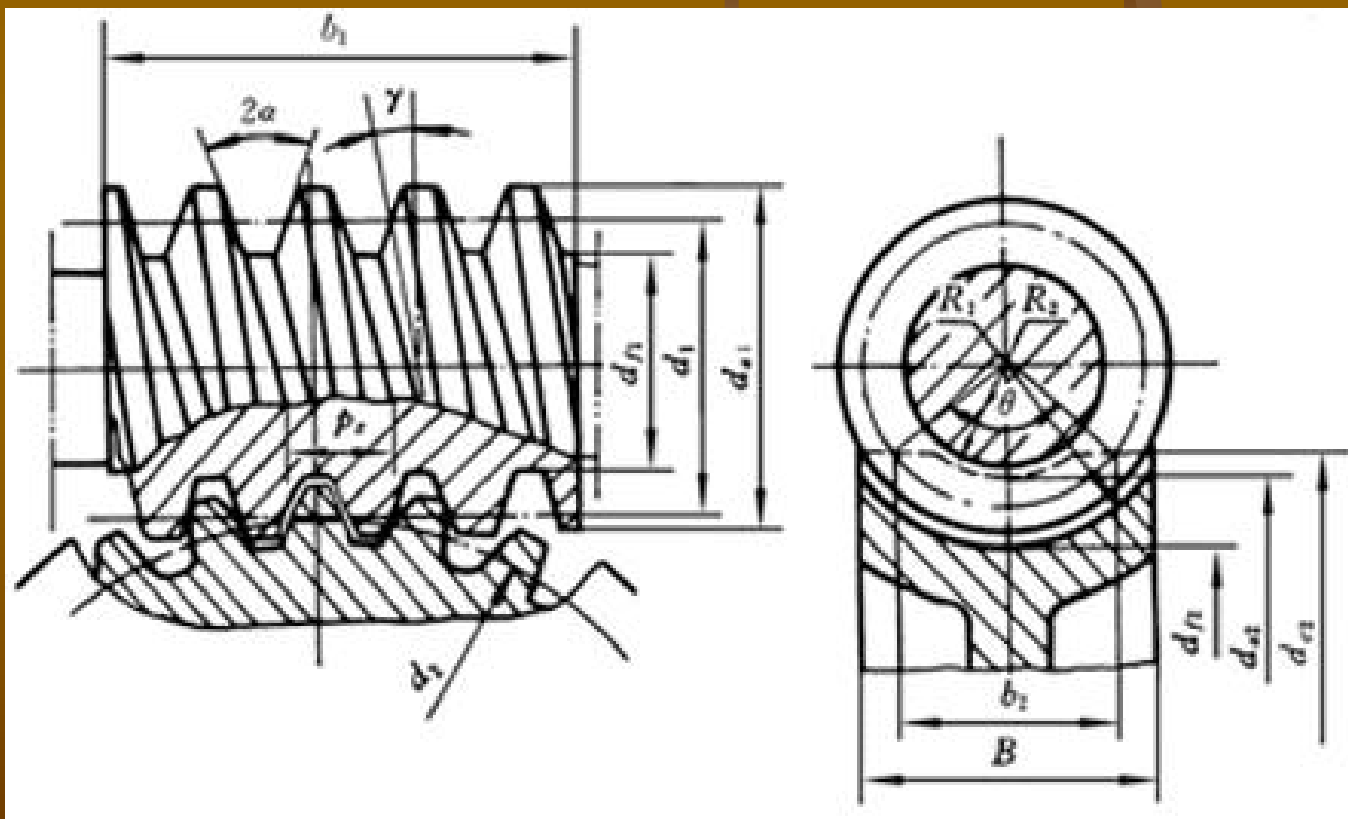
第四节 螺杆传动

一、蜗杆传动的类型

按蜗杆形式：圆柱蜗杆、环面蜗杆、锥蜗杆。

二、蜗杆传动的几何参数和尺寸计算

在计算蜗杆传动几何尺寸之前，先要选择蜗杆传动的几何参数。



三、蜗杆蜗轮的结构

1、蜗杆的结构

2、蜗轮的结构

1)齿圈式(图a)

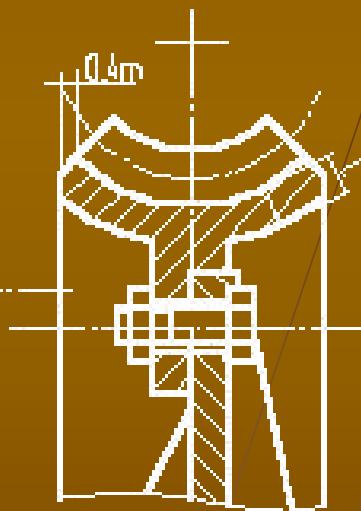
2)螺栓联接式(图b)

3)整体浇注式(图c)

4)拼铸式(图d)



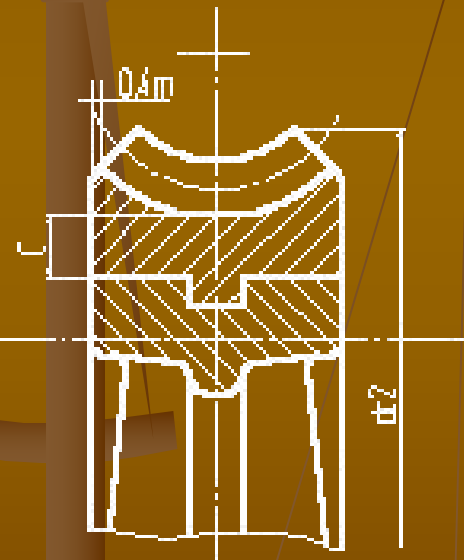
a) $C=1.6m+15mm$



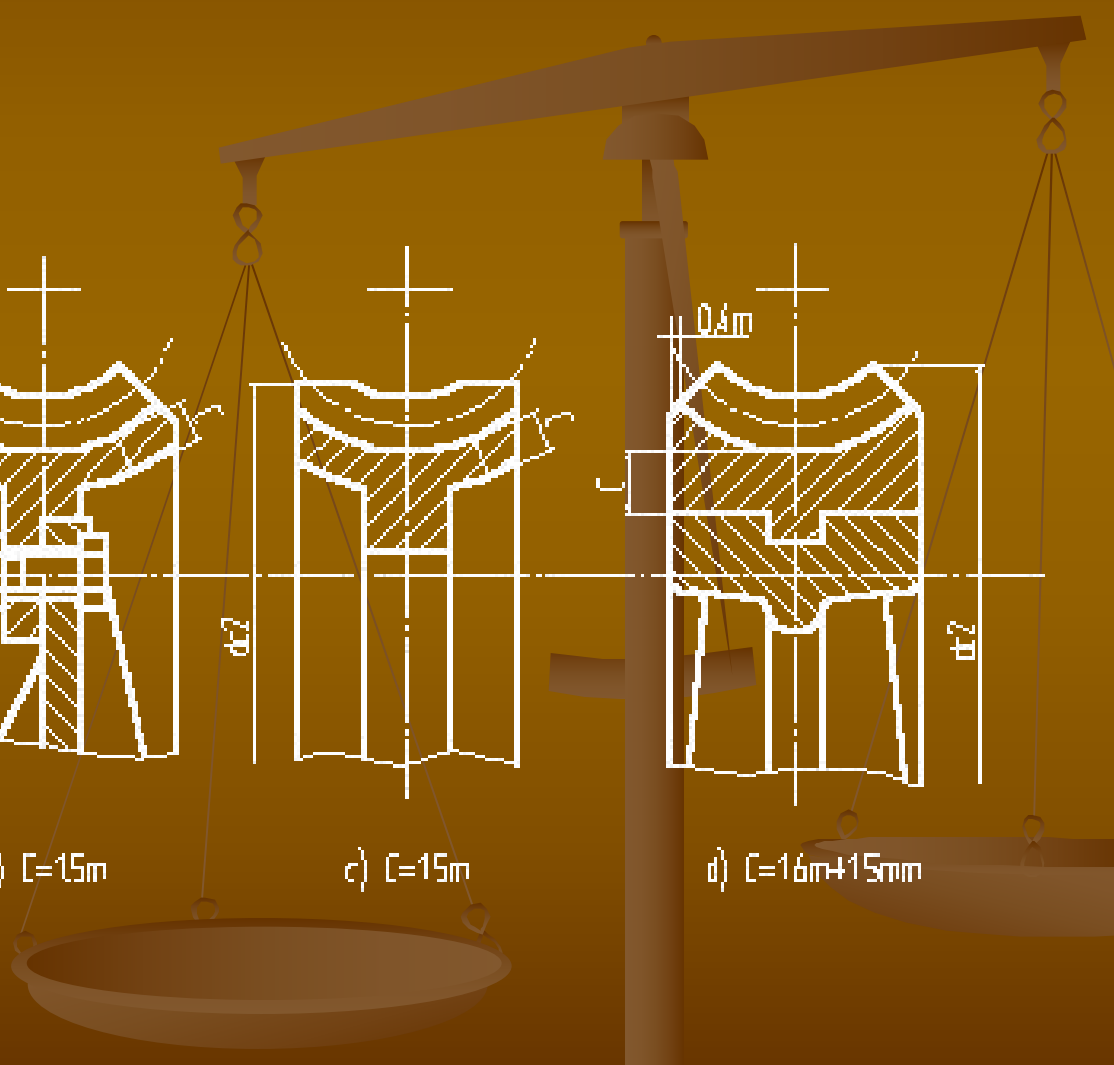
b) $C=15m$



c) $C=15m$



d) $C=1.6m+15mm$



第五节 轮系

5.1 轮系及其分类

一、定轴轮系

当轮系运转时，轮系中各个齿轮的几何轴线都是固定的，这种轮系称为定轴轮系，或称为普通轮系。图3-49和图3-50所示的轮系都是定轴轮系。由轴线相互平行的齿轮组成的定轴轮系，称为平面定轴轮系，如图所示。包含有相交轴齿轮、交错轴齿轮传动等在内的定轴轮系称为空间定轴轮系，如图3-50

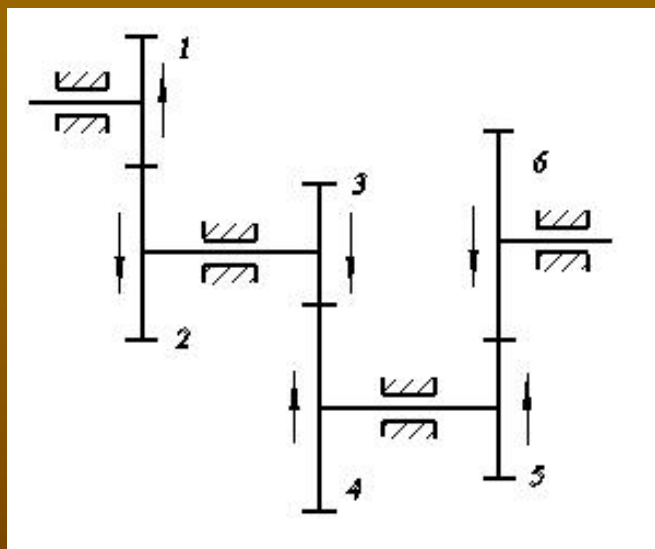


图3-49 平面定轴轮系

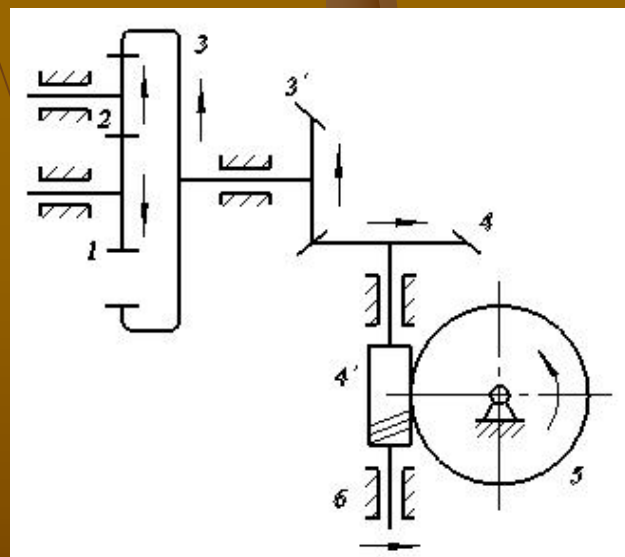
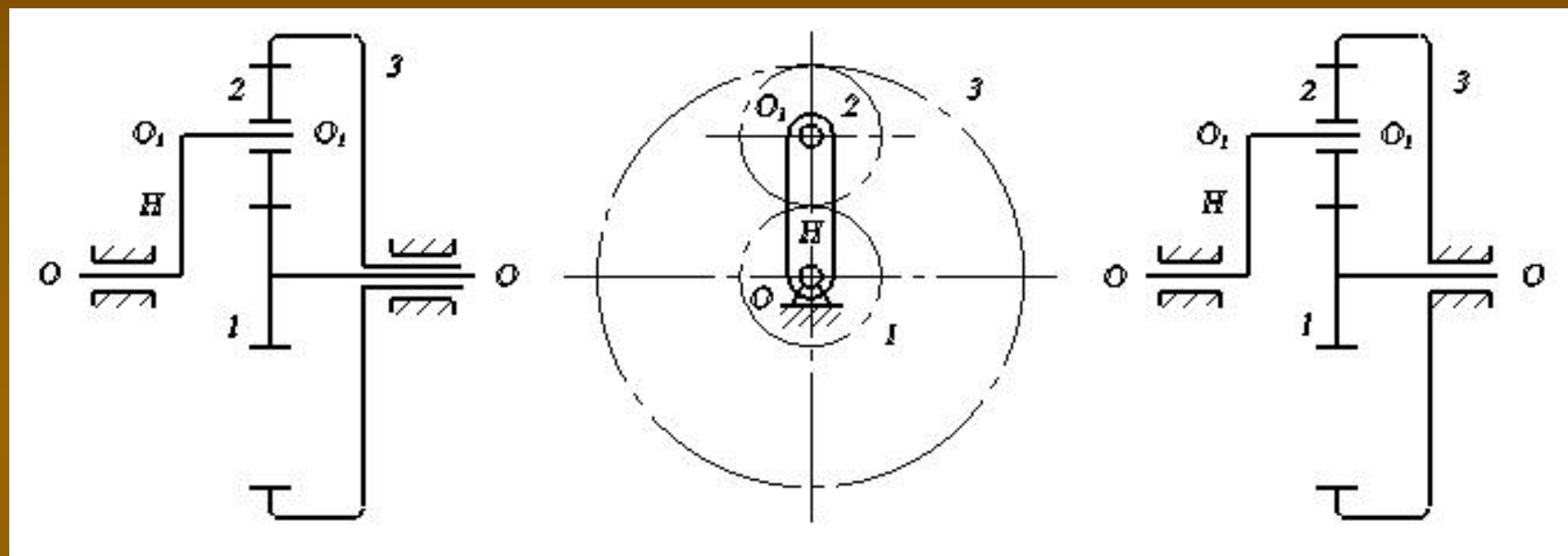


图3-50 空间定轴轮系

二、 周转轮系

轮系运转时，至少有一个齿轮的几何轴线是绕其它齿轮固定几何轴线转动的轮系，称为周转轮系，亦称为动轴轮系或周转轮系。



a

b

图3-51单级周转轮系

根据机构自由度的不同，周转轮系可以分为差动轮系和简单周转轮系两类。机构自由度为2的周转轮系称为差动轮系，如图3-51a所示。机构自由度为1的周转轮系称为简单周转轮系，如图3-51b所示。

三、 复合轮系

如果轮系中既包含定轴轮系，又包含周转轮系，或者包含几个周转轮系，则称为复合轮系。如图3-52a所示为两个周转轮系串联在一起的复合轮系。图3-52b是由定轴轮系和周转轮系串联在一起的复合轮系。

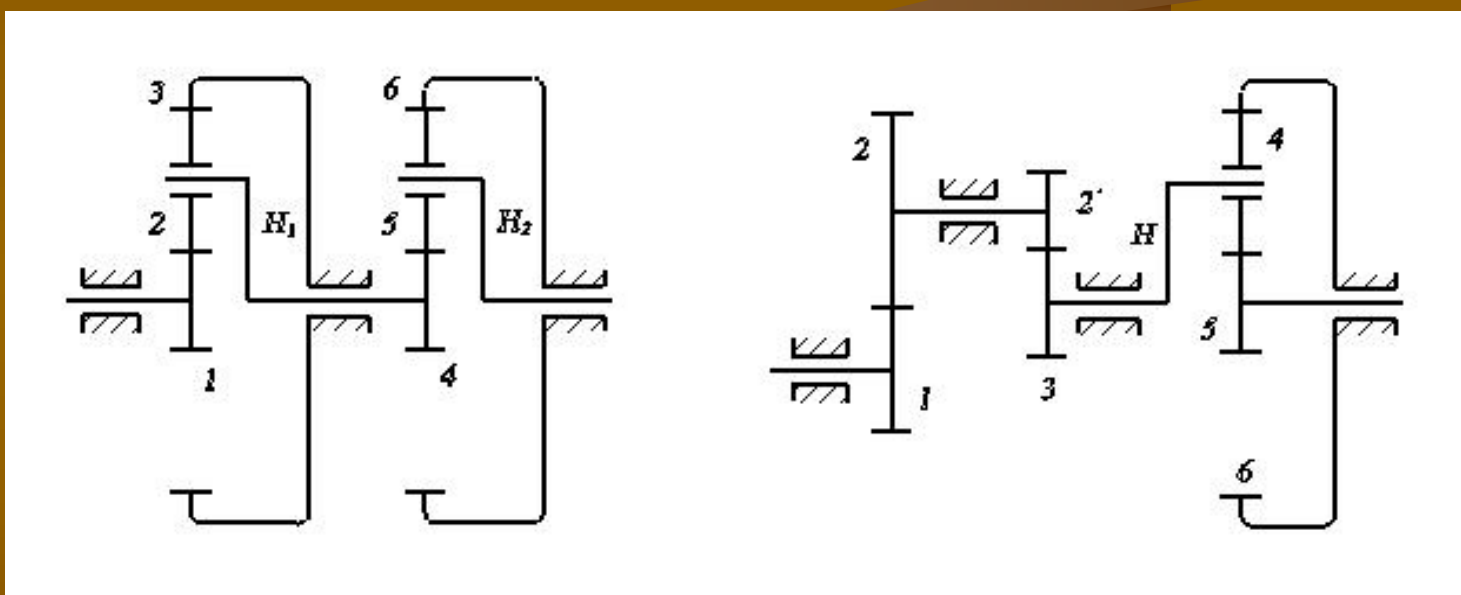


图3-52 复合轮系

5.2 定轴轮系传动比的计算

轮系中两齿轮（轴）的转速或角速度之比，称为轮系的传动比。求轮系的传动比不仅要计算它的数值，而且还要确定两轮的转向关系。

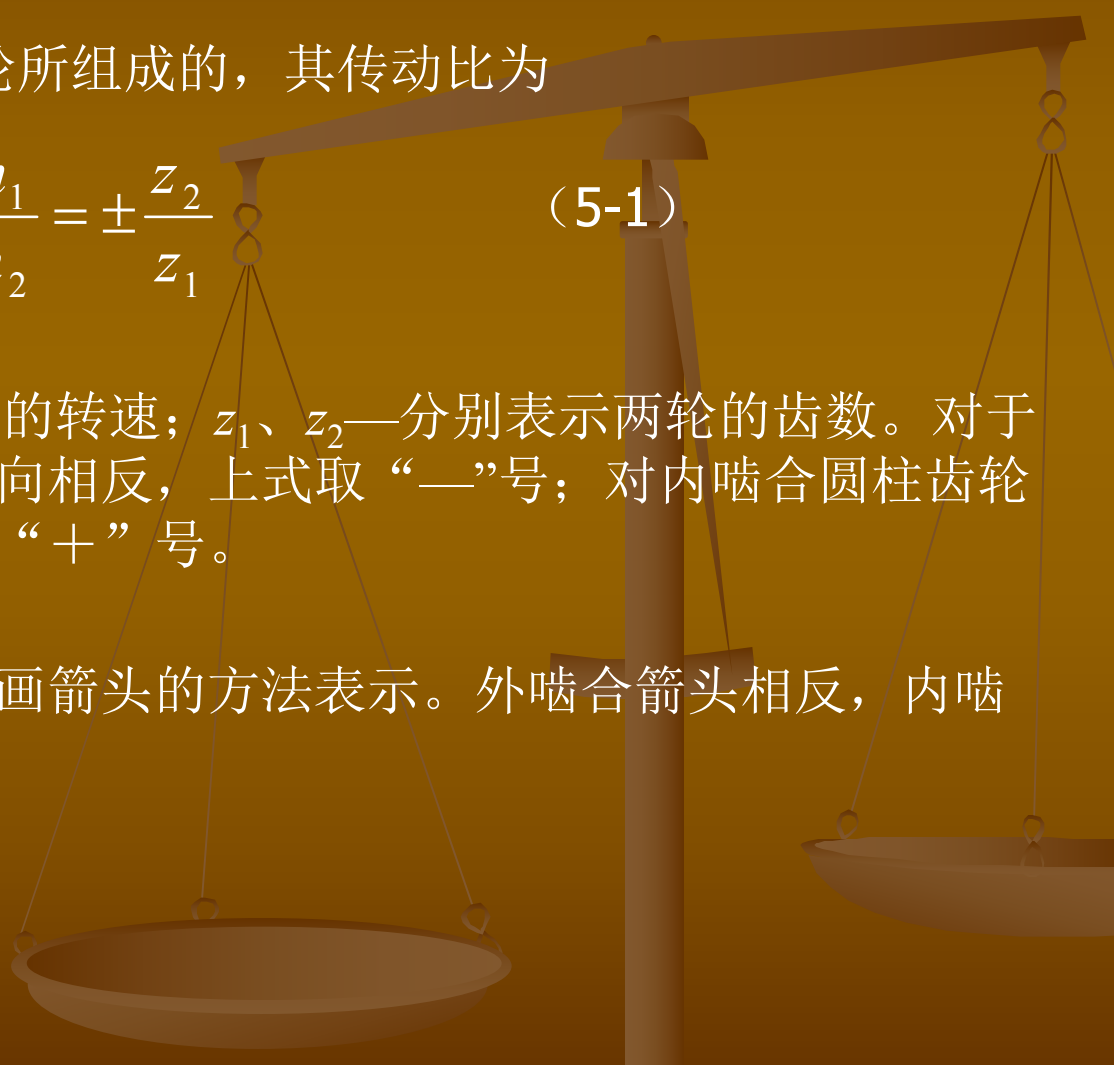
一、一对齿轮的传动比

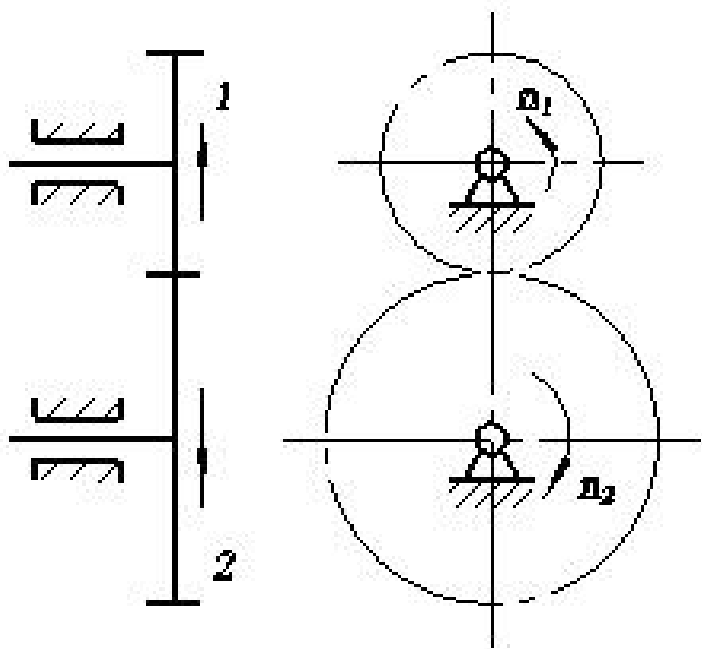
最简单的定轴轮系是由一对齿轮所组成的，其传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (5-1)$$

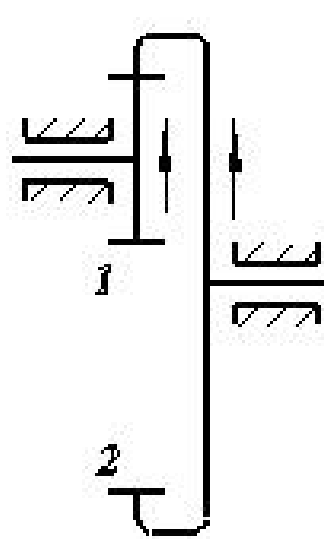
式中 n_1 、 n_2 —分别表示两轮的转速； z_1 、 z_2 —分别表示两轮的齿数。对于外啮合圆柱齿轮传动，两轮转向相反，上式取“—”号；对内啮合圆柱齿轮传动，两轮转向相同，上式取“+”号。

两轮的相对转向关系，也可用画箭头的方法表示。外啮合箭头相反，内啮合箭头相同。如图5-53所示。





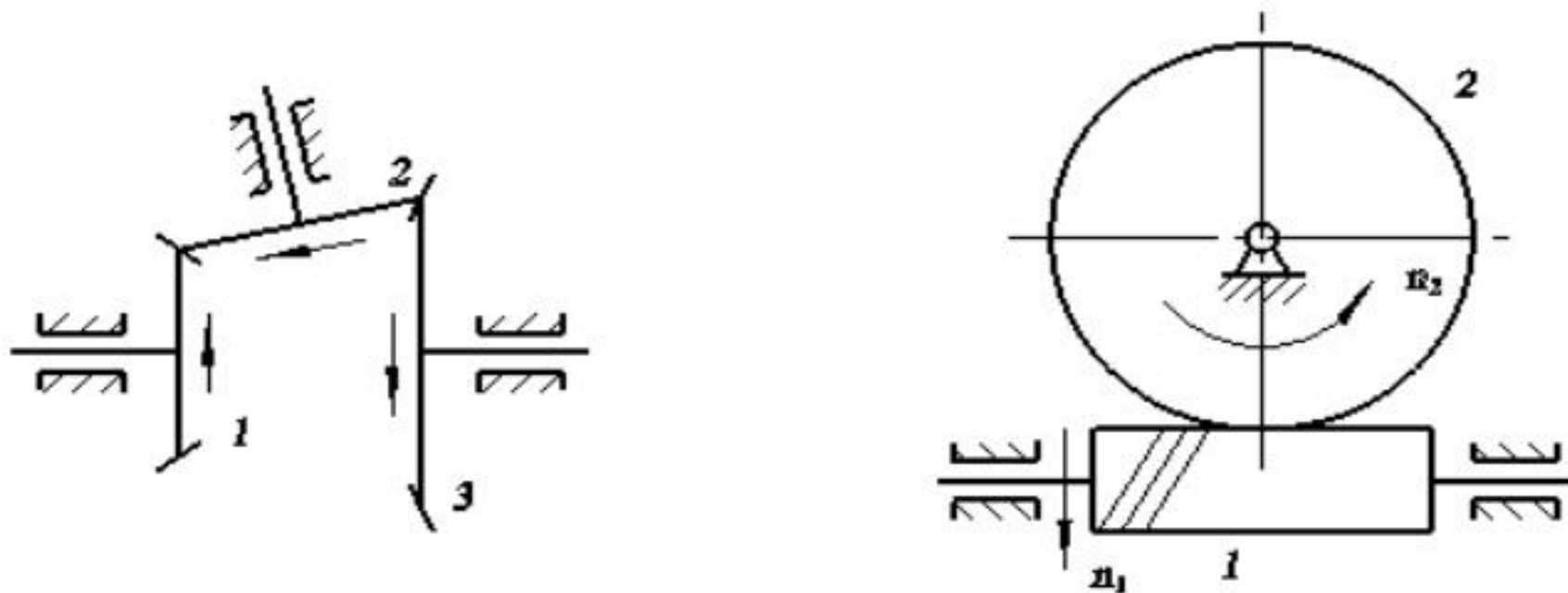
a 外啮合圆柱齿轮传动



b 内啮合圆柱齿轮传动

图3-53 一对圆柱齿轮传动

对圆锥齿轮传动、蜗杆传动等空间齿轮传动机构，因其轴线不平行，不能用正、负号说明其转向，只能用画箭头的方法在图上标注转向。如图3-54所示。



a 圆锥齿轮传动

b 蜗杆传动

图3-54 空间齿轮传动

二、 定轴轮系传动比的计算

如图3-55所示的定轴轮系。设各轮的齿数为 z_1 、 z_2 ……，各轮的转速为 n_1 、 n_2 ……，则该轮系的传动比 i_{15} 可由各对啮合齿轮的传动比求出。

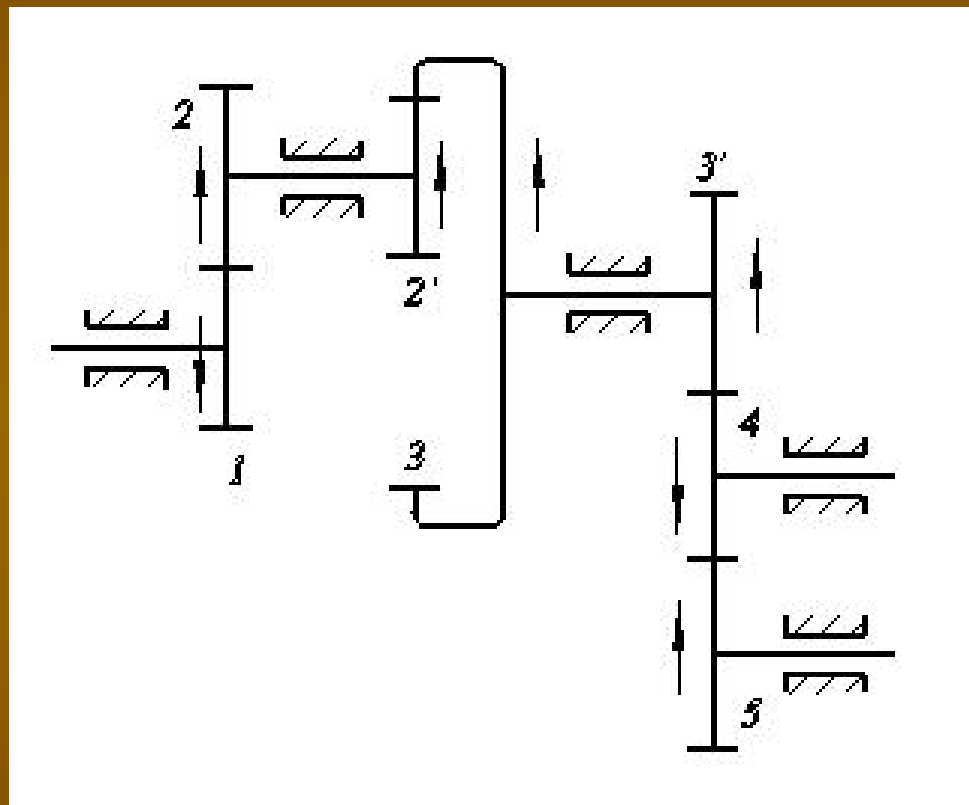


图3-55 平面定轴轮系

根据前面所述，该轮系中各对啮合齿轮的传动比分别为：

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad i_{2'3} = \frac{n_{2'}}{n_3} = +\frac{z_3}{z_{2'}}$$

$$i_{3'4} = \frac{n_{3'}}{n_4} = -\frac{z_4}{z_{3'}} \quad i_{45} = \frac{n_4}{n_5} = -\frac{z_5}{z_4}$$

将以上各等式两边连乘，并考虑到 $n_2 = n_{2'}$ ， $n_3 = n_{3'}$ ，可得：

$$i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} \cdot i_{45} = \frac{n_1 n_2 n_3 n_4}{n_2 n_3 n_4 n_5} = (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_{2'} z_{3'} z_4}$$
$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{3'4} \cdot i_{45} = (-1)^3 \frac{z_2 z_3 z_5}{z_1 z_{2'} z_{3'}} \quad (5-2)$$

上式表明，定轴轮系传动比的大小等于组成该轮系的各对啮合齿轮传动比的连乘积，也等于各对啮合齿轮中所有从动轮齿数的乘积与所有主动轮齿数乘积之比。

以上结论可推广到一般情况。设轮A为计算时的起始主动轮，轮K为计算时的最末从动轮，则定轴轮系始末两轮传动比计算的一般公式为：

$$i_{AK} = \frac{n_A}{n_K} = (\pm) \frac{\text{各对啮合齿轮从动轮齿数的连乘积}}{\text{各对啮合齿轮主动轮齿数的连乘积}} \quad (5-3)$$

对于平面定轴轮系，始、末两轮的相对转向关系可以用传动比的正负号表示。 i_{AK} 为负号时，说明始、末两轮的转动方向相反； i_{AK} 为正号时，说明始、末两轮的转动方向相同。正负号根据外啮合齿轮的对数确定：奇数为负，偶数为正。也可用画箭头的方法来表示始、末两轮转向关系。

对于空间定轴轮系，若始、末两轮的轴线平行，先用画箭头的方法逐对标出转向，若始、末两轮的转向相同，等式右边取正号，否则取负号。正负号的含义同上。若始、末两轮的轴线不平行，只能用画箭头的方法判断两轮的转向，传动比取正号，但这个正号并不表示转向关系。

另外，在该轮系中，齿轮4同时和两个齿轮啮合，它既是前一级的从动轮，又是后一级的主动轮。其齿数 z_4 在上述计算式中的分子和分母上各出现一次，最后被消去。即齿轮4的齿数不影响传动比的大小。这种不影响传动比的大小，只起改变转向作用的齿轮称为惰轮或过桥齿轮。

例5-1 如图3-50所示的空间定轴轮系，设 $z_1 = z_2 = z_3' = 20$ ， $z_3 = 80$ ， $z_4 = 40$ ， $z_4' = 2$ （右旋）， $z_5 = 40$ 、 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$ ，求蜗轮5的转数 n_5 及各轮的转向。

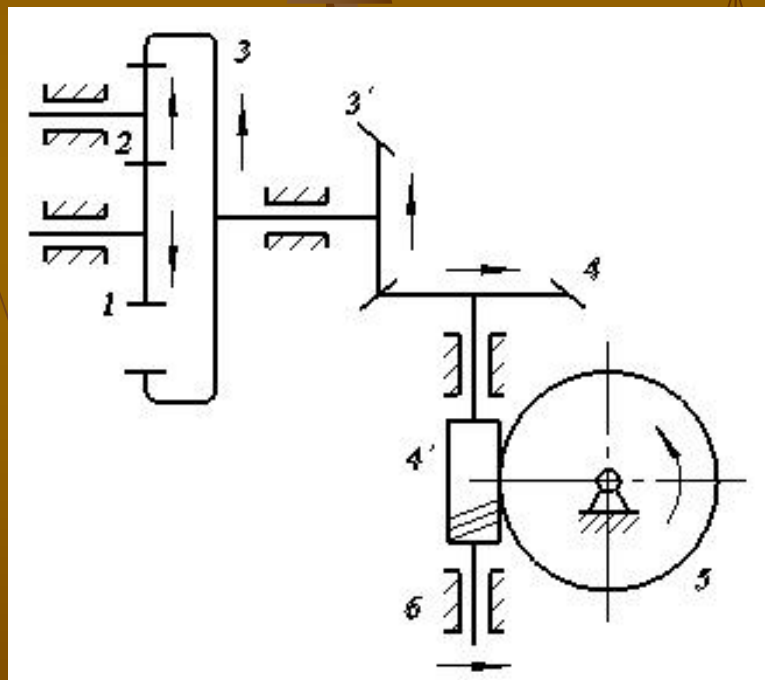
解 因为该轮系为空间定轴轮系，所以只能用式5-3计算其传动比的大小。

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3' \cdot z_4'} = \frac{20 \times 80 \times 40 \times 40}{20 \times 20 \times 20 \times 2} = 160$$

蜗轮5的转数为

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{1000}{160} = 6.25 \text{ r/min}$$

各轮的转向如图中箭头所示。该例中齿轮2为惰轮，它不改变传动比的大小，只改变从动轮的转向。



5.3 周转轮系传动比的计算

图3-56a所示为一典型的周转轮系，齿轮1和3为中心轮，齿轮2为行星轮，构件H为系杆。由于行星轮2既绕轴线 $O_1 O_1$ 转动，又随系杆H绕 OO 转动，不是绕定轴的简单转动，所以，不能直接用求定轴轮系传动比的公式来求周转轮系的传动比。

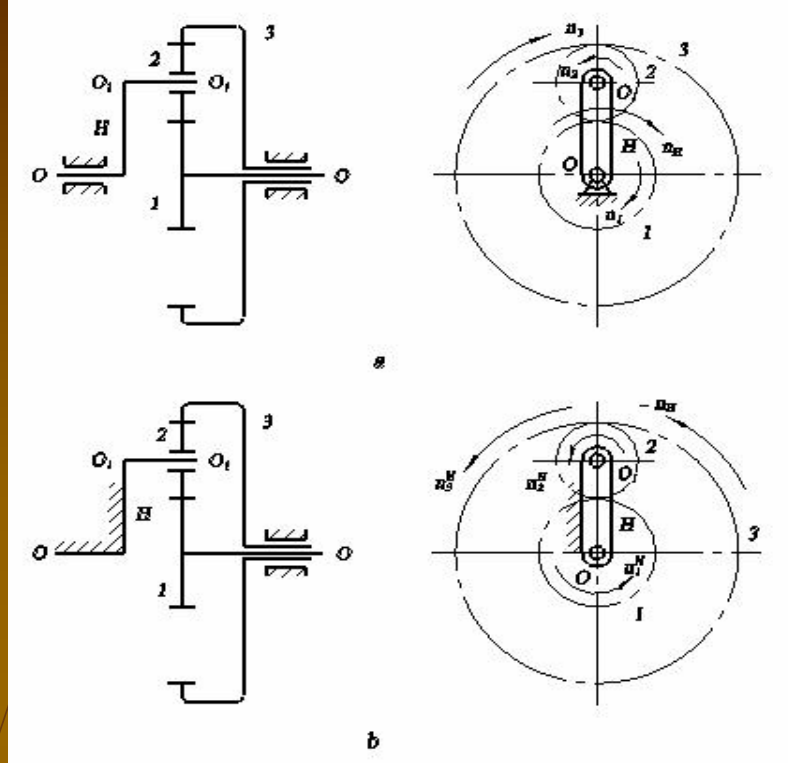


图3-56 周转轮系

为了求出周转轮系的传动比，可以采用“转化机构法”。即假想给整个周转轮系加上一个与系杆的转速大小相等而方向相反的公共转速“ $-n_H$ ”，由相对运动原理可知，轮系中各构件之间的相对运动关系并不因之改变，但此时系杆变为相对静止不动，齿轮2的轴线 $O_1 O_1$ 也随之相对固定，周转轮系转化为假想的“定轴轮系”。这个经转化后得到的假想定轴轮系，称为该周转轮系的转化轮系。即将图3-56a转化为图3-56b。利用求解定轴轮系传动比的方法，借助于转化轮系，就可以将周转轮系的传动比求出来。

现将各构件在转化前、后的转速列于下表：

构 件	原来的转速	转化后的转速
齿轮1	n_1	$n_1^H = n_1 - n_H$
齿轮2	n_2	$n_2^H = n_2 - n_H$
齿轮3	n_3	$n_3^H = n_3 - n_H$
系杆H	n_H	$n_H^H = n_H - n_H$

转化轮系中各构件的转速 n_1^H 、 n_2^H 、 n_3^H 、 n_H^H

右上方加的角标H，表示这些转速是各构件相对系杆H的转速。

按求定轴轮系传动比的方法可得图3-56所示周转轮系的转化轮系的传动比为

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (5-4)$$

在上式中，若已知各轮的齿轮及两个转速，则可求得另一个转速。

将上式推广到一般情况，设轮A为计算时的起始主动轮，转速为 n_A ，轮K为计算时的最末从动轮，转速为 n_K ，系杆H的转速为 n_H ，则有

$$i_{AK}^H = \frac{n_A^H}{n_K^H} = \frac{n_A - n_H}{n_K - n_H} = (\pm) \frac{\text{从动轮齿数的连乘积}}{\text{主动轮齿数的连乘积}} \quad (5-5)$$

应用上式时必须注意：

1. 公式只适应于轮A、轮K和系杆H的轴线相互平行或重合的情况；
2. 等式右边的正负号，按转化轮系中轮A、轮K的转向关系，用定轴轮系传动比的转向判断方法确定。当轮A、轮K转向相同时，等式右边取正号，相反时取负号。需要强调说明的是：这里的正、负号并不代表轮A、轮K的真正转向关系，只表示系杆相对静止不动时轮A、轮K的转向关系。
3. 转速 n_A 、 n_K 和 n_H 是代数量，代入公式时必须带正、负号。假定某一转向为正号，则与其同向的取正号，与其反向的取负号。待求构件的实际转向由计算结果的正负号确定。

例5-2 图3-57所示为一大传动比行星减速器。已知其中各轮的齿数为： $z_1=100$ 、 $z_2=101$ 、 $z_3=99$ 。试求传动比 i_{H1}

解 图3-57所示周转轮系中，齿轮1为活动中心轮，齿轮3为固定中心轮。双联齿轮 2-2' 为行星轮，H为系杆。由式5-5得

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = (+) \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$$

因为在转化轮系中，齿轮1至齿轮3之间外啮合圆柱齿轮的对数为2，所以上式右端取正号（正号可以不标）。

又因为 $n_3=0$

故

$$\frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100}$$

又

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{1}{10000}$$

所以

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

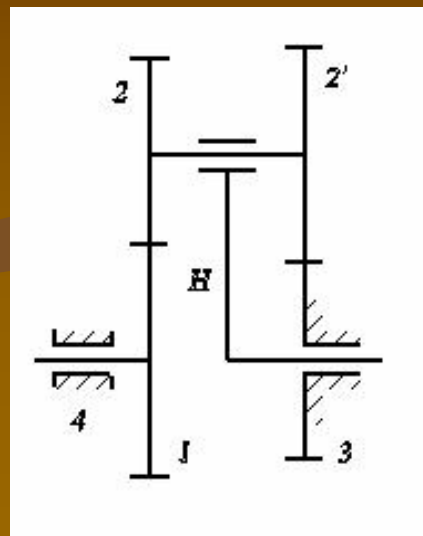


图3-57 例5-2图

例5-3 在图3-58所示的差动轮系中，已知各轮的齿数分别为： $z_1=15$ ， $z_2=25$ ， $z_2'=20$ ， $z_3=60$ ，转速为： $n_1=200\text{r/min}$ ， $n_3=50\text{r/min}$ ，转向如图所示。试求系杆H的转速 n_H 。

解 根据公式5-5可以得到

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$$

因为在转化轮系中，齿轮1至齿轮3之间外啮合圆柱齿轮的对数为1，所以上式右端取负号。根据图中表示转向的箭头方向，轮1和轮3的转向相反，设轮1的转速 n_1 为正，则轮3的转速 n_3 为负，从而

$$\frac{200 - n_H}{-50 - n_H} = -\frac{25 \times 60}{15 \times 20}$$

解得 $n_H = -8.33\text{r/min}$ ，负号表示系杆H的转向与齿轮3相同。

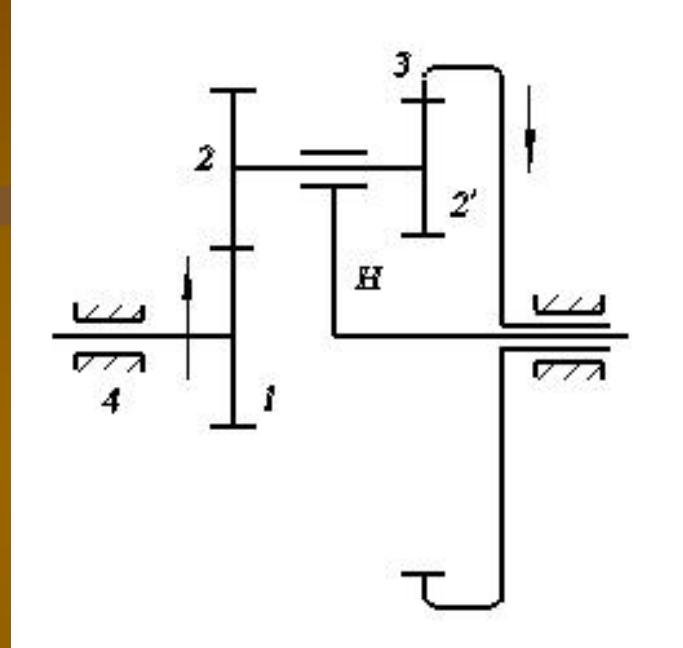


图3-58例5-3图

例5-4 图3-59所示的差动轮系中，轮1、轮3和系杆H的轴线相互平行，各

齿轮的齿数为： $z_1=48$ 、 $z_2=42$ 、 $z_2'=18$ $z_3=21$

转速： $n_1=80\text{r/min}$ 、 $n_3=100\text{r/min}$ ，转向如图所示，试求系杆H的转速 n_H 。

解 这是由圆锥齿轮组成的空间差动轮系，齿轮1、3及系杆H的轴线相互平行，因此可用公式5-5计算传动比。将系杆H固定，画出在转化轮系中各轮的转向，如虚线箭头所示。由式5-5得

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$$

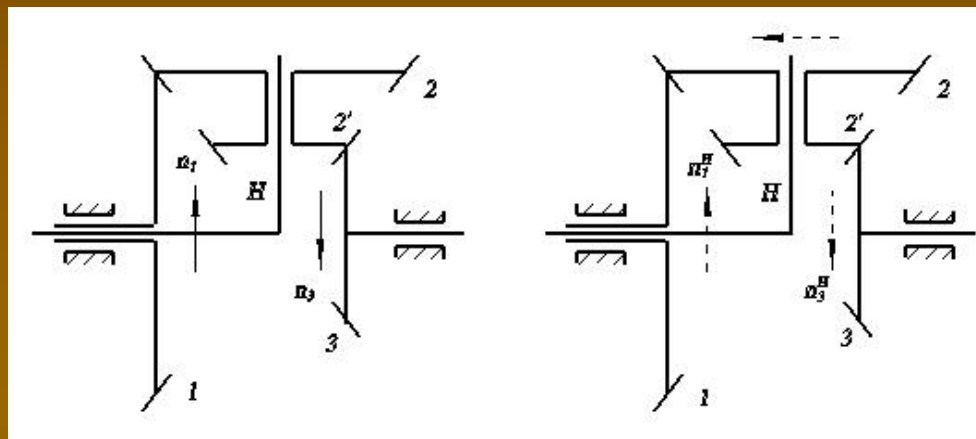


图3-59 例5-4图

上式中的“ $-$ ”号是由轮1和轮3虚线箭头反向而确定的，与实线箭头无关。又由

题知 n_1 和 n_3 方向相反，若 n_1 取正值， n_3 取为负值。则 $\frac{80 - n_H}{-100 - n_H} = -\frac{42 \times 21}{48 \times 18} = -\frac{49}{48}$

解得 $n_H = -10.93\text{r/min}$ ， n_H 为负值，表示系杆H与齿轮3的转向相同。

注意：本例中双联行星轮2-2'的轴线和齿轮1、3及系杆H的轴线不平行，所以不能用公式5-5来计算行星轮的转速 n_2 。

5.4 轮系的应用

轮系的应用十分广泛,可归纳为以下几个方面。

- 一、实现相距较远的两轴之间的传动
- 二、获得大的传动比
- 三、实现换向传动
- 四、实现变速传动
- 五、实现特殊的工艺动作和轨迹
- 七、用于运动的分解
- 六、实现运动的合成



第六节 常用机构

6.1 平面连杆机构

平面四杆机构是平面机构的基础，按其构件的运动形式不同，可分为铰链四杆机构和滑块四杆机构两大类，前者是平面四杆机构的基本形式，后者由前者衍生而成。

一、铰链四杆机构的基本形式及应用

铰链四杆机构是指联接构件间，都是作回转运动的平面四杆机构。如图3-64所示。

按两连架杆是曲柄还是摇杆的不同，可将铰链四杆机构分为以下三种形式。

1. 曲柄摇杆机构

两连架杆中一个为曲柄另一个为摇杆的铰链四杆机构，称为曲柄摇杆机构。曲柄摇杆机构主要用以实现将曲柄的匀速转动变成摇杆的摆动，如图3-65所示的雷达天线俯仰角调整机构；或是将摇杆的往复摆动变成曲柄的整周转动，如图3-66所示的缝纫机脚踏板机构。

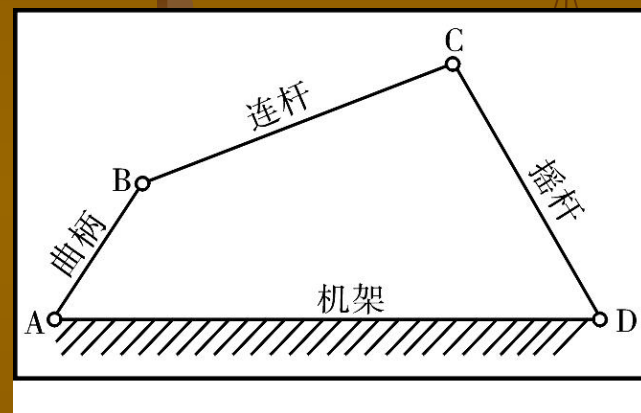


图3-64

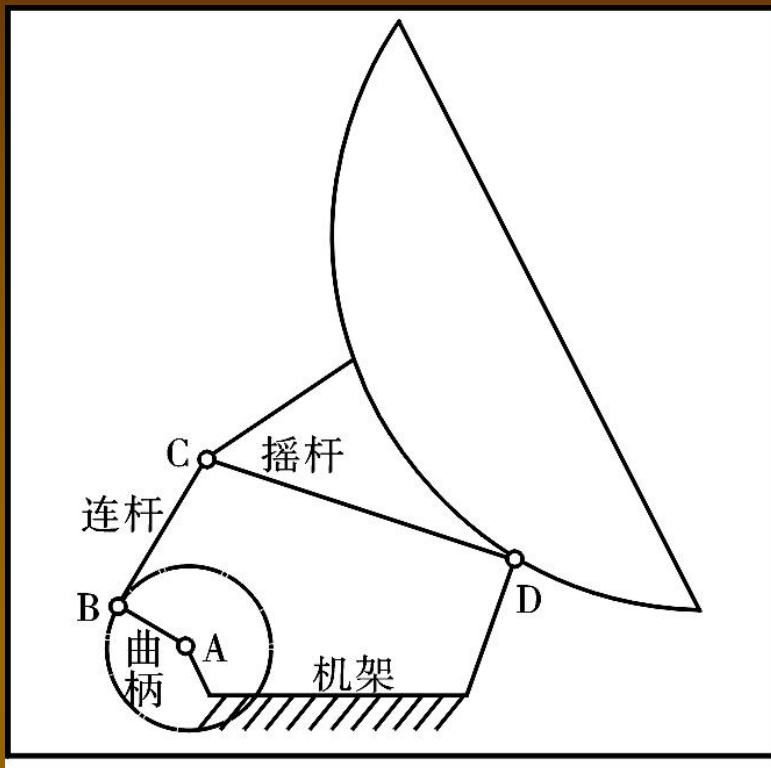


图3-65雷达天线俯仰角调整机构

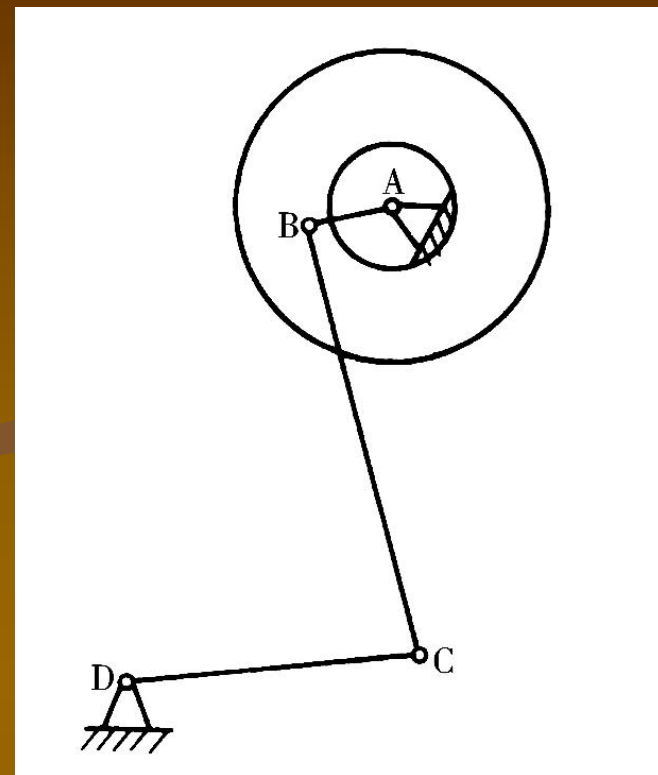


图3-66缝纫机脚踏板机构

2. 双曲柄机构

两连架杆均为曲柄的铰链四杆机构，称为双曲柄机构。双曲柄机构中，通常主动曲柄作匀速转动，从动曲柄作同向变速转动。如图3-67所示的惯性筛机构，当曲柄AB作匀速转动时，曲柄CD作变速转动，通过构件CF使筛子产生变速直线运动，

筛子内的物料因惯性而来回抖动，从而达到筛选的目的。

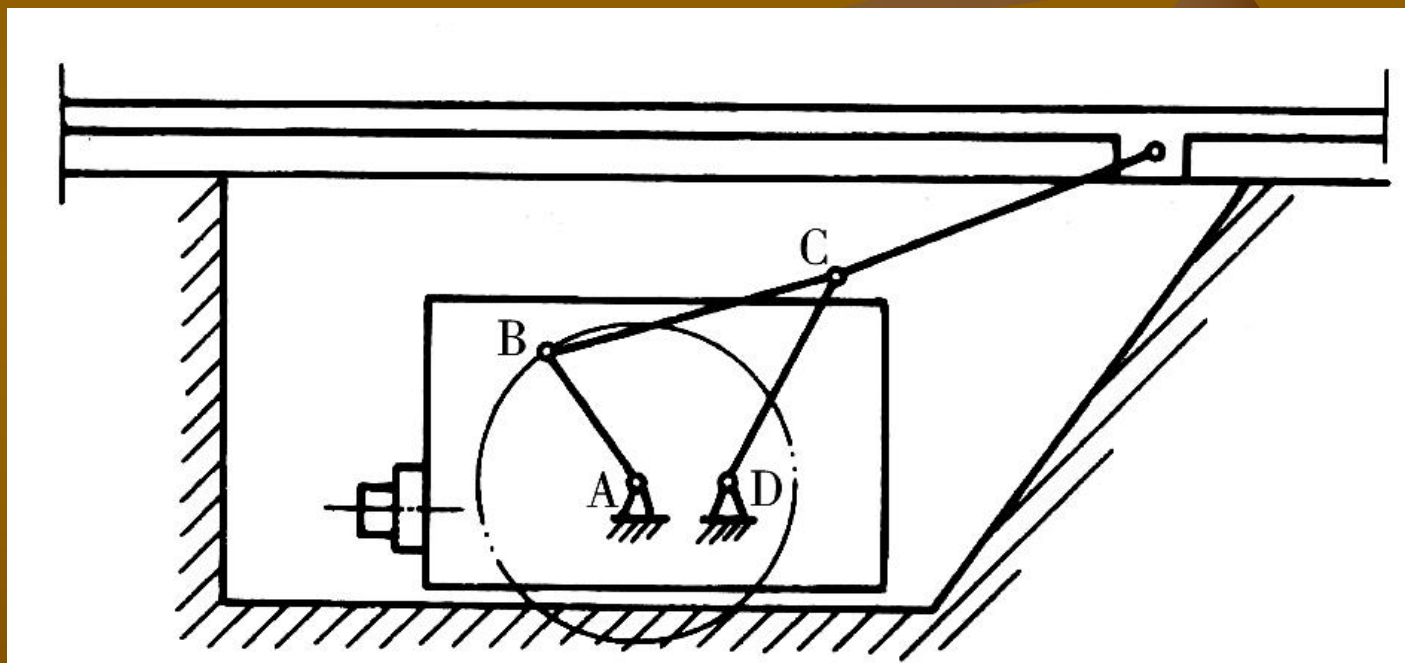


图3-67 惯性筛机构

在双曲柄机构中，若相对的两杆长度分别相等，则称为平行四边形机构。它有如图3-68a所示的正平行双曲柄机构和如图3-68b所示的反平行双曲柄机构两种形式。前者的运动特点是两曲柄的转向相同且角速度相等，连杆作平动；后者的运动特点是两曲柄的转向相反且角速度不等。

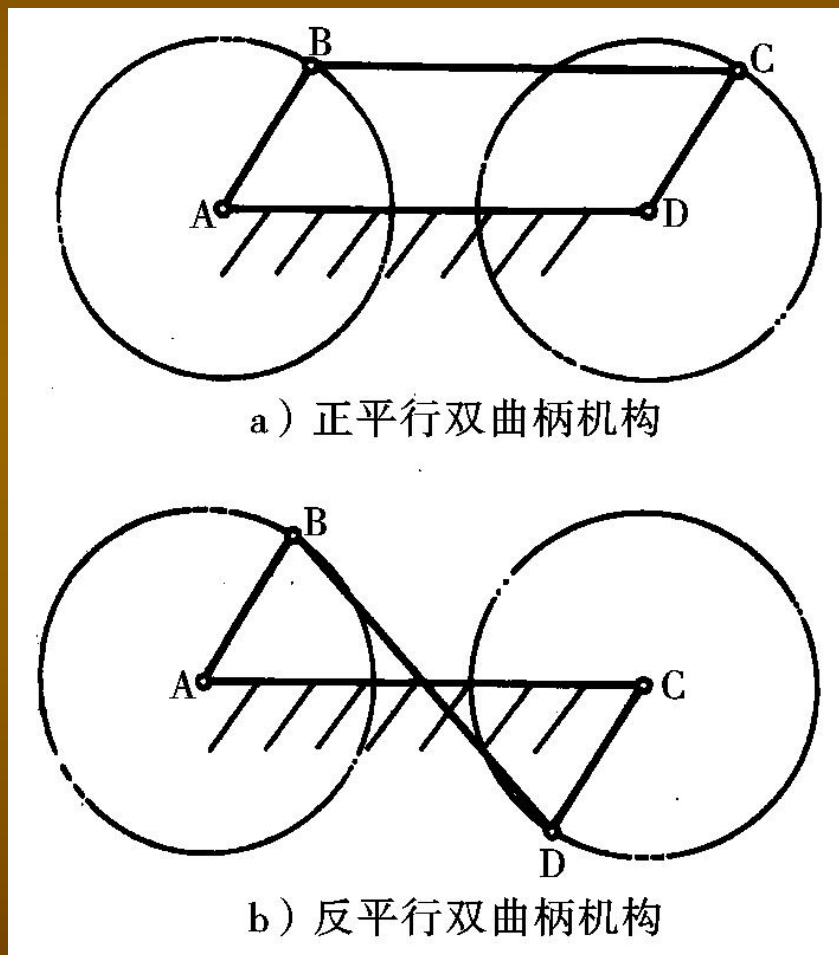


图3-68 平行双曲柄机构

图3-69所示的机车驱动轮联动机构是正平行双曲柄机构的应用实例。图3-70所示为车门启闭机构，是反平行双曲柄机构的一个应用，它使两扇车门朝相反的方向转动，从而保证两扇门能同时开启或关闭。

在正平行双曲柄机构中，当各构件共线时，可能出现从动曲柄与主动曲柄转向相反的现象，即运动不梯形；当汽车转弯时，两摇杆摆过不同的角度，使两前轮转动轴线汇交于后轮轴线上的O点，以确保车辆转弯的每一瞬时，四个轮子与地面之间均绕O点作纯滚动。

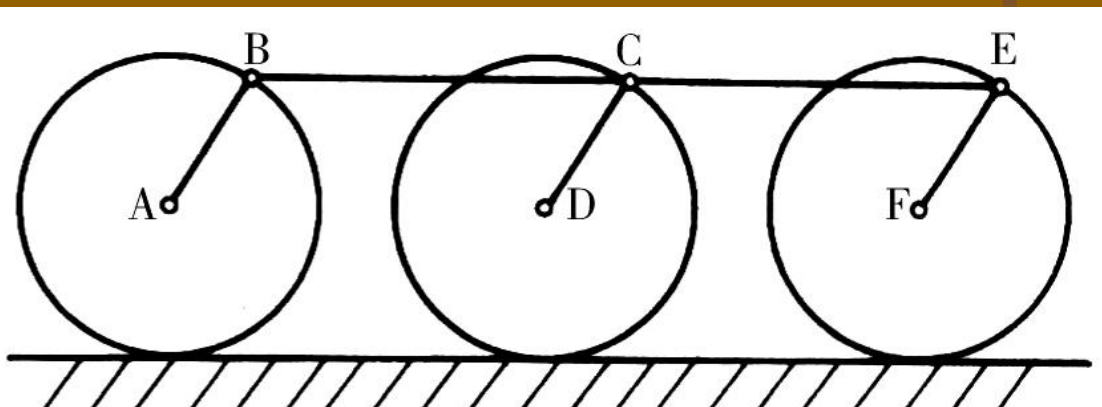


图3-69 机车驱动轮联动机构

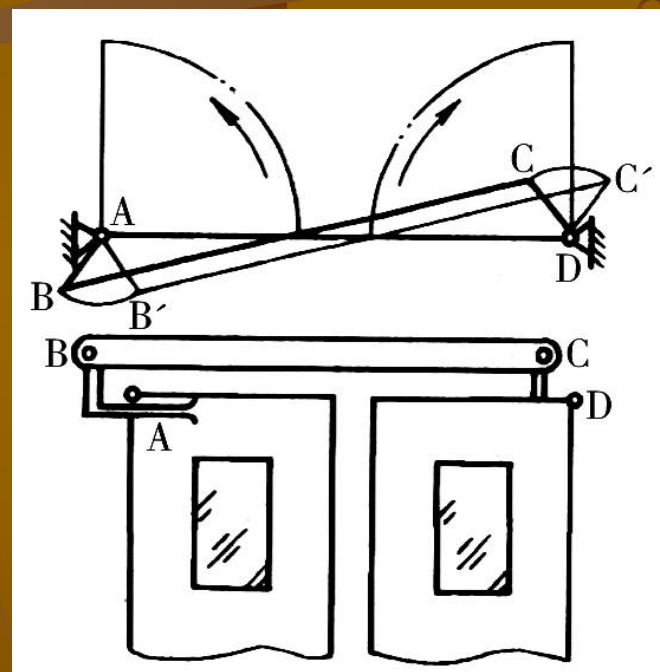


图3-70 车门启闭机构

二、其他形式的四杆机构及应用

1. 曲柄滑块机构

在如图3-71所示的汽车发动机活塞一连杆机构中，将曲轴的回转运动转化为活塞的往复运动，或是将活塞的往复运动转化为曲轴的回转运动。

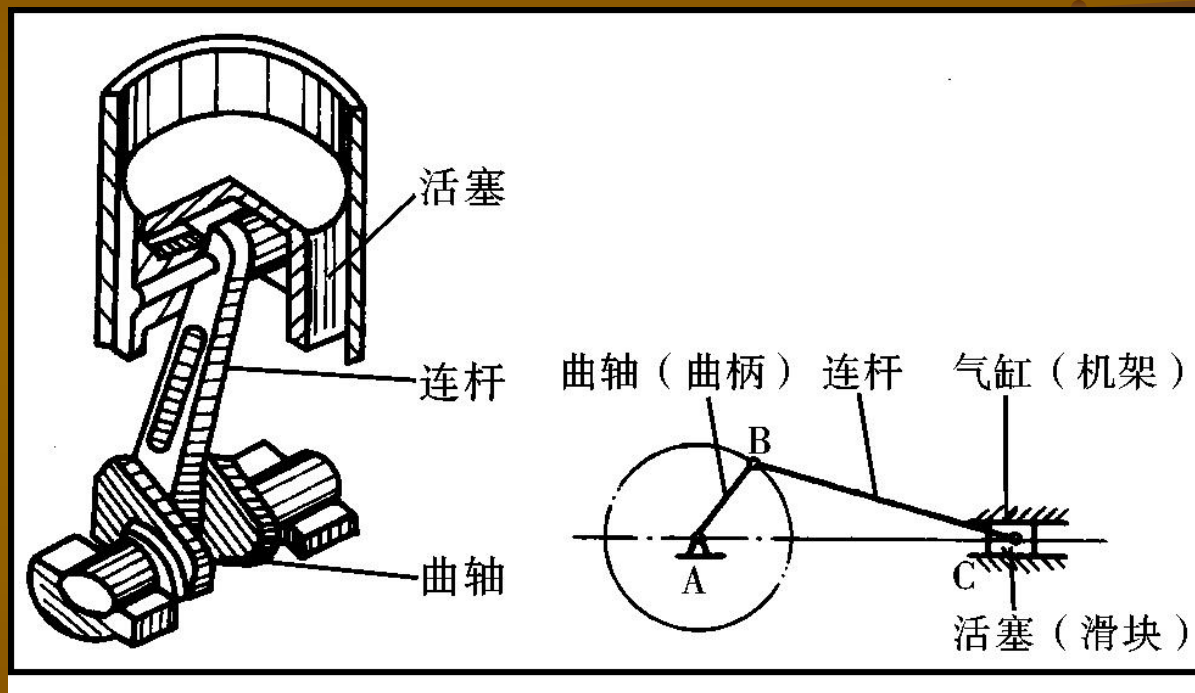


图3-71 汽车发动机活塞一连杆机构

2. 导杆机构

若将图3-71所示的曲柄滑块机构的构件作为机架，则曲柄滑块机构就演化为导杆机构，连架杆对滑块的运动起导向作用，称为导杆，它包括转动导杆机构和摆动导杆机构两种形式。如图3-72所示，导杆均能绕机架作整周转动，称为转动导杆机构。如图3-73所示，导杆4只能在某一角度内摆动，称为摆动导杆机构。导杆机构

具有很好的传力性能，常用于插床、牛头刨床和送料装置等机器中。

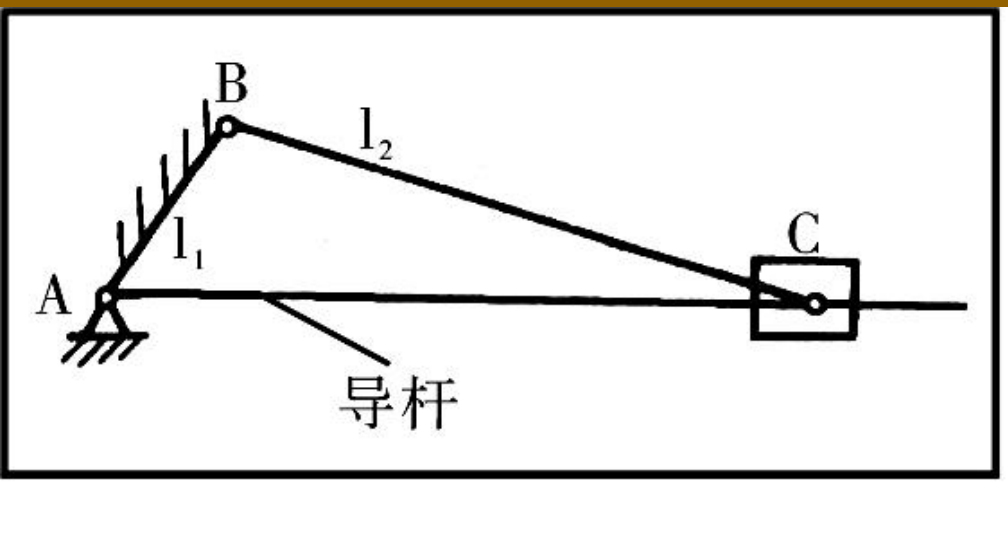


图3-72 转动导杆机构

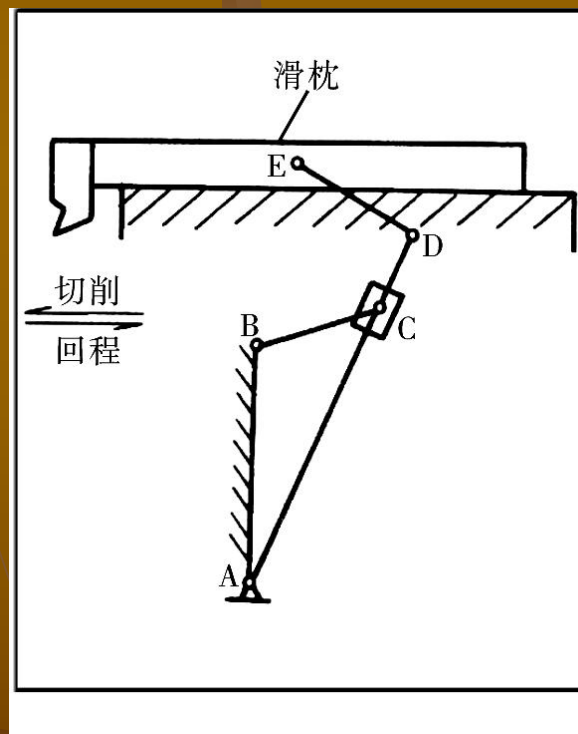


图3-73 摆动导杆机构

3. 摇块机构

若将图3-71所示曲柄滑块机构的构件作为机架，则曲柄滑块机构就演化为如图3-74所示的摇块机构。构件1作整周转动，滑块3只能绕机架往复摆动。这种机构常用于摆缸式原动机和气、液压驱动装置中，如图3-75所示的自动货车翻斗机构。

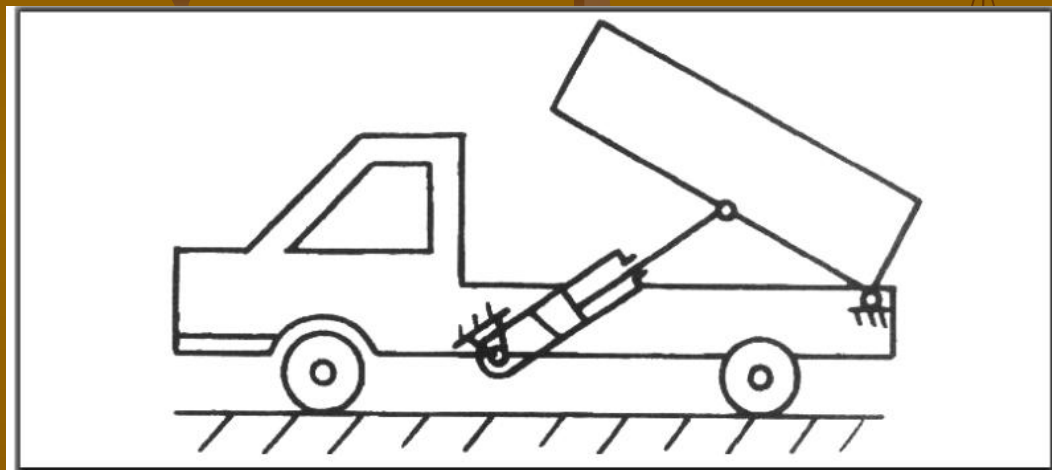
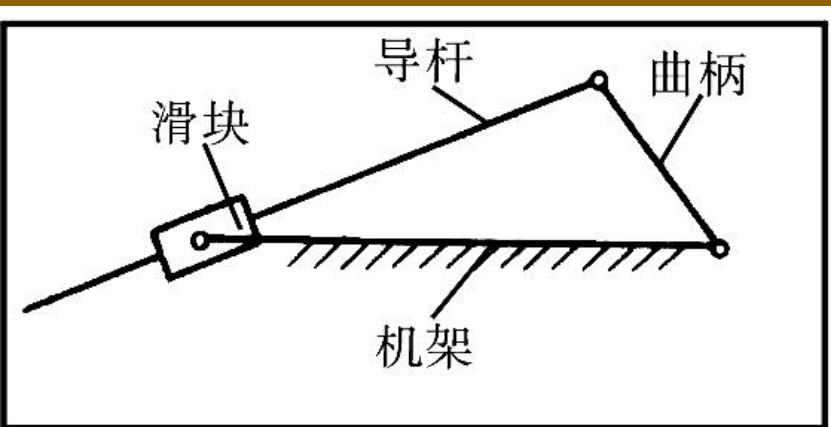


图3-74 摇块机构示意图

图3-75 自动货车翻斗机构

4. 定块机构：

若将图3-71所示曲柄滑块机构的滑块作为机架，则曲柄滑块机构就演化为如图3-76所示的定块机构。这种机构常用于抽油泵和手摇抽水唧筒（图3-77）。

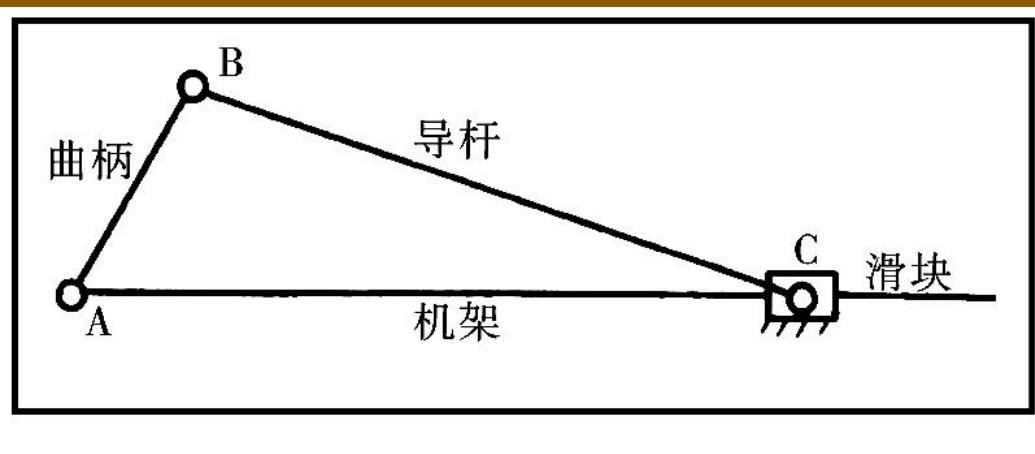


图3-76 定块机构运动简图

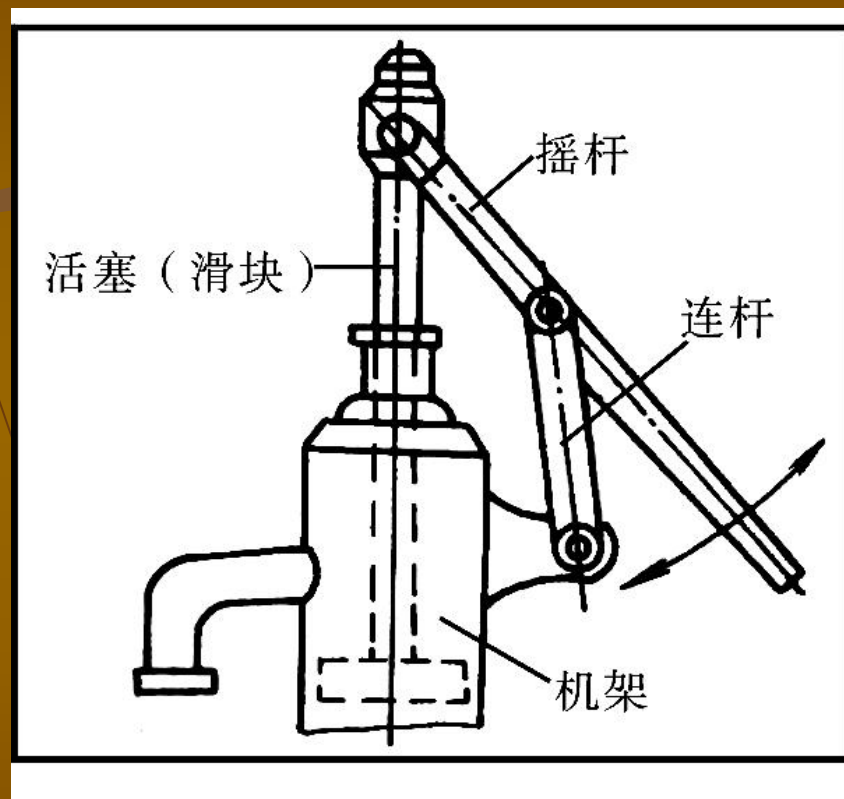


图3-77 手摇抽水唧筒

三、平面四杆机构的特性参数*

1. 铰链四杆机构存在曲柄的条件

有无曲柄的存在必须满足以下两个条件：

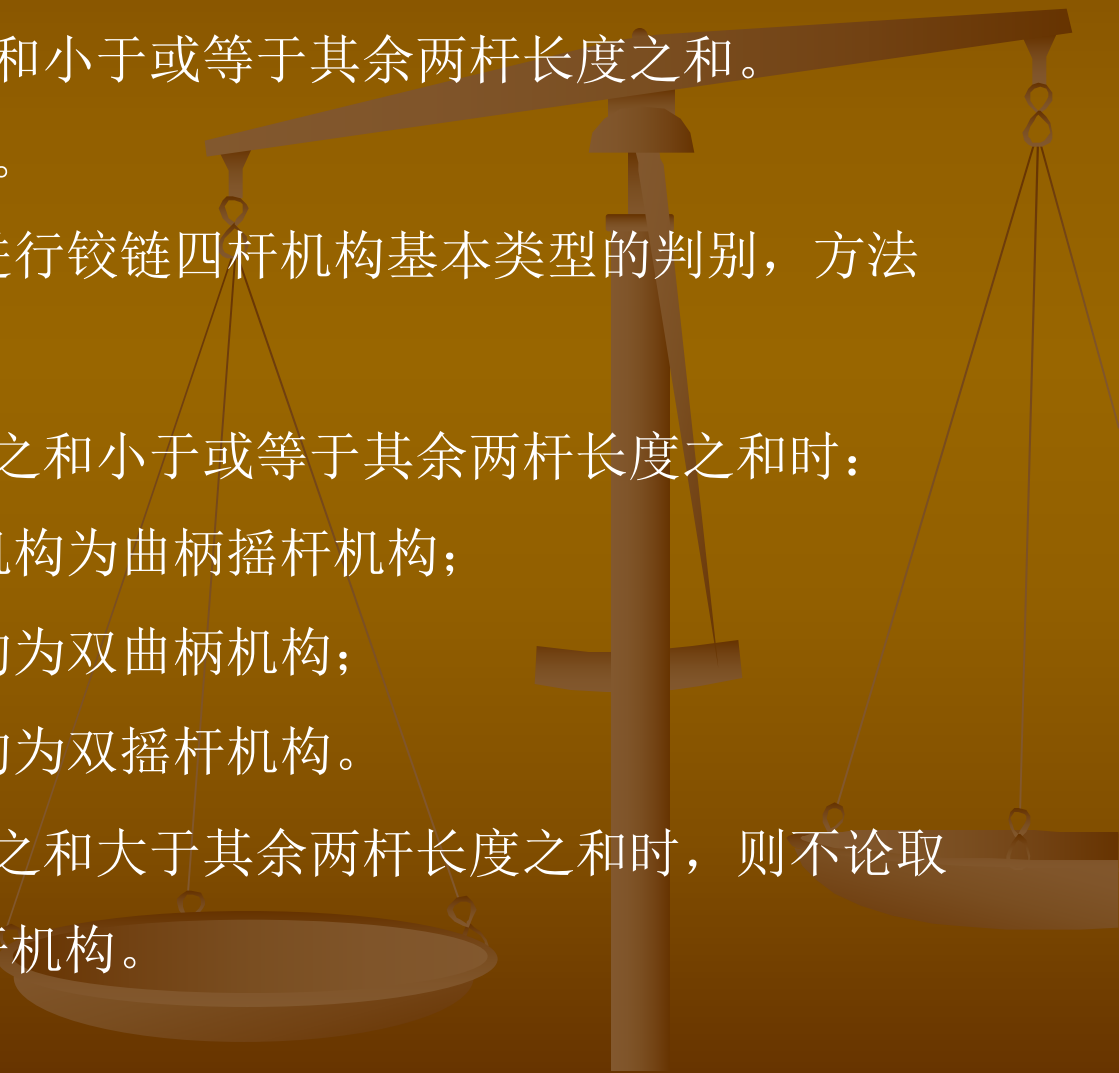
- 1) 最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和。
- 2) 最短杆为机架或连架杆。

根据以上条件，我们可得进行铰链四杆机构基本类型的判别，方法如下：

1) 当最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和时：

- ①若最短杆为连架杆，则机构为曲柄摇杆机构；
- ②若最短杆为机架，则机构为双曲柄机构；
- ③若最短杆为连杆，则机构为双摇杆机构。

2) 当最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和时，则不论取何杆为机架，机构均为双摇杆机构。





2. 平面四杆机构的极限位置

曲柄摇杆机构、摆动导杆机构和曲柄滑块机构中，当曲柄为原动件时，从动件作往复摆动或往复移动，存在左、右两个极限位置，如图3-78所示。内燃机活塞连杆机构中活塞的上止点和下止点即曲柄滑块机构的两极限位置。

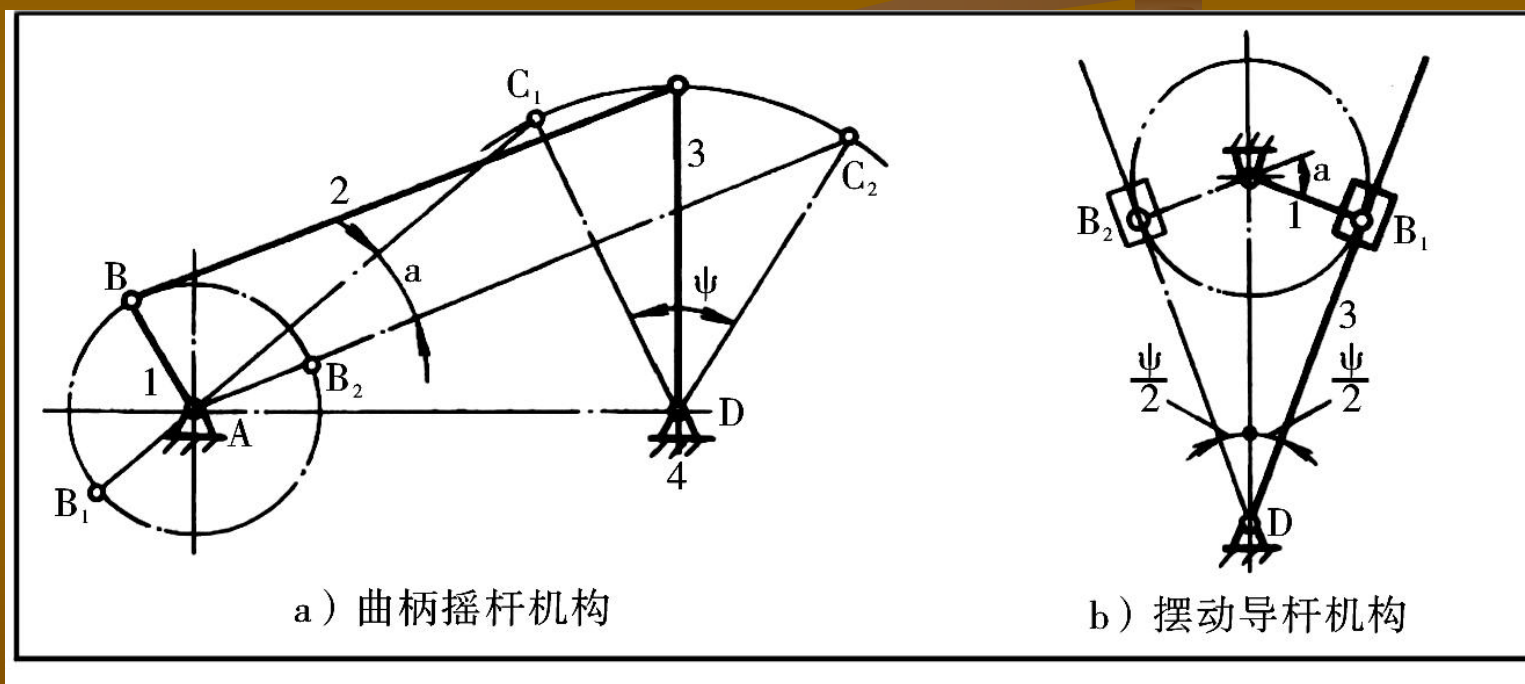


图3-78 内燃机活塞连杆机构

3. 压力角和传动角

在不计摩擦力，惯性力和重力时，从动件上受力点的速度方向与所受作用力方向之间所夹的锐角，称为机构的压力角，用 α 表示。

衡量机构传力性能的特性参数是压力角。但在具体应用中，为了直观的从机构运动简图中以连杆和从动件所夹的锐角 δ 来判别机构传力性能的优劣，引入传动角 λ 。它是压力角的余角。

$$\lambda = 90^\circ - \alpha = 180^\circ - \delta$$

传动角 λ 越大，机构的传力性能越好。在机构运动过程中，压力角和传动角的大小是随机构位置而变化的。

4. 死点

图3-79所示的曲柄摇杆机构中，摇杆CD为原动件，曲柄AB为从动件。当摇杆摆到极限位置C₁D和C₂D时，连杆与从动曲柄共线，机构两位置的的压力角 $\alpha = 90^\circ$ ， $\lambda = 0^\circ$ ，此时有效驱动力矩为零，不能使从动曲柄转动，机构处于“卡死”或运动不确定状态（即工作件在该位置可能向反方向转动），这个位置称为死点位置。

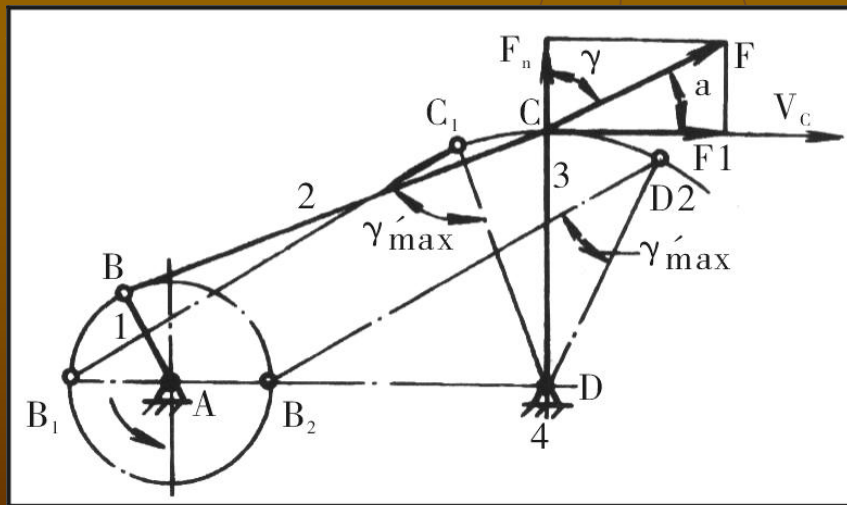


图3-79 曲柄摇杆机构

四、平面多杆机构简介*

如图3-80所示的手动冲床机构就是由双摇杆机构ABCD和滑块机构DCEG组成，这两个四杆机构共有一个机架，实际上只有六个构件，称为六杆机构。

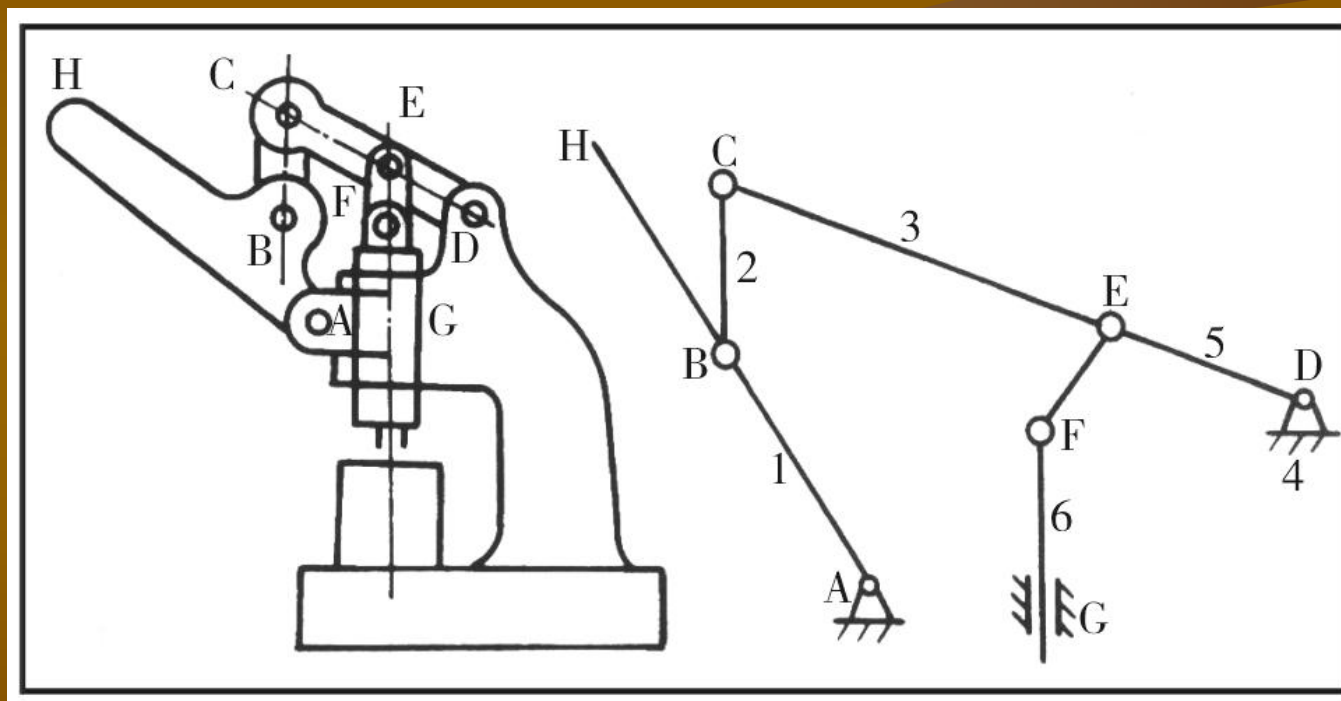


图3-80 手动冲床机构

6.2 凸轮机构

一、凸轮机构的组成和应用

如图3-81所示，凸轮机构由凸轮、从动件和机架三个基本构件组成。
图3-82所示为内燃机配气机构。

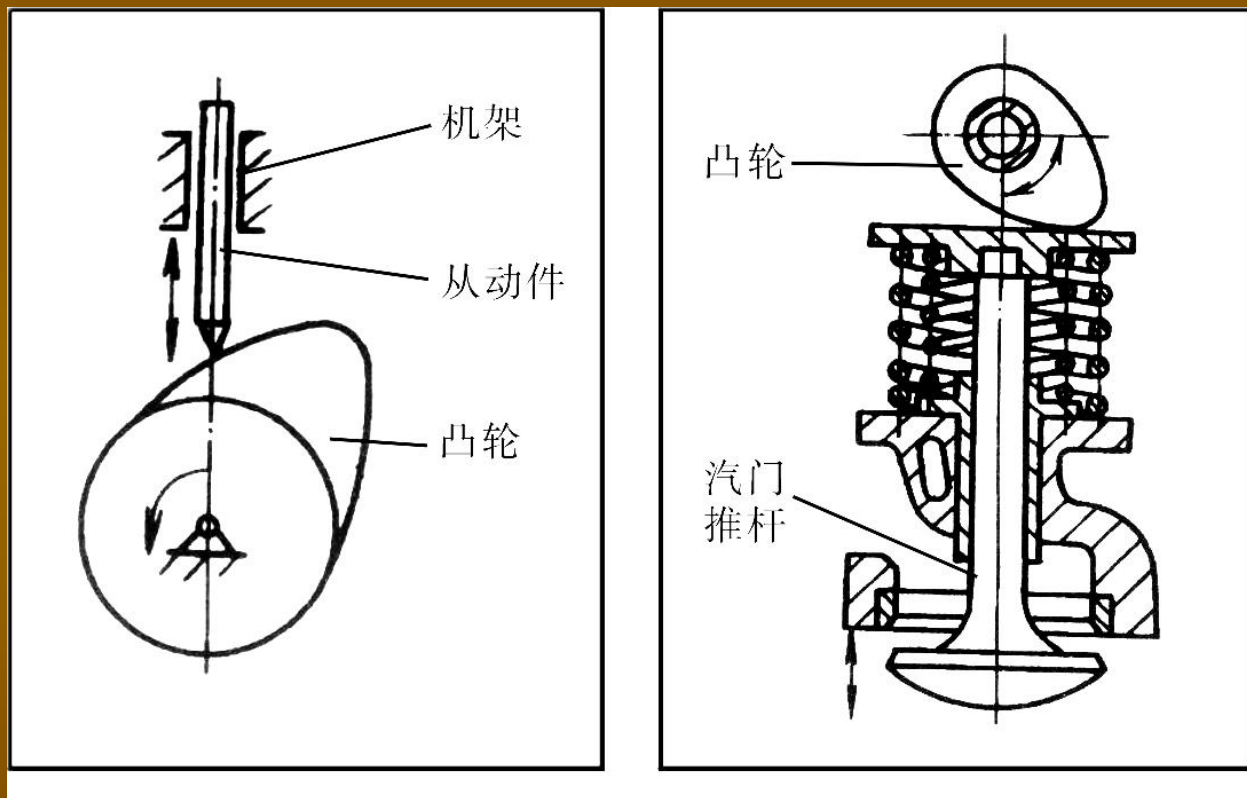


图3-81 凸轮机构图

3-82 内燃机配气机构

二、凸轮机构的分类

凸轮机构的类型很多，通常按凸轮和从动件的几何形状及运动类型分类。

1. 按凸轮形状分类

(1) 盘形凸轮 盘形凸轮是一种外缘或凹槽具有变化半径的盘形构件，如图3-82所示的内燃机配气机构。

(2) 圆柱凸轮 圆柱凸轮是一种在圆柱面上开有曲线凹槽或在圆柱端面上制出曲线轮廓的构件，如图3-83所示为缝纫机拉线机构。

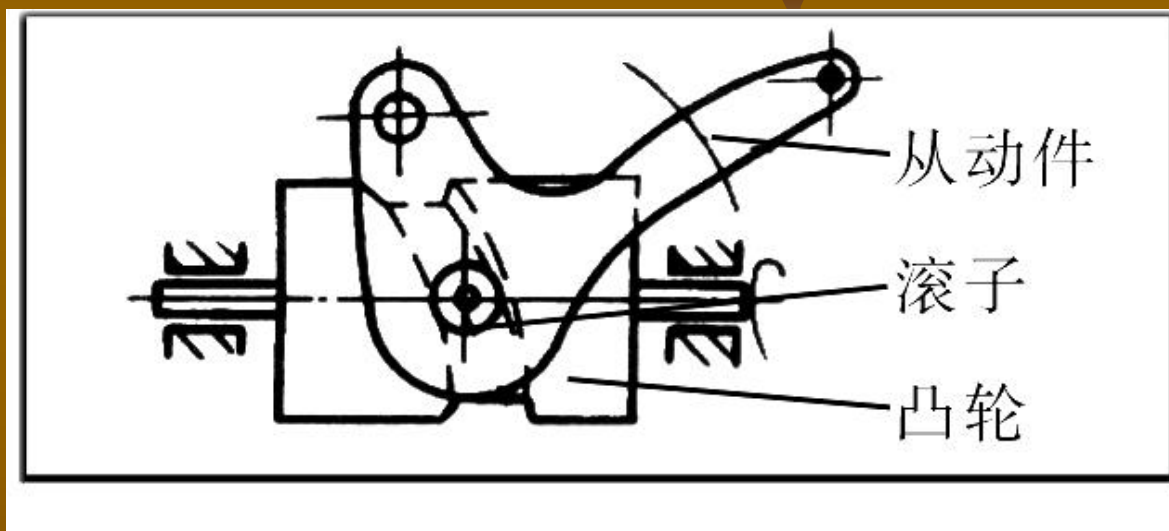


图3-83 缝纫机拉线机构

(3) 移动凸轮 如图3-84所示为自动机床靠模机构。

盘形凸轮和移动凸轮与从动件之间的相对运动为平面运动，属于平面凸轮机构；而圆柱凸轮与从动件之间的相对运动不在平行平面内，属于空间凸轮机构。

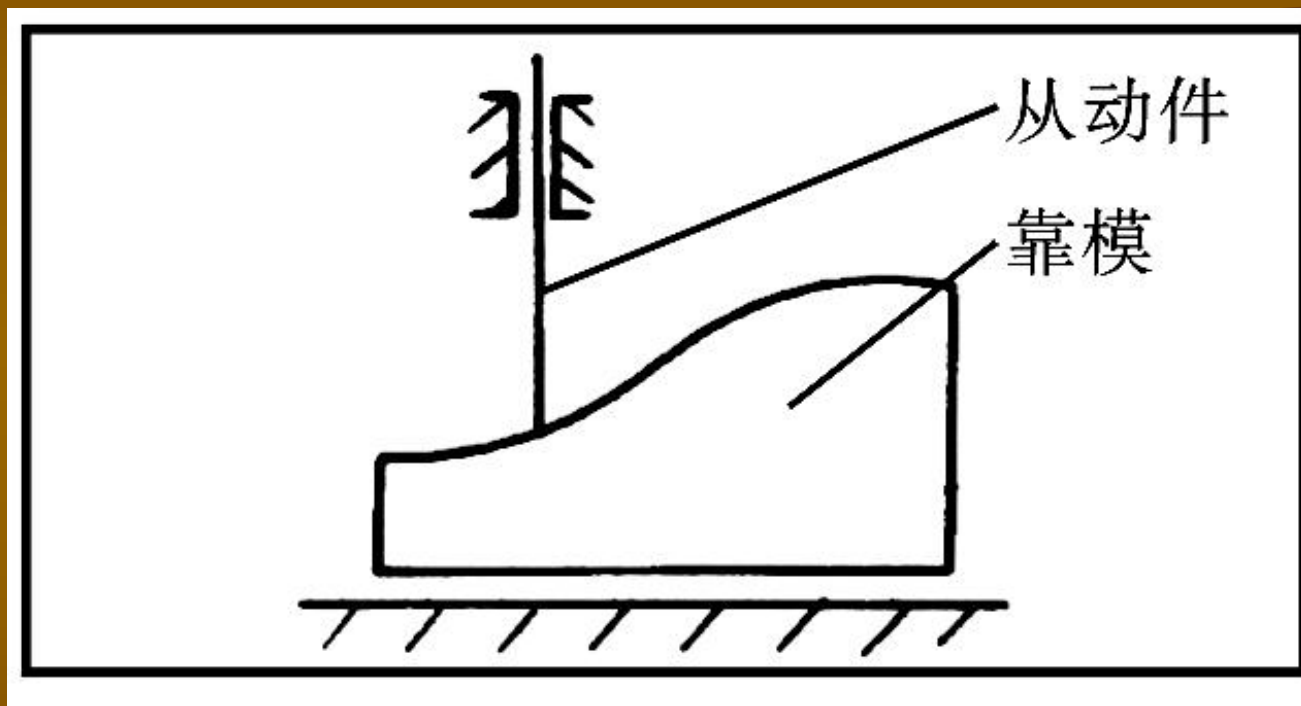


图3-84 自动机床靠模机构

2. 按从动件形式分类 (如图3-85所示)

- (1) 尖顶从动件
- (2) 滚子从动件
- (3) 平底从动件

此外, 凸轮可按从动件的运动类型分为直动从动件和摆动从动件。

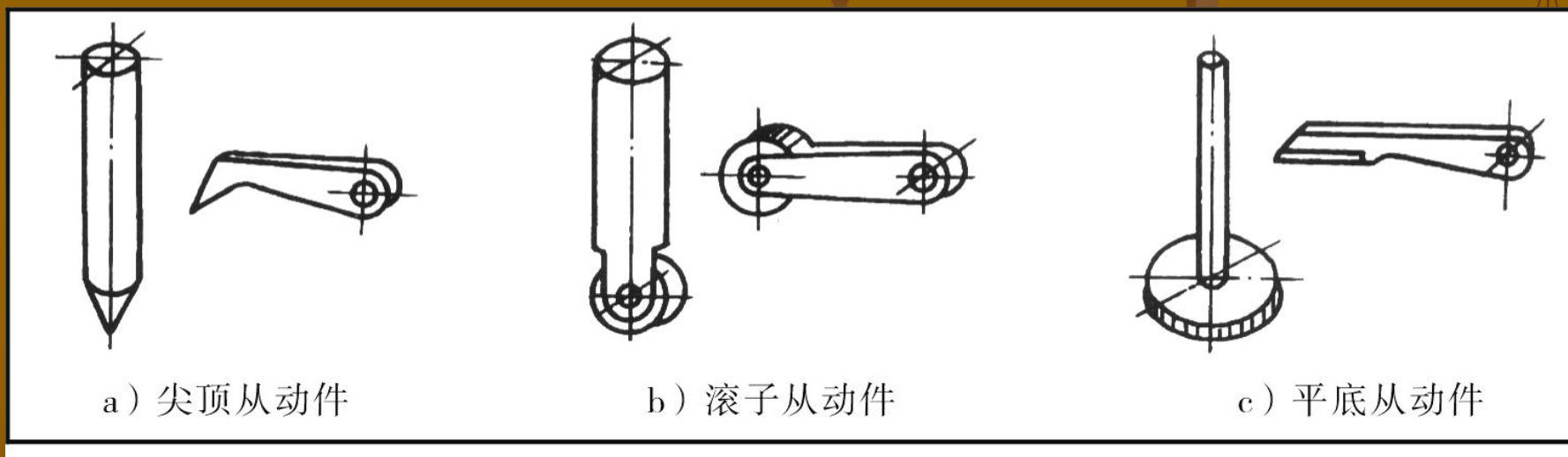


图3-85 凸轮从动件

6.3 间歇运动机构

间歇运动机构是将主动件的连续运动变换为从动件遵循一定规律的时停时动的机构。间歇运动机构的类型很多，常用的有棘轮机构、槽轮机构等。

一、棘轮机构

1. 棘轮机构的组成及工作原理

如图3-86所示，棘轮机构由棘轮、棘爪及机架组成。图3-87是双棘爪机构。

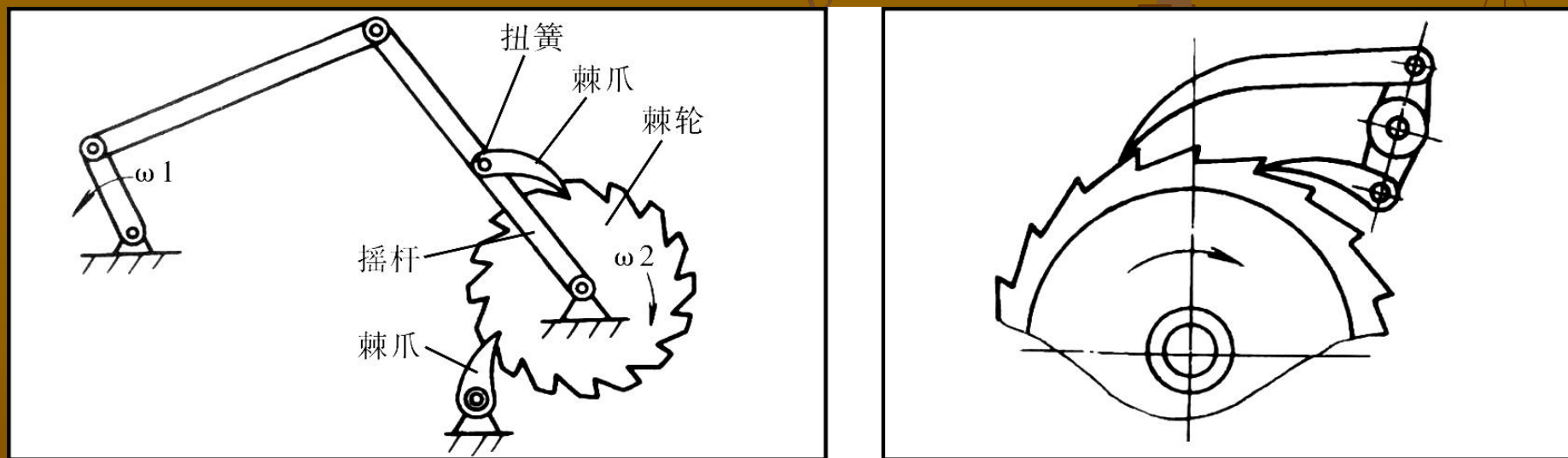


图3-86 棘轮机构

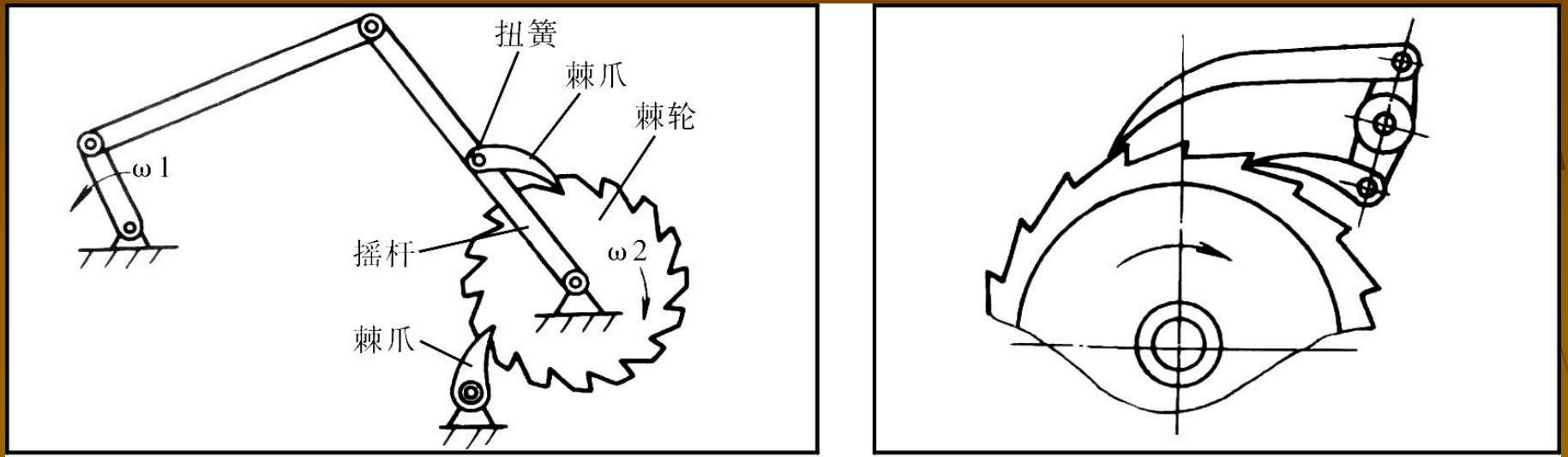


图3-87 双棘爪机构

2. 棘轮机构的类型

棘轮机构按其工作原理，可分为齿式棘轮机构和摩擦式棘轮机构两大类。按啮合部位可分为外啮合和内啮合两种形式；按驱动方向可分为单向驱动和双向驱动棘轮机构，单向驱动棘轮机构的棘轮多为锯齿形，双向驱动棘轮机构的棘轮多为矩形。

如图3-88所示为自行车后轮飞轮中的内啮合单向驱动棘轮机构。

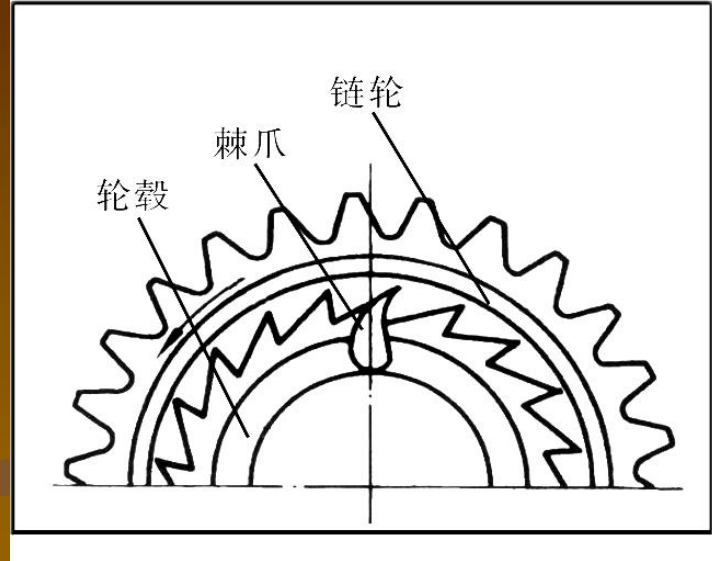


图3-88 内啮合单向驱动棘轮机构

图3-89是控制牛头刨床工作台进与退的棘轮机构。

图3-90所示为摩擦式棘轮机构。

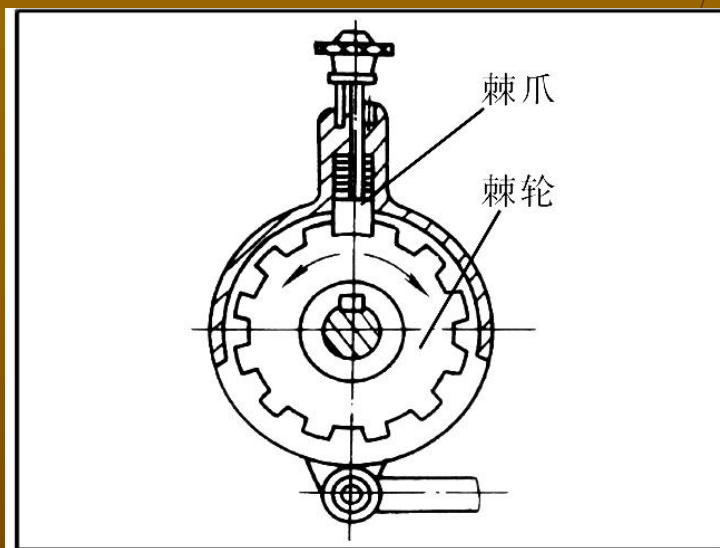


图3-89 双向式棘轮机构

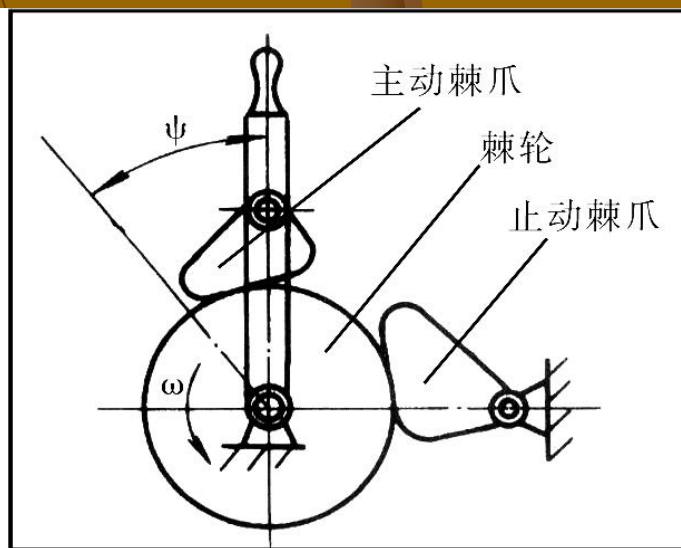


图3-90 摩擦式棘轮机构

二、槽轮机构

槽轮机构由带销的主动拨盘、具有径向槽的从动槽轮和机架组成。槽轮机构的停歇时间和运动时间取决于槽轮的槽数和拨销数。槽轮机构可分为外槽轮机构和内槽轮机构，如图3-91、图3-92。

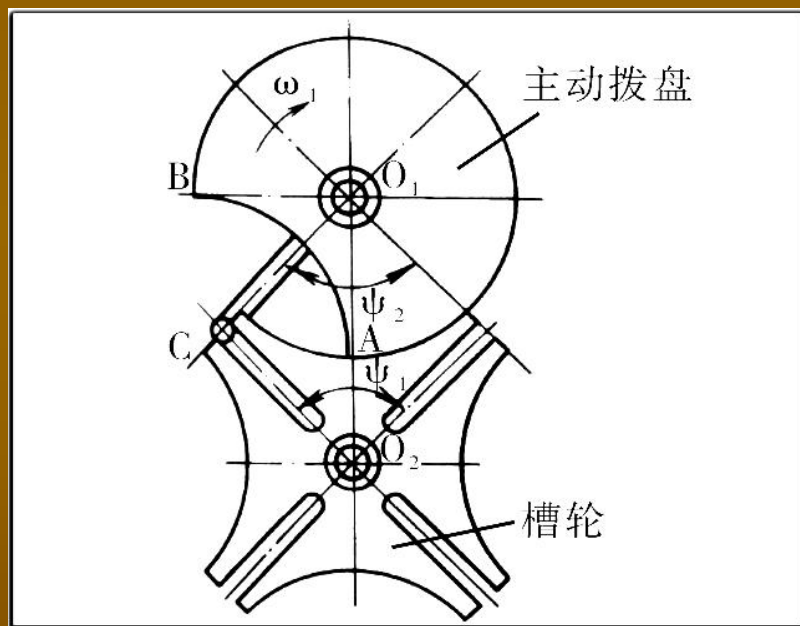


图3-91 外槽轮机构

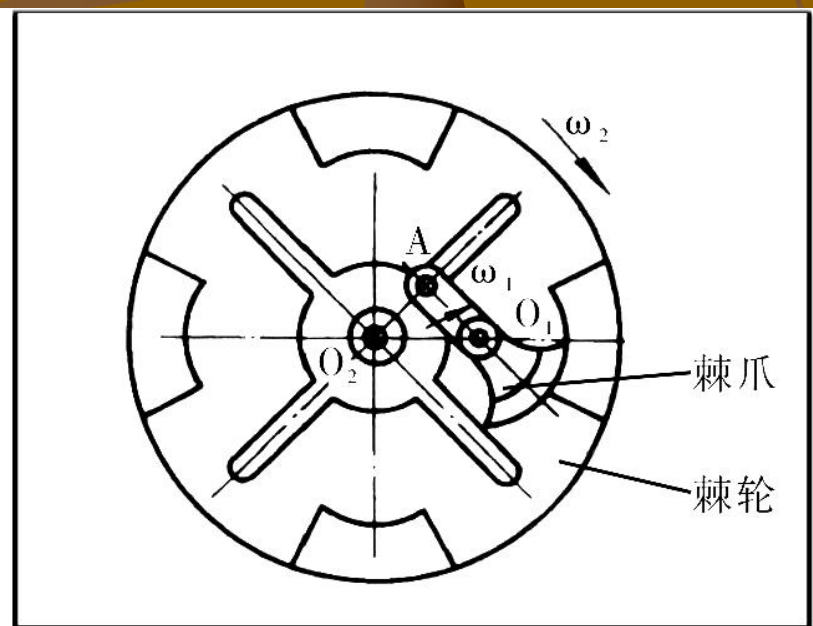


图3-92 内槽轮机构

槽轮机构结构简单，工作可靠，转位方便，能精确控制转角，但转角大小不可调节，且有冲击，只能用于低速机构或分度机构中。如图3-93所示为转塔车床的刀架转位机构。

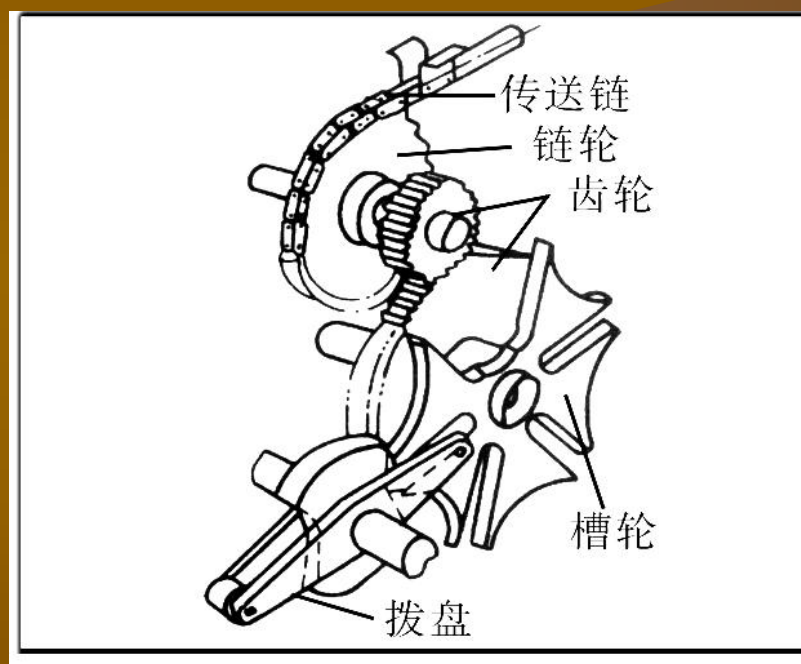


图3-93 转塔车床的刀架转位机构



6.4 螺旋机构

螺旋机构由螺杆、螺母和机架组成（一般把螺杆和螺母之一作成机架），其主要功用是将旋转运动变换为直线运动，并同时传递运动和动力，是机械设备和仪器仪表中广泛应用的一种传动机构。

按用途和受力情况，螺旋机构又可分为传递运动、动力和用于调整等三种类型；按螺旋副的摩擦性质，螺旋机构可分为滑动螺旋机构、滚动螺旋机构和静压螺旋机构三种类型。螺旋机构具有结构简单、工作连续平稳、传动比大、承载能力强、传递运动准确，易实现自锁等优点，故应用广泛。

螺旋机构的缺点是摩擦损耗大、传动效率低。随着滚珠螺纹的出现，缺点已得到很大的改善。

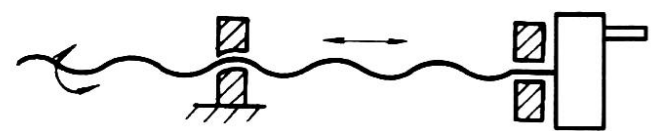
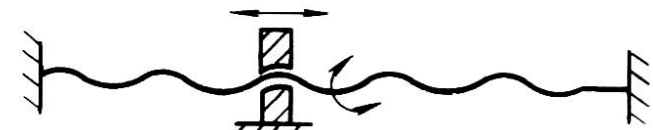


一、滑动螺旋传动机构

按螺杆上螺旋副的数目，滑动螺旋机构可分为单螺旋机构和双螺旋机构两种。

1. 单螺旋机构

由一个螺杆和一个螺母组成。根据螺杆和螺母相对运动的组合，单螺旋机构有四种基本传动形式，其运动形式及特点、应用见表3-13。

表3-13 单螺旋机构基本传动及特点

基本传动形式	示意图	特点及应用
螺母固定，螺杆转动并轴向移动	 <p>The diagram shows a horizontal screw with a nut fixed to a base. A curved arrow indicates the screw's rotation, and a straight arrow indicates its axial movement to the right. A vertical shaft is attached to the end of the screw.</p>	<p>可获得较高的传动精度，适合于行程较小的场合，如千斤顶、压力机、台虎钳</p>
螺杆固定，螺母转动并轴向移动	 <p>The diagram shows a horizontal screw fixed between two vertical supports. A nut is mounted on the screw. A curved arrow indicates the nut's rotation, and a straight arrow indicates its axial movement to the right.</p>	<p>结构简单、紧凑，但精度较差，使用不便，应用较小</p>
螺母转动，螺杆轴向移动	 <p>The diagram shows a vertical screw with a nut. A curved arrow indicates the nut's rotation, and a straight arrow indicates the screw's axial movement to the right. A horizontal shaft is attached to the end of the screw.</p>	<p>结构复杂，用于仪器调节机构，如螺旋千分尺的微调机构</p>
螺杆转动，螺母轴向移动	 <p>The diagram shows a horizontal screw with a nut. A curved arrow indicates the screw's rotation, and a straight arrow indicates the nut's axial movement to the right. A vertical shaft is attached to the end of the screw.</p>	<p>结构紧凑、刚性好，适用于行程较大的场合，如车床的丝杠进给机构</p>

2. 双螺旋机构

具有两段不同螺纹的螺杆与两个螺母组成的螺旋机构称为双螺旋机构。

差动螺旋机构

当两螺旋副中的螺纹旋向相同时，则形成差动螺旋机构。如图3-94所示。

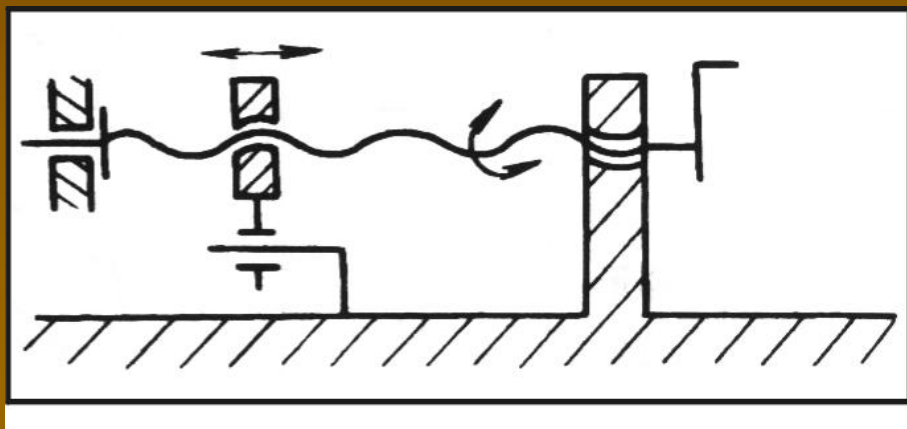


图3-94 差动螺旋机构

4. 复式螺旋机构

如图3-95所示的电杆线张紧器，图3-96所示的弹簧圆规均属于复式螺旋机构。

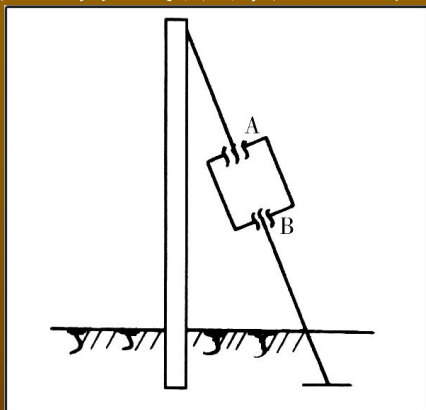


图3-95

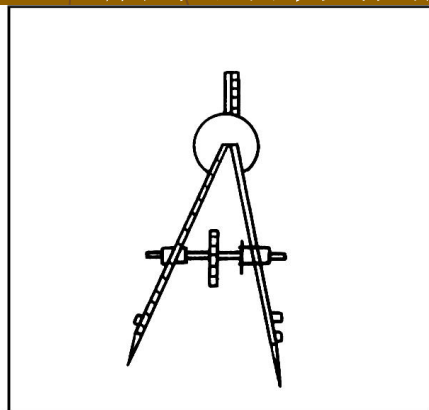


图3-96

二、滚动螺旋传动机构

为减少摩擦，提高传动效率和精度，在螺杆和螺母的螺旋面上加工出弧形螺旋槽，从而形成滚道，并放入滚珠。当螺杆与螺母相对转动时，滚珠沿滚道滚动，这种螺旋机构称为滚动螺旋机构，如图3-97所示。滚动螺旋机构按滚道返回装置的不同，分为由外循环和内循环两种。

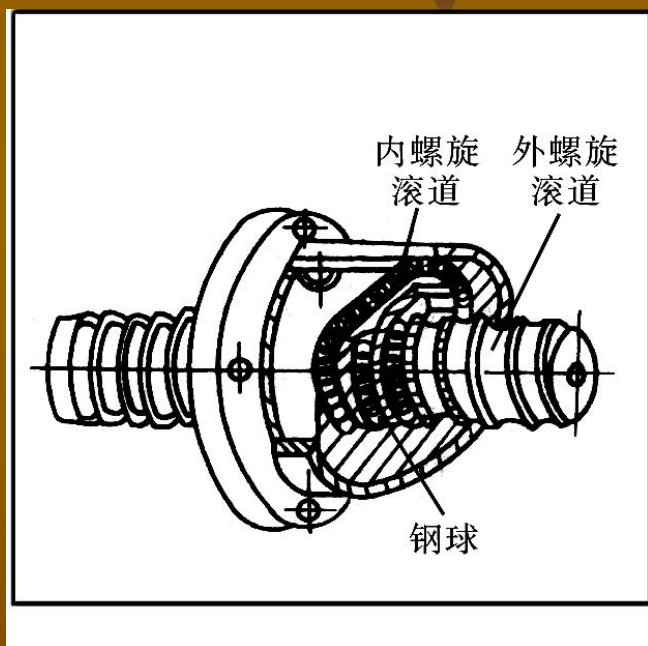


图3-97 滚动螺旋机构

第三章 习题

1.螺旋副中，一零件相对于另一个零件转过一周，则它们沿轴线方向相对移动的距离是（ ）。

A 一个螺距 B 线数×导程 C 线数×螺距

2.两被接件之一太厚，需常拆装时，宜采用（ ）联接。

A 螺栓 B 螺钉 C 双头螺柱 D 紧定螺钉

3.梯形螺纹、锯齿形螺纹、矩形螺纹常用于（ ）。

A 联接 B 传动 C 联接和传动

4.被联接件之一太厚且不常拆装的场合，宜选用（ ）。

A 螺栓 B 螺钉 C 双头螺柱 D 紧定螺钉

5.属摩擦力防松的是（ ）。

A 对顶螺母、弹性垫圈 B 止动垫圈、串联钢丝 C 用粘合剂、冲

点

6. 以下各选项中能保证瞬时传动比恒定的是（ ）。

A、链传动 B、齿轮传动 C、带传动 D、摩擦轮传动

7. 当一对渐开线齿轮的中心距略有变化时，其瞬时传动比（ ）。

A、为常数 B、变大 C、变小 D、可能变大也可能变小

8.外啮合斜齿圆柱齿轮传动的正确啮合条件是（ ）。

A、 $mn_1=mn_2=m$ $an_1=an_2=a$ $\beta_1=\beta_2$

B、 $mn_1=mn_2=m$ $an_1=an_2=a$ $\beta_1=-\beta_2$

C、 $mn_1=mn_2=m$ $an_1=an_2=a$ $\beta_1+\beta_2=90^\circ$

A、150 B、200 C、22.50 D、00

10.齿根弯曲疲劳强度计算主要用以校核（ ）形式的失效。

A、齿根折断 B、齿面磨损 C、齿面点蚀 D、塑性变形

11.用标准齿条插刀或滚刀加工直齿圆柱齿轮时，不发生根切的最少齿数为（ ）。

A、12 B、14 C、19 D、17

12.当两轴相距较远，且要求传动准确，应采用（ ）。

A、轮系传动 B、带传动 C、链传动

13.平面连杆机构急回特性系数 k （ ）时，机构有急回作用。

A、 >1 B、 <1 C、 $=1$

14.在曲柄滑块机构中，只有当（ ）为主动件时，机构才会有死点位置。

A、曲柄 B、滑块 C、连杆

15.决定从动件预定运动规律的是（ ）。

A、凸轮转速 B、凸轮轮廓曲线 C、凸轮形状

16.有一尖顶从动件凸轮机构，若凸轮不变，改用滚子从动件，其运动规律（ ）。

A、要改变 B、不改变 C、不一定改变

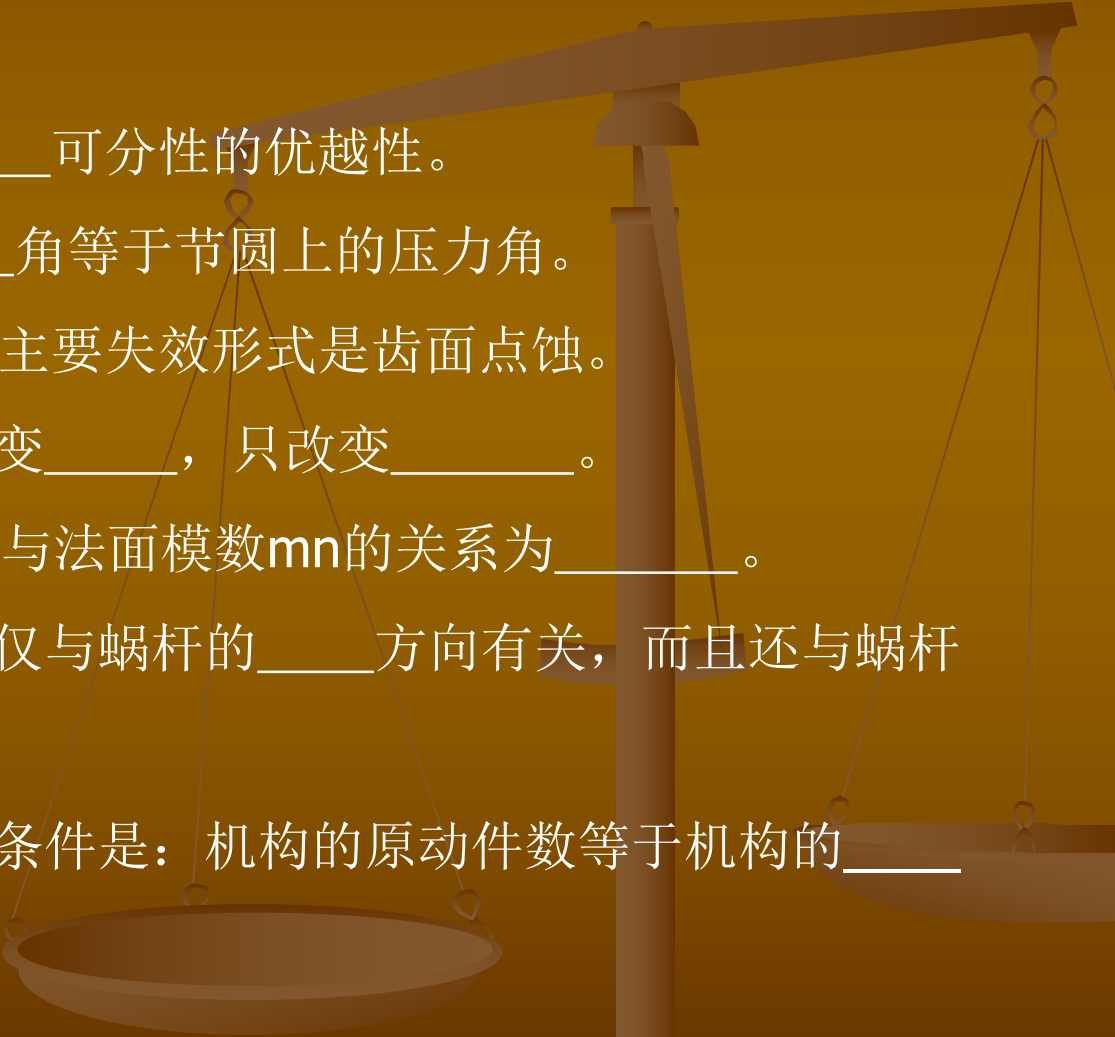
17.由曲柄摇杆机构带动的棘轮机构，增大曲柄的长度，棘轮的转角（ ）。

A、减小 B、增大 C、不变

18.曲柄每回转一周，槽轮反向完成两次步进运动的机构是（ ）槽轮机构。

A、三圆销外槽轮 B、三圆销内槽轮 C、两圆销外槽轮

二、填空

1. 在分度圆上，相邻两齿同侧齿廓间的弧长称为_____。
 2. 渐开线上某点的_____方向与_____方向所夹的锐角，称为该点的压力角。
 3. 渐开线齿轮传动具有_____可分性的优越性。
 4. 渐开线齿轮传动的_____角等于节圆上的压力角。
 5. 软齿面_____齿轮传动的主要失效形式是齿面点蚀。
 6. 轮系中惰轮的特点是不改变_____，只改变_____。
 7. 斜齿圆柱齿轮端面模数 m_t 与法面模数 m_n 的关系为_____。
 8. 蜗轮的旋转方向判定，不仅与蜗杆的_____方向有关，而且还与蜗杆的_____方向有关。
 9. 平面机构具有确定运动的条件是：机构的原动件数等于机构的_____数。
- 

三、判断题

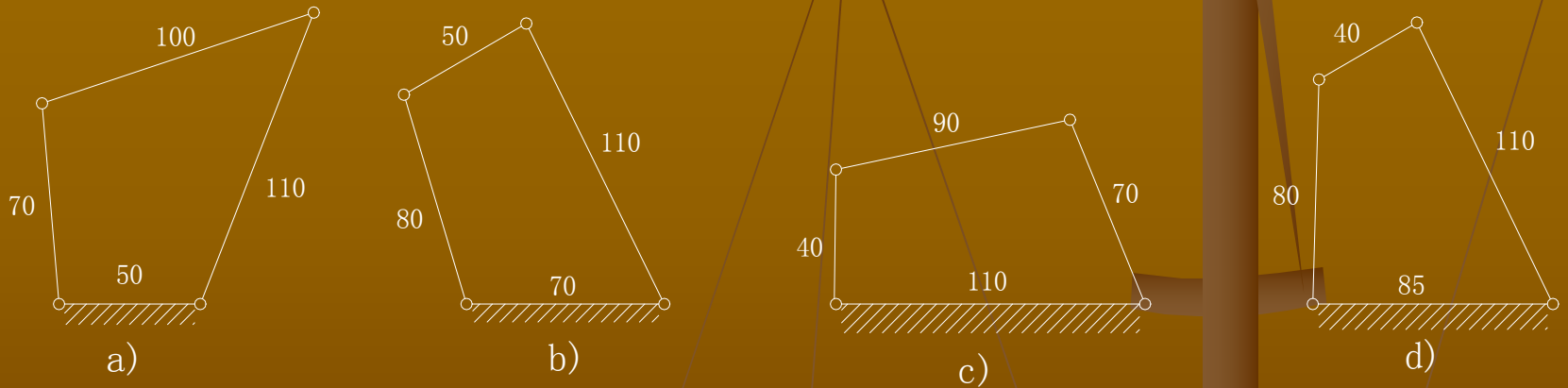
- () 1.渐开线齿轮传动具有瞬时传动比不变的特点。
- () 2.标准直齿圆柱齿轮的齿厚与齿槽宽相等。
- () 3.同模数同压力角，但不同齿数的任意两个齿轮，可以使用同一把齿轮刀具用仿形法进行加工。
- () 4. 一对啮合的齿轮中心距稍增大后，啮合角会减小。
- () 5.用齿条形刀具加工正常齿标准直齿圆柱齿轮，当 $Z_{\min} < 17$ 时产生根切。
- () 6.模数和压力角分别相同的蜗杆与蜗轮可以正确啮合。
- () 7.曲柄滑块机构是由曲柄摇杆机构演化而成的。
- () 8.在实际生产中，机构的死点位置对工作都是不利的，处处都要考虑克服。
- () 9.曲柄的极位夹角越大，机构的急回特性也越显著。
- () 10.棘轮的转角大小是不可以调节的。

四、计算分析题

1. 一对标准直齿圆柱齿轮传动，大齿轮损坏，要求配制新齿轮，现测得中心距 $a=105\text{mm}$ ，大齿轮齿数 $Z_2=49$ ，小齿轮齿数 $Z_1=21$ 。试确定大齿轮的模数、分度圆直径、齿顶高、齿根高、分度圆齿距和基圆齿距。

2. 一设备超负荷工作，使一对啮合的标准直齿圆柱齿轮被折断，现测得小齿轮的齿顶圆半径 $r_{a1}=48\text{mm}$ ，齿根圆半径 $r_{f1}=41.25\text{mm}$ ，两轴承孔中心距 $a=135\text{mm}$ ，试求：这对齿轮的模数 m ，两轮的齿数 Z_1 、 Z_2 ，两轮的分度圆直径 d_1 、 d_2 ，和齿距 p 。

3. 根据图示尺寸和机架判断铰链四杆机构的类型。



a) 是 _____ 机构； b) 是 _____ 机构；
c) 是 _____ 机构； d) 是 _____ 机构。

4. 图示行星轮系，已知各齿轮齿数为 $Z_1=25$ ， $Z_2=30$ ， $Z_3=25$ ， $Z_4=75$ ，若 $n_1=500\text{r/min}$ ， $n_H=80\text{r/min}$ ，同向转动。试求 n_4 的大小和方向。

