



# 第03章

# 齿轮传动设计

## 第04节 轮系的设计

宋超阳

[songcy@ieee.org](mailto:songcy@ieee.org)



# 本章要点概述

- 齿轮机构及其设计
  - 齿轮机构的类型与特点
  - 渐开线直齿圆柱齿轮机构
  - 其他齿轮机构及其传动分析
- 齿轮传动设计
  - 齿轮传动的失效形式和设计约束
  - 直齿圆柱齿轮传动的强度条件
  - 齿轮材料和许用应力
  - 斜齿圆柱齿轮传动的强度条件
  - 直齿锥齿轮传动的强度条件
  - 齿轮传动的设计方法
  - 行星齿轮传动设计概要
  - 曲线齿锥齿轮和准双曲面齿轮传动
  - 齿轮传动类型的选择
- 蜗杆传动设计
  - 圆柱蜗杆传动主要参数及几何尺寸
  - 蜗杆传动的失效形式和设计约束
  - 圆柱蜗杆传动的强度条件
  - 蜗杆传动的效率和热平衡计算
  - 圆柱蜗杆传动的设计方法
  - 环面蜗杆传动
  - 蜗杆传动类型的选择
- 齿轮系及其设计
  - 定轴齿轮系及其传动比
  - 周转齿轮系及其传动比
  - 复合齿轮系及其传动比
  - 齿轮系的应用
  - 行星轮系设计
  - 其他行星传动简介

# 齿轮系及其设计

定轴齿轮系及其传动比

周转齿轮系及其传动比

复合齿轮系及其传动比

齿轮系的应用

行星轮系设计

其他行星传动简介

# 定轴齿轮系及其传动比

齿轮系及其设计

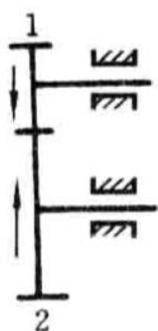
# 定轴齿轮系及其传动比

## • 定轴齿轮系

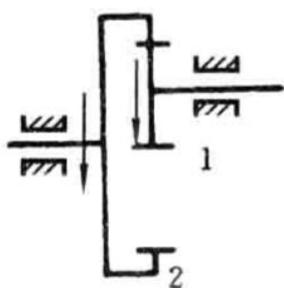
- 当齿轮系运转时，若其中各齿轮的轴线相对于机架的位置都是固定不交的

## • 传动比大小的确定

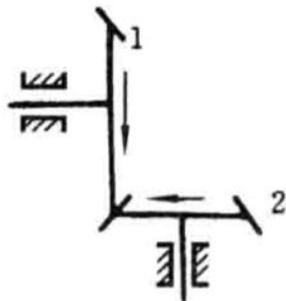
- 一对齿轮的传动比  $i$ ，是指两齿轮的角速度  $\omega_1$  和  $\omega_2$  之比，其值等于两齿轮的齿数之反比，即  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$



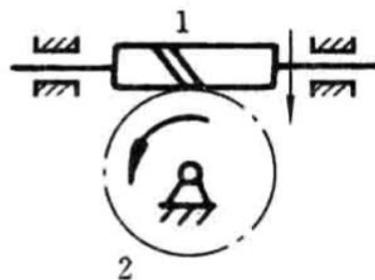
(a)



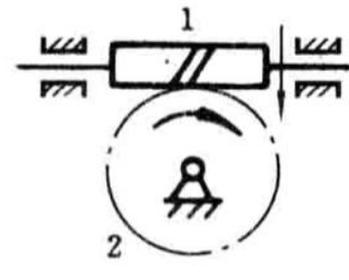
(b)



(c)



(d)



(e)

## 定轴齿轮系及其传动比

- 以图示齿轮系为例，设轮 1 为首轮，轮 5 为末轮，已知各轮的齿数为  $Z_1, Z_2, \dots, Z_5$ ，角速度为  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_5$ ，当要求的传动比为  $i_{15}$  时，可先求得各对啮合齿轮的传动比如下：

$$\bullet i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad i_{2'3} = \frac{\omega_{2'}}{\omega_3} = \frac{Z_3}{Z_{2'}}, \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{Z_4}{Z_3}, \quad i_{4'5} = \frac{\omega_{4'}}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_{4'}}$$

- 其中，齿轮 2 与 2'、4 与 4' 各为同一轴上的齿轮，所以  $\omega_2 = \omega_{2'}$ ， $\omega_4 = \omega_{4'}$

- 将以上各式等号两边分别连乘，得

$$\bullet i_{15} = i_{12} i_{2'3} i_{34} i_{4'5} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{\omega_{2'}}{\omega_3} \frac{\omega_3}{\omega_4} \frac{\omega_{4'}}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_3}{Z_{2'}} \frac{Z_4}{Z_3} \frac{Z_5}{Z_{4'}}$$

### 定轴齿轮系传动比的一般公式

- 设轮 1 为首轮，轮  $k$  为末轮，则可用相同的方法，推导出

$$\bullet i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = \frac{n_1}{n_k} = \frac{\text{所有从动轮齿数的连乘积}}{\text{所有主动轮齿数的连乘积}}$$

- $n_1$ 、 $n_k$  分别为首、末两轮的转速

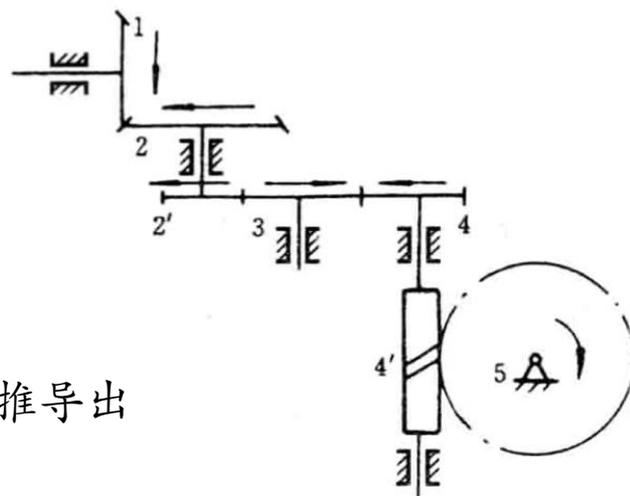
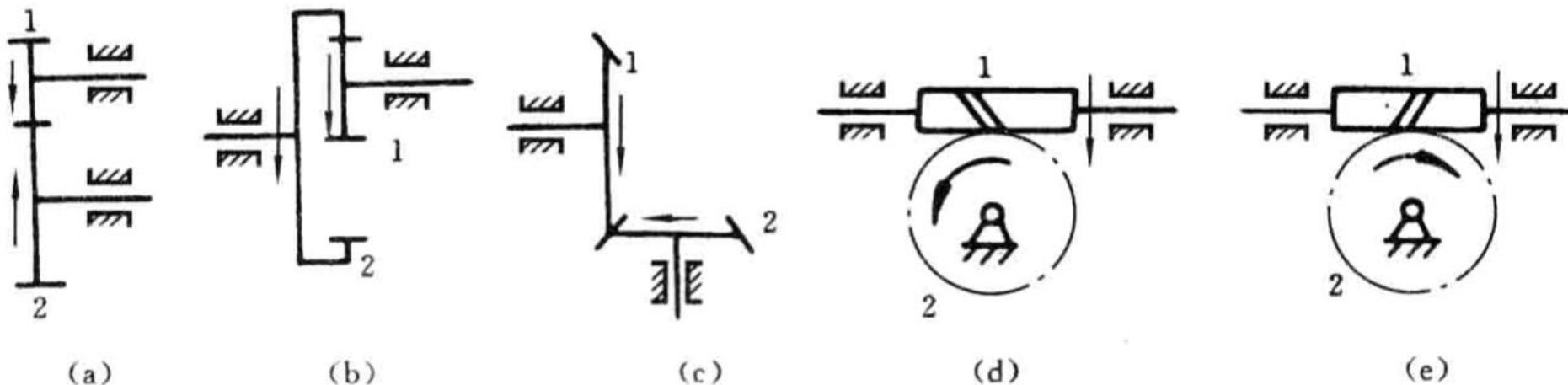


图 5-2 定轴齿轮系

## 首、末两轮转向关系的确定

- 一对相啮合齿轮的首、末轮转向关系与齿轮类型有关，可用标注箭头法来确定首、末轮的转向关系



设首轮 1 的转向已知，一对外啮合的圆柱齿轮的转向是相反的，故表示它们转向的箭头方向也是相反的

而一对内啮合的圆柱齿轮的转向是相同的，故表示它们转向的箭头方向也是相同的

对于锥齿轮啮合传动的转向，其首、末轮的转向可用两个相对或相反的箭头表示

因蜗杆一般不能沿轴向移动，故蜗杆推动蜗轮向相反的方向转动，如图中弧线箭头所示

对于左旋蜗杆，类似地可用左手法则来确定蜗杆转向

- 对于蜗杆蜗轮传动，为确定蜗轮的转向，首先要判断蜗杆的旋向
  - 对于右旋蜗杆需用右手法则确定蜗杆、蜗轮的相对运动关系
  - 确定方法是，将右手的四个指头顺着蜗杆的转向空握起来，则大拇指沿蜗杆轴线的指向即表示蜗轮固定时，蜗杆沿轴线的方向移动

# 首、末两轮转向关系的确定

- 在实际机器中，首、末轮的轴线相互平行的齿轮系应用较为普遍
  - 对于这种齿轮系，由于其首、末轮的转向不是相同就是相反，所以规定：
  - 当首、末两轮转向相同时，在其传动比计算公式的齿数比前冠以“+”号；转向相反时，则冠以“-”号
  - 这样，该公式既表示了传动比的大小，又表示了首、末轮的转向关系
- 根据这一规定，对于全部由平行轴圆柱齿轮组成的定轴齿轮系，可以不在齿轮上画出箭头，而在传动比计算公式的齿数比前乘以  $(-1)^m$ （ $m$  为外啮合齿轮的对数），这样也可以表明首、末轮转向的关系，即

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \frac{Z_2 Z_3 \dots Z_k}{Z_1 Z_2' \dots Z_{(k-1)'}}$$

- 但是必须指出：如果轮系中首、末两轮的轴线不平行，便不能采用在齿数比前标“+”或“-”号的方法来表示它们的转向关系
- 这时，它们的转向关系只能采用在图上打箭头的方式来表示

# 周转齿轮系及其传动比

齿轮系及其设计

# 周转齿轮系及其传动比

## • 周转齿轮系的特点

- 在齿轮运转时，若其中至少有一个齿轮的几何轴线绕另一个齿轮的固定几何轴线运动，则该齿轮系称为周转齿轮系。周转齿轮系由行星轮、中心轮、转臂和机架组成

## • 行星轮不是作单一的回转运动

- 周转齿轮系中的行星轮一方面绕自身的几何轴线  $O_2$  回转（自转），另一方面又随同转臂  $H$  绕几何轴线  $O_1$  回转（公转）
- 但若把支撑行星轮轴线的转臂相对固定，则周转齿轮系就转化成定轴齿轮系

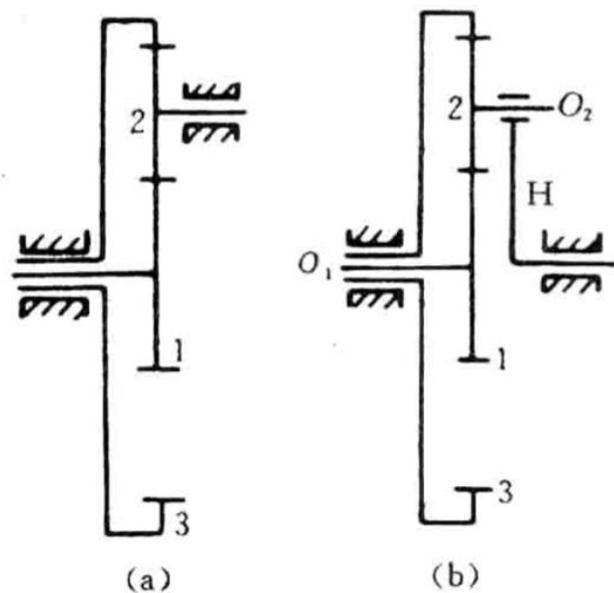


图 5-3 定轴齿轮系与周转齿轮系的异同

# 周转齿轮系及其传动比

- 周转齿轮系传动比的计算
  - 由于周转齿轮系中的行星轮既有自转又有公转，所以周转齿轮系各构件间的传动比便不能直接用求定轴齿轮系传动比的公式求解。求解周转齿轮系传动比的方法较多，下面仅介绍反转固定转臂法。

- 图示为一单排内外啮合的周转齿轮系的正视图

- 以  $\omega_1$ 、 $\omega_3$  和  $\omega_H$  分别表示中心轮 1、3 和转臂 H 的绝对角速度
- 推导公式时假设它们均同向转动
- 但解题时，如遇反向转动者，则应代入负值进行计算

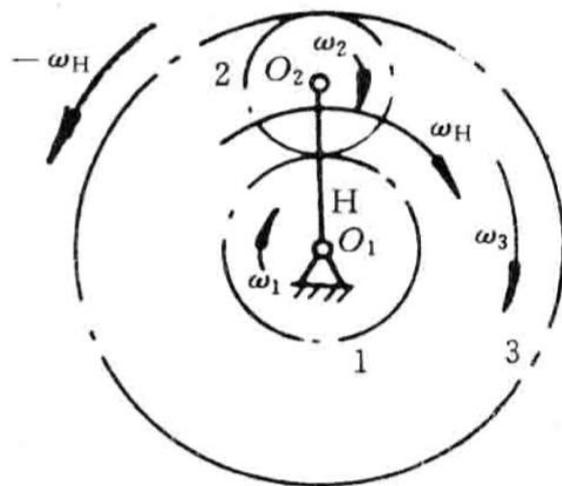


图 5-4 反转固定转臂法

# 复合齿轮系及其传动比

齿轮系及其设计

## 转化齿轮系（或称转化机构）

- 为使转臂相对固定，可给整个周转齿轮系加上一个与转臂 H 的角速度大小相等、方向相反的公共角速度  $-\omega_H$ 
  - 将原来的周转齿轮系就转化为假想的定轴齿轮系
    - 根据相对运动原理可知，这样做并不影响轮系中任意两构件的相对运动关系，但这时原来运动的转臂 H 却变为相对静止的机架
- 这种假想的定轴齿轮系称为原周转齿轮系的转化齿轮系（或称转化机构）

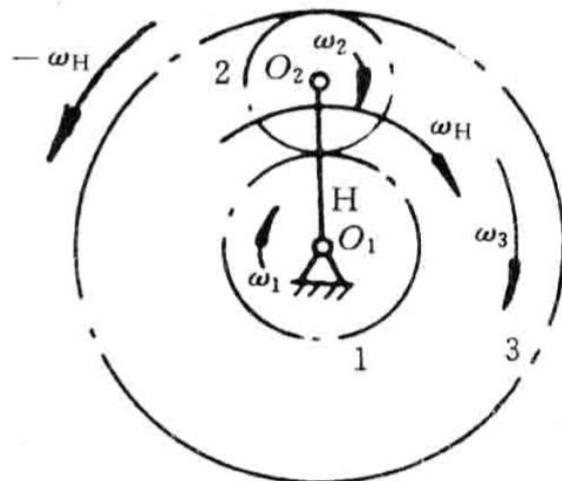


表 5-1 转化前后各构件的角速度

构件名称	周转齿轮系中各构件的绝对角速度	转化齿轮系中各构件的角速度
转臂 H	$\omega_H$	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$
中心轮 1	$\omega_1$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
中心轮 3	$\omega_3$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$

# 齿轮系的应用

齿轮系及其设计

# 齿轮系的应用

- 齿轮系在生产实际中有多种应用

1. 在体积较小及质量较小的条件下，实现大功率传动

2. 获得较大的传动比

3. 实现运动的合成

4. 实现运动的分解

5. 实现变速传动

6. 实现换向传动

## 1. 在体积较小及质量较小的条件下，实现大功率传动

- 行星减速器由于有多个行星轮同时啮合，而且通常采用内啮合传动，利用了内齿轮中部的空间，故与普通定轴齿轮系减速器相比，在同样的体积和质量条件下，可以传递较大的功率，工作也更为可靠
  - 因而，在大功率的传动中，为了减小传动机构的尺寸和减小传动机构的质量，广泛采用行星齿轮系。
  - 同时，由于行星减速器的输入轴和输出轴在同一根轴线上，行星轮在其周围均匀对称分布、所以在减速器的横剖面上，尺寸很紧凑。

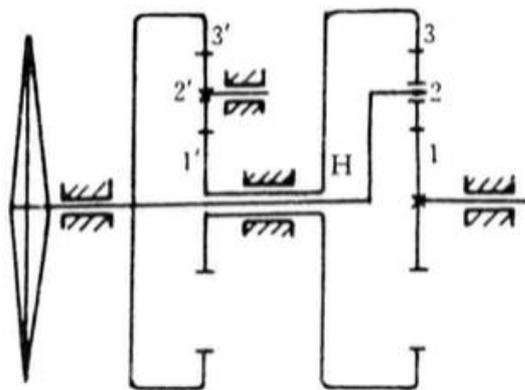


图 5-13 螺旋桨发动机主减速器

图 5-13 所示为某涡轮螺旋桨发动机主减速器的传动简图。这个轮系的右部是一个由中心轮 1、3，行星轮 2 和转臂 H 组成的自由度为 2 的差动齿轮系，左部是一个定轴齿轮系。定轴齿轮系将行星齿轮系的内齿轮 3 与转臂 H 的运动联系(封闭)起来，所以整个轮系是自由度为 1 的封闭式复合齿轮系。该齿轮系有四个行星轮 2，六个中间惰轮 2' (图中均只画出一个)。动力自小齿轮 1 输入后，分两路从转臂 H 和内齿轮 3 输往左部，最后在转臂 H 与内齿轮 3' 的接合处汇合，输往螺旋桨。由于采用了多个行星轮，加上功率分路传递，所以在较小的外廓尺寸下(它的径向外廓尺寸由内齿圈 3 和 3' 的外廓尺寸确定，约为 430 mm)，传递功率达 2 850 kW。整个轮系的减速比  $i_{1H}$  为 11.45。

## 2. 获得较大的传动比

利用行星齿轮系可以获得较大的传动比,而且机构很紧凑。如图 5-14 所示的行星齿轮系,只用了四个齿轮( $z_1 = 100, z_2 = 101, z_{2'} = 100, z_3 = 99$ ),其传动比可达  $i_{H1} = 10\ 000$ 。现作如下计算。

根据式(5-3)得

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} = \frac{101 \times 99}{100 \times 100} = \frac{9\ 999}{10\ 000}$$

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - \frac{9\ 999}{10\ 000} = \frac{1}{10\ 000}$$

即  $i_{H1} = 10\ 000$

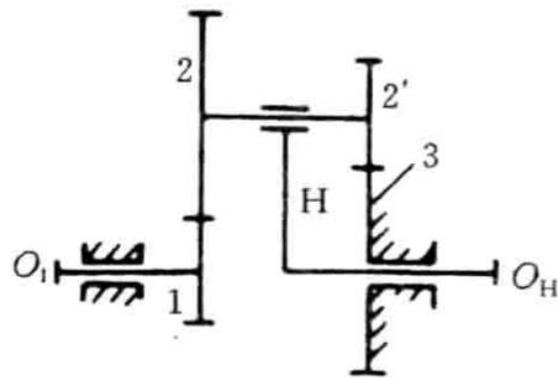


图 5-14 大传动比行星齿轮系

这就是说,在转臂 H 转 10 000 转时,齿轮 1 才转一转,可见其传动比很大。但应指出的是:图 5-14 所示类型的行星齿轮系,减速比越大,传动的机械效率就越低,故只适用于辅助装置的传动机构,不宜用于大功率的传动机构。

同时,由于这种大传动比的行星齿轮系在增速时一般都具有自锁性,故不能用于增速传动机构。

### 3. 实现运动的合成

- 对于自由度为2的差动齿轮系来说，它的三个基本构件都是运动的，因此，只有给定其中任意两个基本构件的运动，第三个基本构件的运动才能确定
  - 第三个基本构件的运动为另两个基本构件运动的合成

因  $z_1 = z_3$ ，故有

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -1$$

或

$$n_H = \frac{1}{2}(n_1 + n_3)$$

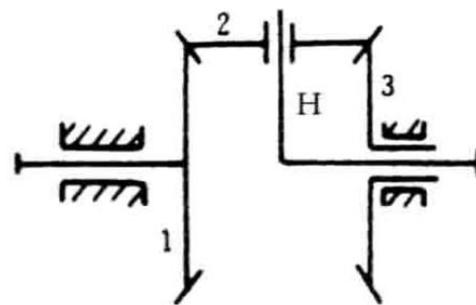


图 5-15 运动的合成

式(a)表明，转臂 H 的转速  $n_H$  是轮 1 及轮 3 转速的合成。若设轮 1 为从动件，则式(a)可改写为

$$n_1 = 2n_H - n_3 \quad (b)$$

因为轮系中的齿轮转角有正、负之分，故可利用图 5-15 所示的轮系完成代数量的加、减运算。

该齿轮系还可用来实现运动的合成，在机床、机械式计算机、补偿调整装置等中得到了广泛的应用。

## 4. 实现运动的分解

自由度为 2 的差动齿轮系不仅能将两个独立的转动合成为一个转动,而且还可以将一个主动构件的转动按所需的比例分解为另外两个从动构件的转动。现以汽车后轴的差速器为例来说明这个问题。

图 5-16(a)所示为装在汽车后轴上的差动齿轮系(常称差速器)。发动机通过传动轴驱动齿轮 5,齿轮 4 上固连着转臂 H,转臂 H 上装有行星轮 2。在此轮系中,齿轮 1、2、3 及转臂 H 组成一差动齿轮系。

当汽车沿直线行驶时,两个后轮所走的路程相同,故后轮 1、3 的转速要求相等,即  $n_1 = n_3$ 。运动由齿轮 5 传给齿轮 4,而齿轮 1、2、3 和齿轮 4 成为一个整体,随齿轮 4 一起转动。此时行星轮 2 不绕自己的轴线转动。

当汽车转弯时,左、右两轮所走的路程不相等,故齿轮 1、3 应当具有不同的转速。此时行星轮 2 除随同齿轮 4(即转臂 H)一道回转外,还绕自己的轴线转动,因而齿轮 1、2、3 及转臂 H 组成一行星齿轮系。

设汽车在向左转弯行驶时,汽车的两前轮在转向机构(如图 5-16(b)所示的 ABCD 四杆机构)的操纵下,其轴线与汽车两后轮的轴线相交于点 P,这时整个汽车可看成是绕着点 P 回转。又设轮子在地面上不打滑,则两个后轮的转速应与弯道半径成正比,故由图 5-16(b)可得

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{R-L}{R+L} \quad (a)$$

式中:R 为弯道平均半径;L 为  $\frac{1}{2}$  轮距。

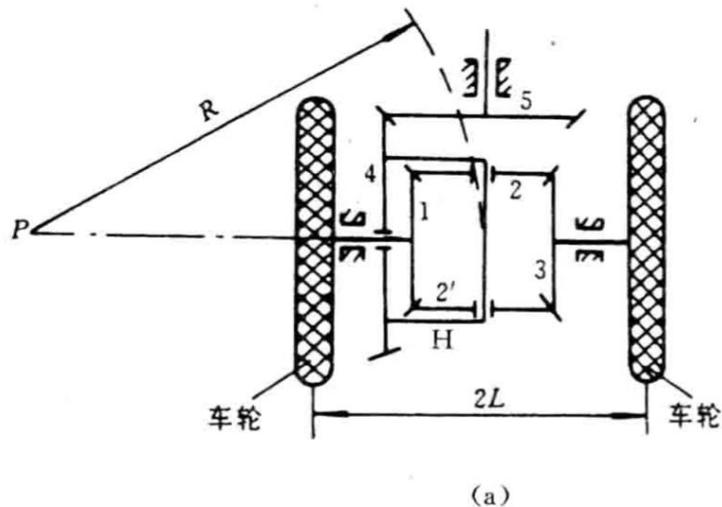
又在差动轮系中,  $n_H = n_4$ , 且有

$$\frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -1 \quad (b)$$

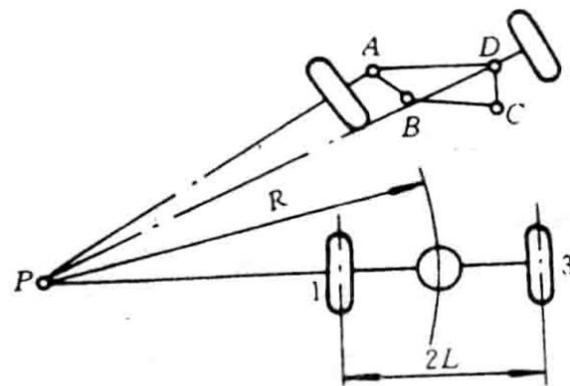
于是联立解式(a)、式(b)可得

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= \frac{R-L}{R} n_4 \\ n_3 &= \frac{R+L}{R} n_4 \end{aligned} \right\} \quad (c)$$

此即说明,当汽车转弯时,可利用此差速器将主轴的一个转动分解为两个后轮的不同转动。



(a)



(b)

## 5. 实现变速传动

- 利用自由度为2的差动齿轮系还可以实现变速传动
  - 图示为用于炼钢转炉变速倾动装置中的差动齿轮系，根据生产要求，希望在装料的过程中炉体倾动快，而在出钢和出渣的过程中炉体倾动慢，这一变速要求可以通过该差动齿轮系来实现
  - 整个轮系中包括一个由中心轮1、3，行星轮2和转臂H组成的差动轮系
  - 中心轮1、3分别由交流电动机  $M_1$  和  $M_2$  通过定轴齿轮系驱动，而转臂H则通过定轴齿轮系输出运动
  - 通过电动机  $M_1$  和  $M_2$  同向旋转或反向旋转，或  $M_1$  开动， $M_2$  制动，或  $M_2$  开动、 $M_1$  制动，可以得到四种不同的输出转速，从而满足生产的要求，这种变速装置比起用定轴齿轮系滑移换挡变速可靠得多，同时比起用电动机调速，又省去了复杂的电气控制系统

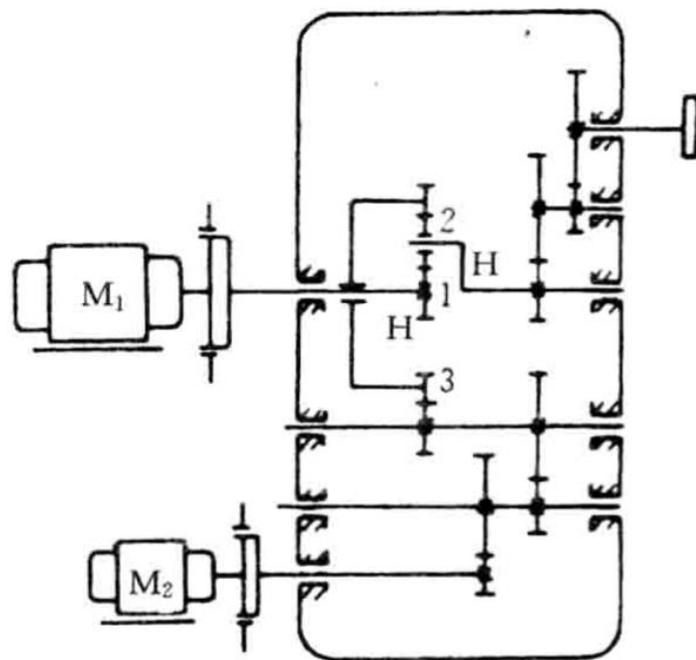


图 5-17 转炉倾动装置的传动简图

## 6. 实现换向传动

- 在主动轴转向不变的条件下，利用轮系可改变从动轴的转向
- 图示为车四挡变速箱传动的简图
  - 利用此轮系既可变速，又能反向
  - 图中，I 为输入轴，II 为输出轴，4、6 为滑移齿轮，A、B 为齿套离合器，齿轮 1、2 始终处于啮合状态
  - 这种四挡变速箱可使输出轴得到四种转速
  - 当齿轮 6 与 8 踏合时，齿轮 3 与 4 及离合器 A 与 B 均脱离，使输出轴 II 的转向得到改变，此即变速箱的倒挡，从而实现了换向运动

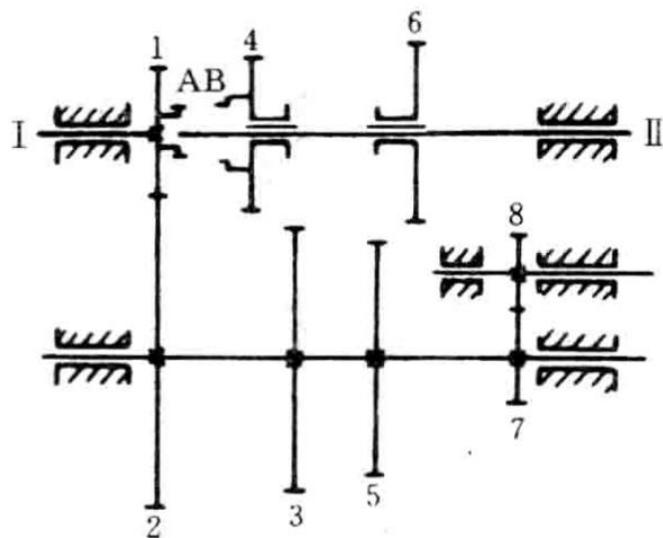


图 5-18 四挡变速箱传动简图

# 行星轮系设计

齿轮系及其设计

# 行星轮系设计

- 行星轮系是一种共轴式传动装置，即轮系中的中心轮及转臂的轴线是重合的
- 在生产实际中，为了使行星轮系中的惯性力相互平衡，减轻轮齿上的载荷，以减小中心轮轴承上的作用力，行星轮系一般采用有多个行星轮的对称结构，即采用几个完全相同的行星轮均匀地分布在中心轮的周围
- 对于只有一个行星轮的行星轮系，各轮齿数应满足以下两个条件：
  - ① 实现给定的传动比，即满足传动比条件
  - ② 要求两中心轮及转臂的轴线重合，即满足同心条件
- 对于这种装有至个行星轮的轮系，还须满足以下两个条件
  - ① 装在转臂上的所有行星轮，要求能严格均匀地装入两中心轮之间，即满足装配条件
  - ② 相邻两行星轮的齿顶不能相碰，即满足邻接条件

# 行星轮系设计

- 下面以单排2K-H型行星轮系为例，介绍行星轮系设计
  - 自由度  $F = 1$ ，中心轮数  $k = 2$ ， $H$  为转臂
  - 简称 NGW 型， $N$  为内齿轮， $G$  为行星轮， $W$  为外齿轮

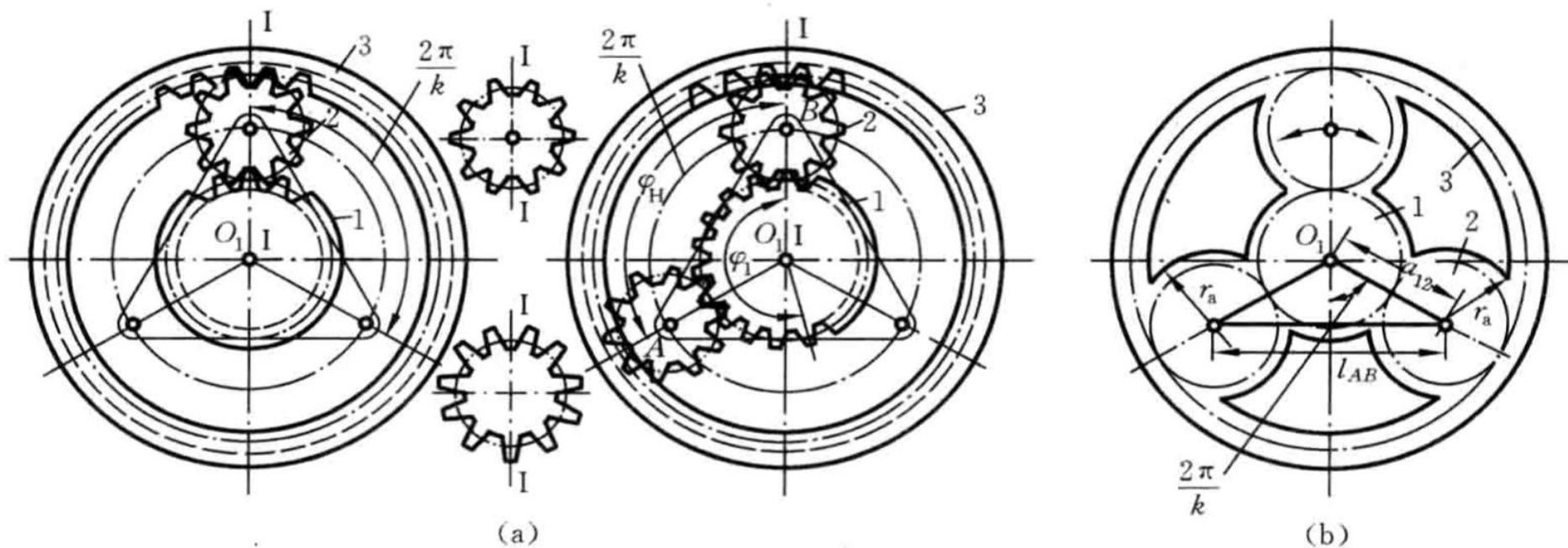


图 5-22 2K-H 型行星轮系的设计

## 行星轮系设计

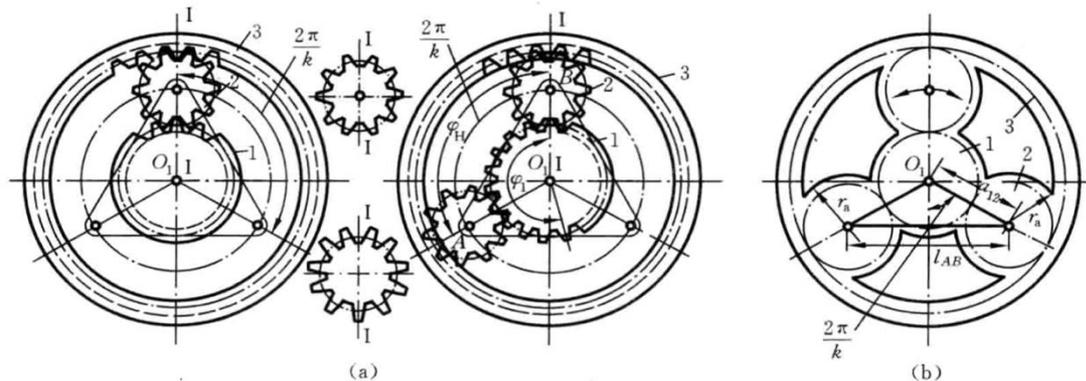


图 5-22 2K-H 型行星轮系的设计

### 1. 传动比条件

当行星轮系传动  $i_{1H} = \omega_1 / \omega_H$  给定时, 由齿轮系传动比计算式可得

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

所以

$$z_3 = (i_{1H} - 1)z_1 \quad (5-5)$$

### 2. 同心条件

行星轮系要求两中心轮 1、3 及转臂 H 的几何轴线重合, 即中心轮 1 与行星轮 2 的中心距  $a_{12}$  等于中心轮 3 与行星轮 2 的中心距  $a_{23}$ , 即  $a_{12} = a_{23}$ 。

根据正确啮合条件, 1、2 及 3 三个齿轮的模数应相等, 若三个齿轮均为标准齿轮传动或高度变位齿轮传动, 则有

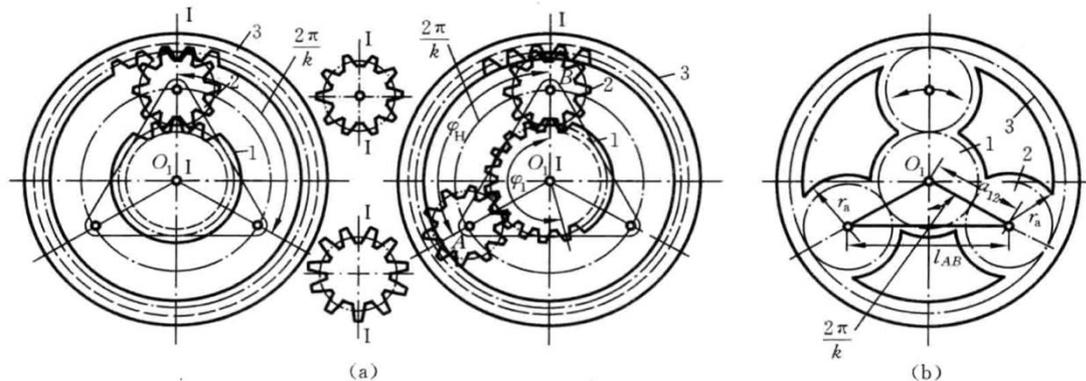
$$\frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m(z_3 - z_2)}{2}$$

由此可得

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2} \quad (5-6)$$

上述为 NGW 型行星轮系所要满足的同心条件。式(5-6)表明, 两中心轮的齿数同时为偶数或同时为奇数。

## 行星轮系设计



### 3. 装配条件

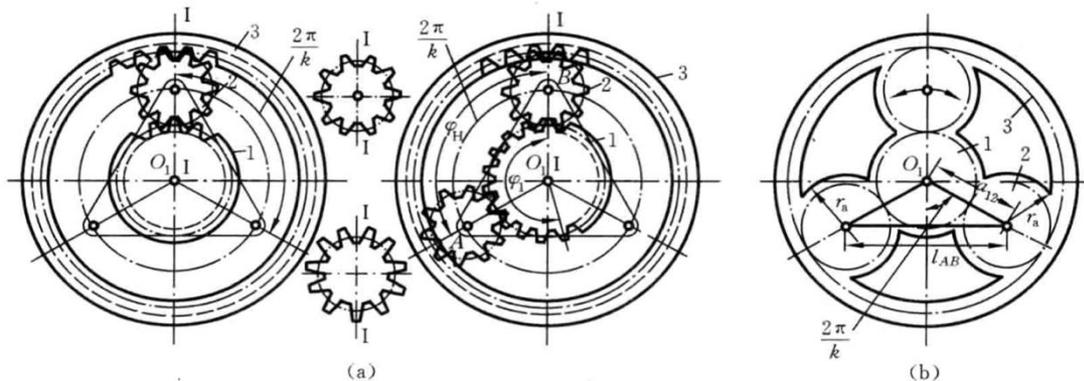
对于装有多行星轮的轮系,要求装在转臂上的所有行星轮能严格均匀地装入两中心轮之间。假设行星轮的个数为  $k$ , 图 5-22(a) 所示的行星轮系中, 有三个行星轮 ( $k=3$ ), 其均布行星轮之间的夹角为  $2\pi/k=2\pi/3$ , 在调整中心轮 1、3 的相对位置后, 总能在图示位置 A 处装入第一个行星轮, 装上第一个行星轮后, 将中心轮 3 固定, 让转臂 H 带着第一个行星轮转到位置 B, 这时转臂转过的角度为  $\varphi_H=2\pi/k$ , 而中心轮 1 相应的转角  $\varphi_1$  是由行星轮系传动比决定的。因为

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\varphi_1}{\varphi_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

所以

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

## 行星轮系设计



### 3. 装配条件

如果这时在位置 A 又能装入第二个行星轮, 则中心轮 1 在位置 A 的轮齿相位应与它回转  $\varphi_1$  角之前在该位置时的轮齿相位完全相同, 也就是说, 角  $\varphi_1$  必须能被中心轮 1 的齿距角  $2\pi/z_1$  整除, 即刚好是  $N$  个轮齿所对的中心角, 故

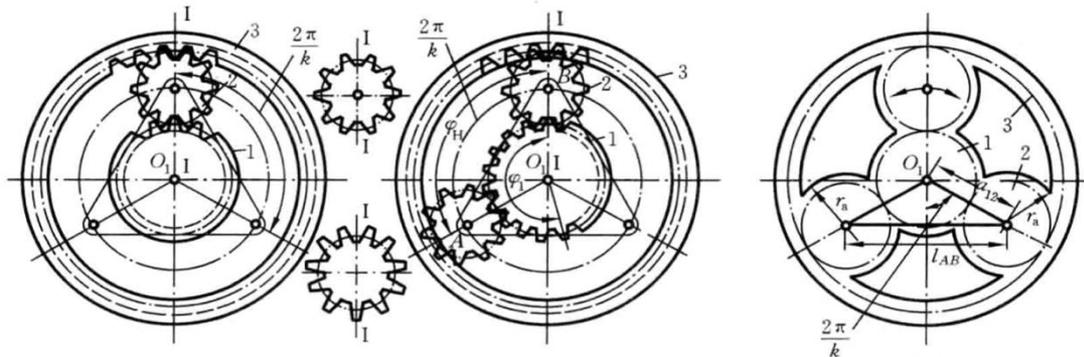
$$\varphi_1 = N \left( \frac{2\pi}{z_1} \right)$$

解以上两式得

$$N = \frac{z_1 + z_3}{k} \quad (5-7)$$

当满足以上条件时, 则在位置 A 必然又出现开始装第一个行星轮时的状态, 于是可在位置 A 装入第二个行星轮。以此类推, 直至  $k$  个行星轮全部装完为止, 式 (5-7) 即是单排 2K-H 型行星轮系应满足的装配条件。

## 行星轮系设计



### 4. 邻接条件

行星轮的个数  $k$  越多, 则其承载能力越大。但是行星轮的个数  $k$  有极限值, 其原因是相邻两行星轮的齿顶不能相碰。由图 5-22(b) 可见, 相邻两行星轮的中心距  $l_{AB}$  必须大于行星轮的齿顶圆直径。若采用标准齿轮, 则

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

将  $r_1 = \frac{1}{2} m z_1$ 、 $r_2 = \frac{1}{2} m z_2$  代入上式, 整理后得

$$z_2 < \frac{z_1 \sin \frac{\pi}{k} - 2h_a^*}{1 - \sin \frac{\pi}{k}} \quad (5-8)$$

式(5-8)即为单排 2K-H 型行星轮系应满足的装配条件。

为了便于设计时选择各轮齿数, 通常把前三个条件合并为一个总的配齿公式。由式(5-5)~式(5-7)得

$$z_1 : z_2 : z_3 : N = z_1 : \frac{z_1 (i_{1H} - 2)}{2} : z_1 (i_{1H} - 1) : \frac{z_1 i_{1H}}{k} \quad (5-9)$$

# 其他行星传动简介

齿轮系及其设计

# 渐开线少齿差行星传动

- 图示为渐开线少齿差行星传动的简图
  - 它是由固定内齿轮 1、行星轮 2、转臂 H、等角速比机构 3 以及输出轴 V 组成
- K-H-V 型行星轮系
  - 基本构件是中心轮 1 (K)、转臂 H 及一根带输出机构的输出轴 V
- 特点
  - 它与前述各种行星轮系的不同在于，当用于减速时，转臂 H 为主动而输出的是行星轮的绝对运动，而不是中心轮或转臂的绝对运动。由于太阳轮 1 与行星轮 2 的齿廓均为渐开线，且齿数相差很少（一般为 1~4）故称为渐开线少齿差行星传动

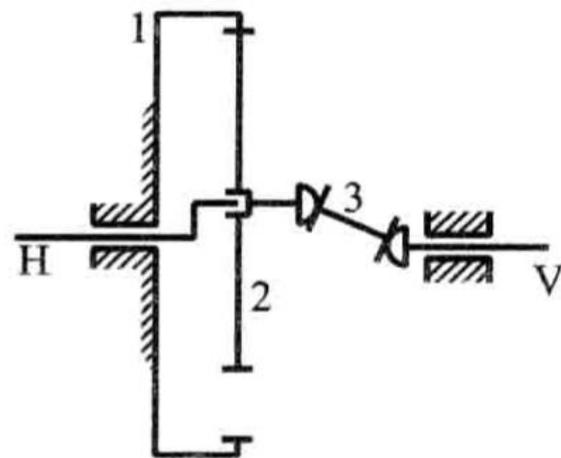


图 5-23 渐开线少齿差行星传动的简图

# 渐开线少齿差行星传动

- 其传动比  $i_{21}^H = \frac{n_2 - n_H}{n_1 - n_H} = 1 - i_{2H} = \frac{z_1}{z_2}$

- 得到  $i_{2H} = \frac{n_2}{n_H} = 1 - \frac{z_1}{z_2} = -\frac{z_1 - z_2}{z_2}$

- 所以当转臂主动、行星轮从动时的传动比为

- $i_{H2} = i_{HV} = \frac{n_H}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1 - z_2}$

- 由于行星轮是作复合平面运动的，它既有自转，又有公转，因此要用一根轴直接把行星轮的运动输出出来是不可能的，而必须在行星轮轴与输出轴 V 之间安装一个能实现等角速比传动的输出机构

- 目前应用最为广泛的是孔销式输出机构

- 左式表明，齿数差  $z_1 - z_2$  很小时，传动比  $i_{HV}$  很大

- 当  $z_1 - z_2 = 1$  时，得一齿差行星传动，其传动比  $i_{HV} = -z_2$

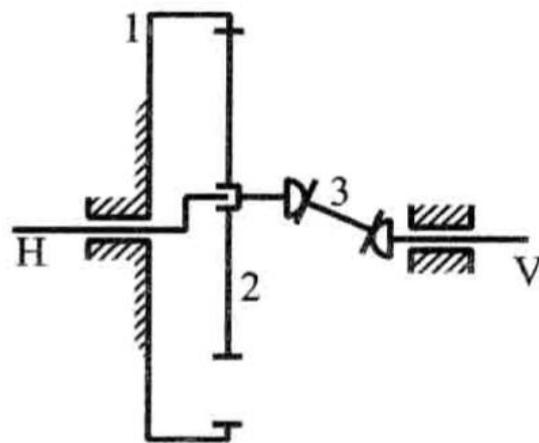


图 5-23 渐开线少齿差行星传动的简图

# 渐开线少齿差行星传动

- 图中  $O_2$ 、 $O_3$ ，分别为行星轮和输出轴圆盘的中心
  - 行星轮 2 上均匀地开有 6 个圆孔（常采用 6~12 个），其一个中心为 A
  - 在输出轴的圆盘 3 上，在半径相同的圆周上，均布有相同数量的圆柱销，其一个中心为 B，这些圆柱销对应地插行星轮的上述圆孔中
  - 行星轮上销孔的半径为  $r_k$ ，输出轴上销套的半径为  $r_x$ ，设计时取转臂的偏距为  $e$ （齿轮 1、2 的中心距），当  $e = r_k - r_x$  时， $O_2$ 、 $O_3$ 、A、B 将构成平行四边形  $O_2ABO_3$
  - 由于在运动过程中，位于行星轮上的  $O_2A$  和位于输出轴圆盘上的  $O_3B$  始终保持平行，使得输出轴 V 将与行星轮等速同向转动
- 此外，还需要一个输出机构，致使其传递的功率和传动效率受到一些限制，所以一般只用于中、小功率传动

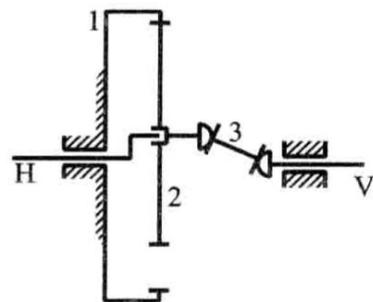


图 5-23 渐开线少齿差行星传动的简图

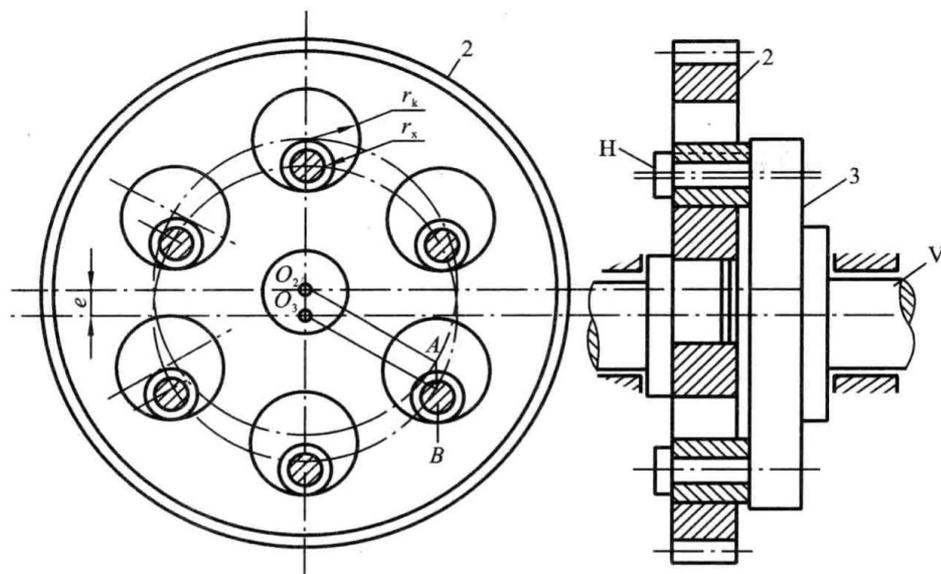


图 5-24 孔销式输出机构示意图

# 摆线针轮传动

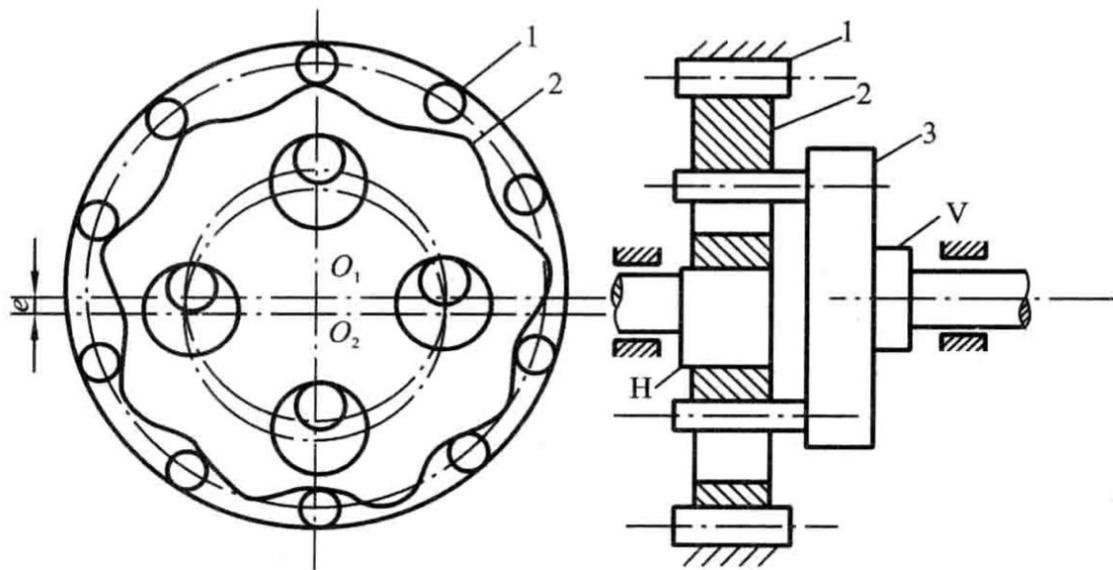
- 摆线针轮传动的原理与渐开线少齿差行星轮传动基本相同，只是行星轮的齿廓曲线不是渐开线，而是外摆线
- 中心内齿轮采用了针轮，即由固定在机壳上带有滚动销套的圆柱销组成（即小圆柱针销），摆线针轮行星传动由此而得名
- 1 为针轮，2 为摆线行星轮，H 为转臂，3 为输出机构
- 其输出机构采用孔销式机构

## 一齿差 K-H-V 行星轮系

- 行星轮与中心轮的齿数只差一齿
- 传动比为

$$i_{HV} = i_{H2} = \frac{n_H}{n_2}$$

$$= -\frac{z_2}{z_1 - z_2} = -z_2$$



# 摆线针轮传动

## • 摆线针轮传动特点：

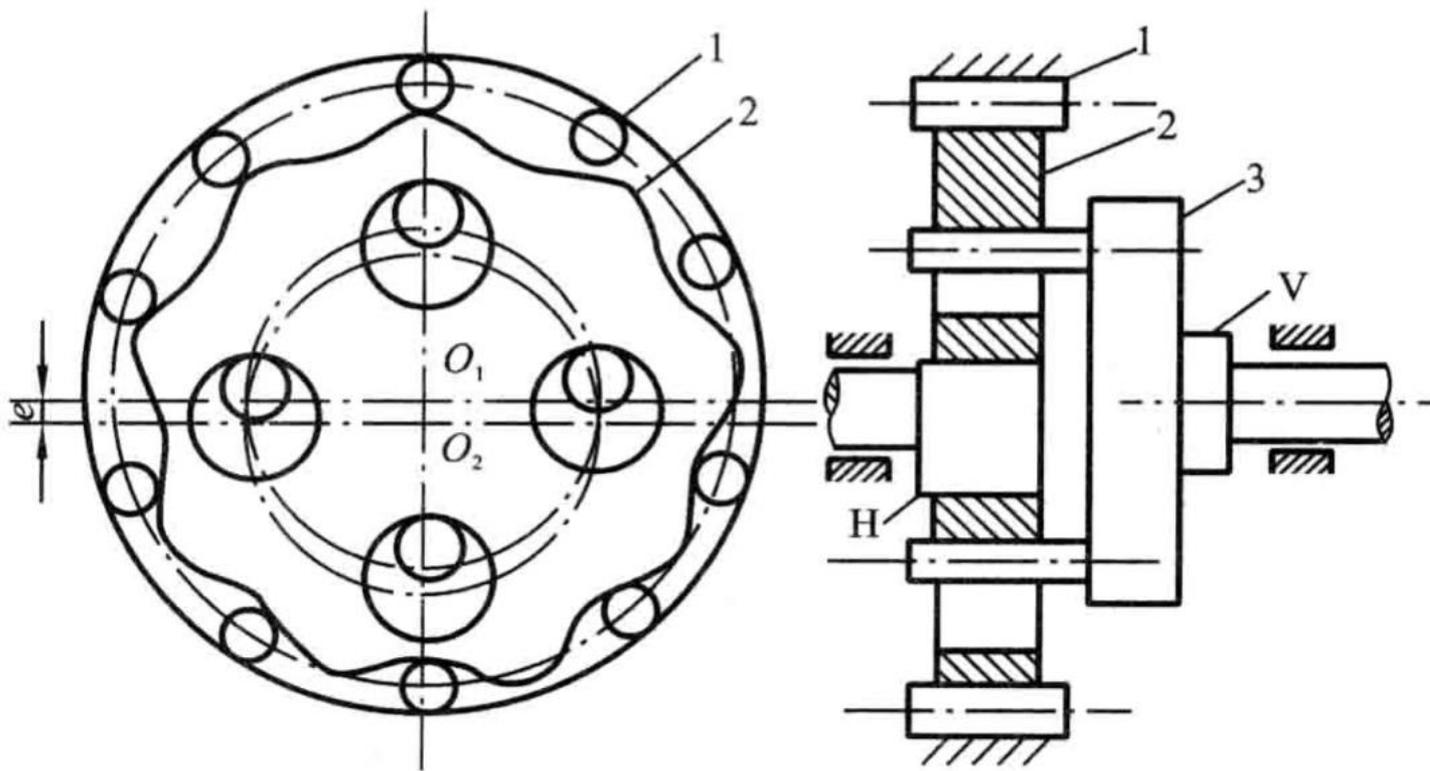
传动比大、结构紧凑

不存在齿顶相碰和齿廓重叠干涉的问题

同时啮合的齿数多（理论上有一半的轮齿处于啮合状态），故传动平稳、承载能力高

啮合角小于渐开线一齿差行星齿轮传动的啮合角，因而减轻了轴承载荷，有较高的传动效率

需要专用设备制造，加工及安装精度要求高，成本较高

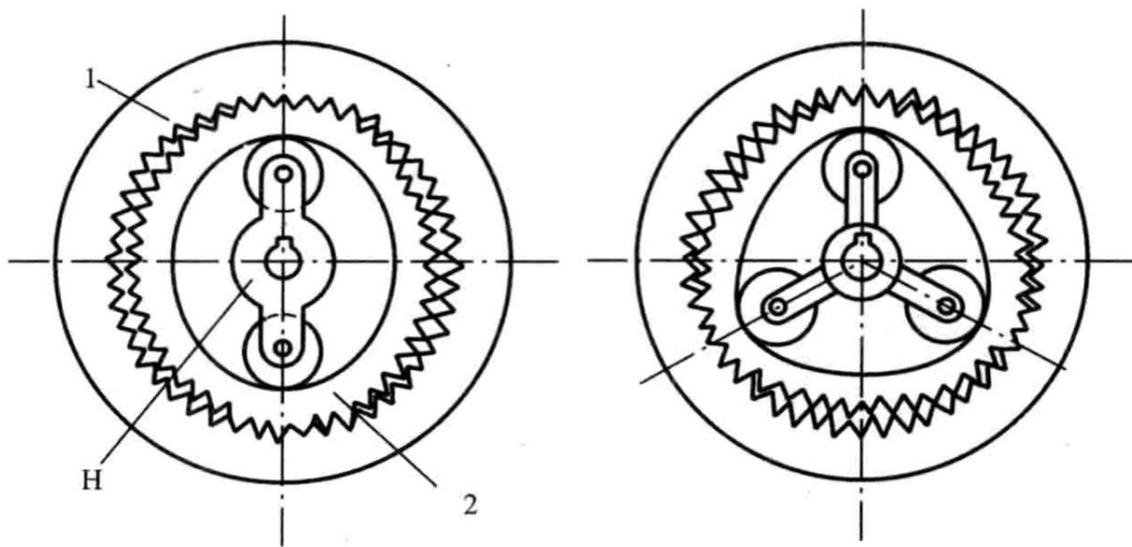


摆线针轮行星传动目前在车工、矿山、冶金、造船、化工等工业部门均有广泛的应用

# 谐波齿轮传动

- 利用行星轮系传动原理发展起来的一种新型传动
- 由三个基本构件组成，即
  - 具有内齿的刚轮 1、具有外齿的柔轮 2 和激波器（又称波发生器）H
  - 与行星传动一样，在这三个构件中必须有一个是固定的，而其余两个，一个为主动件，另一个为从动件

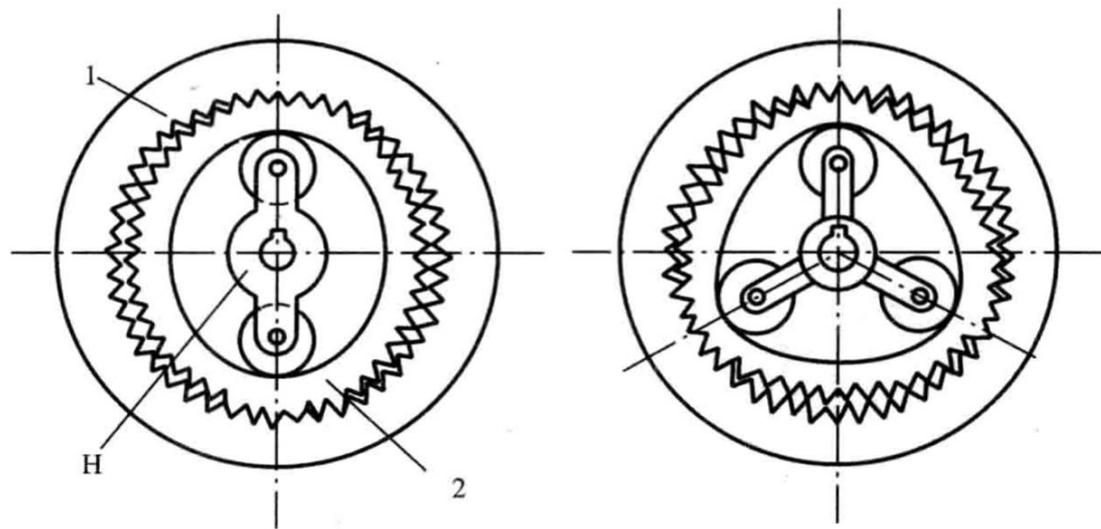
- 通常将波发生器作为主动件，而刚轮和柔轮之一为从动件，另一个为固定件



# 谐波齿轮传动

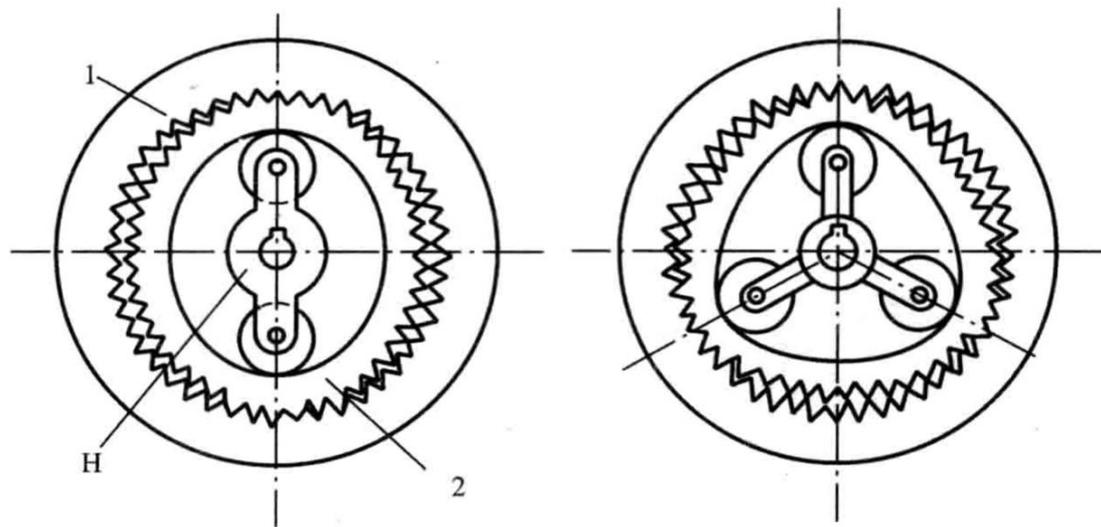
- 工作原理：波发生器的长度比未变形的柔轮内圆直径大
  - 波发生器装入柔轮内圆时，迫使柔轮产生弹性变形而呈椭圆状，于是椭圆形柔轮的长轴端附近的齿与刚轮齿完全啮合，短轴端附近的齿与刚轮齿完全脱开
  - 在柔轮其余各处，有的齿处于啮合状态，有的齿处于啮出状态
  - 当波发生器连续转动时，柔轮长短轴的位置不断变化，使柔轮的齿依次进入啮合，然后再依次退出啮合，从而实现啮合传动

- 在传动过程中，柔轮产生的弹性变形波近似于谐波，故称为谐波齿轮传动



# 谐波齿轮传动

- 啮合过程和行星齿轮传动类似，按照周转轮系的计算方法得到传动比
  - (1) 当刚轮 1 固定，波发生器 H 为主动件、柔轮 2 为从动件时，有
    - $$i_{21}^H = \frac{n_2 - n_H}{n_1 - n_H} = 1 - i_{2H} = \frac{z_1}{z_2} \quad i_{H2} = \frac{n_H}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1 - z_2}$$
  - (2) 当柔轮 2 固定，波发生器 H 为主动件、刚轮 1 为从动件时，传动比
    - $$i_{H1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_2}$$
- 齿数差是根据波发生器转一周柔轮变形时与刚轮同时啮合区域的数目（变形波数）来确定
  - 目前多用双波（有两个啮合区）和三波（有三个啮合区）传动



# 谐波齿轮传动

- 特点:

传动比大，且变化范围宽

在传动比很大的情况下仍具有较高的效率

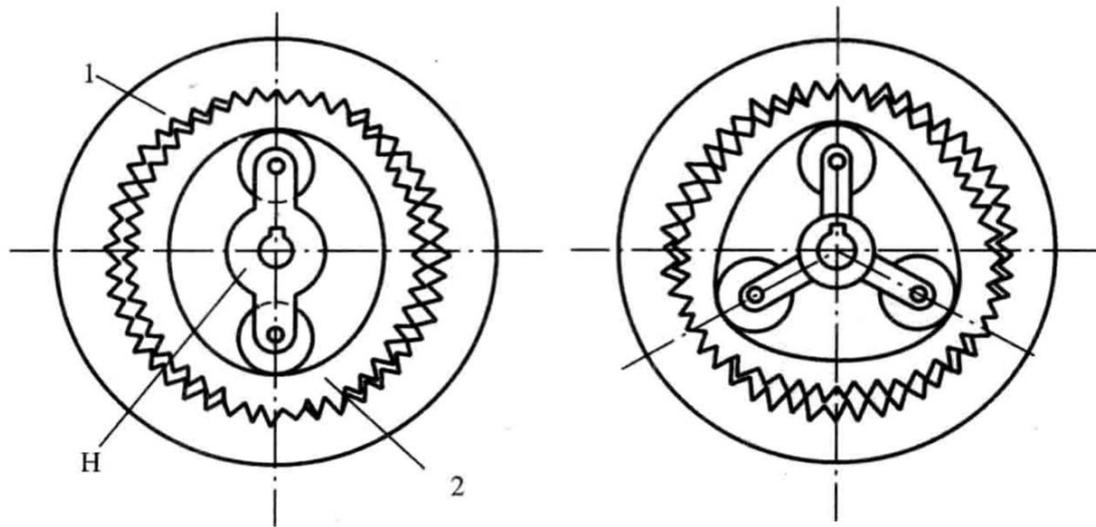
结构简单，体积小，重量轻

齿面相对速度低，齿面之间接近于面接触，故磨损小，运动平稳

由于多齿啮合的平均效应，运动精度高

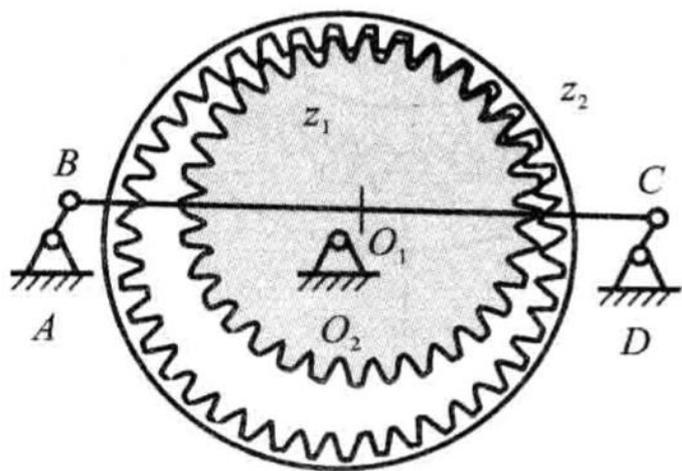
但是柔轮易发生疲劳损坏，启动力矩较大

- 广泛应用于军工机械、精密机械、自动化机械等传动系统

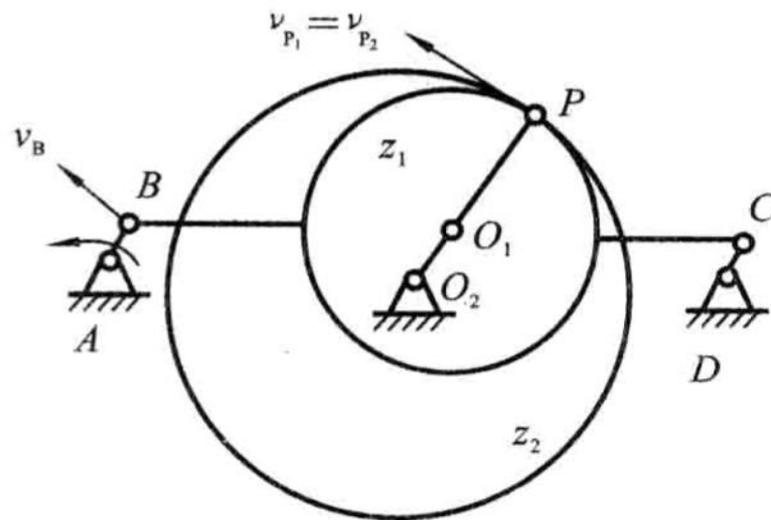


# 平动齿轮传动

- 平行四边形 ABCD 的连杆 BC 与齿轮  $z_1$  固接在一起，齿轮中心  $O_1$  位于连杆轴线上，随同连杆 BC 作无自转的平动
- 两齿轮的中心距  $O_1O_2 = AB = CD$ ，且与 AB、CD 平行



(a)



(b)

# 平动齿轮传动

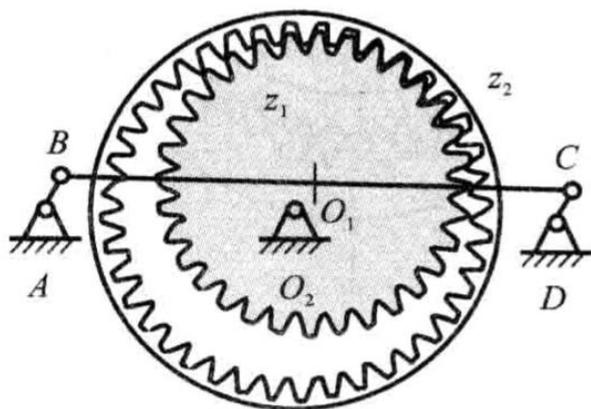
- 设齿轮 1、2 的分度圆半径分别为  $r_1$ 、 $r_2$ ，利用两齿轮的瞬心  $P$  为速度重合点的概念，可推导出其传动比

- $v_{P_1} = v_{P_2}$ ,  $v_{P_1} = v_B = \omega_1 l_{AB} = \omega_1 l_{O_1 O_2} = \omega_1 (r_2 - r_1)$

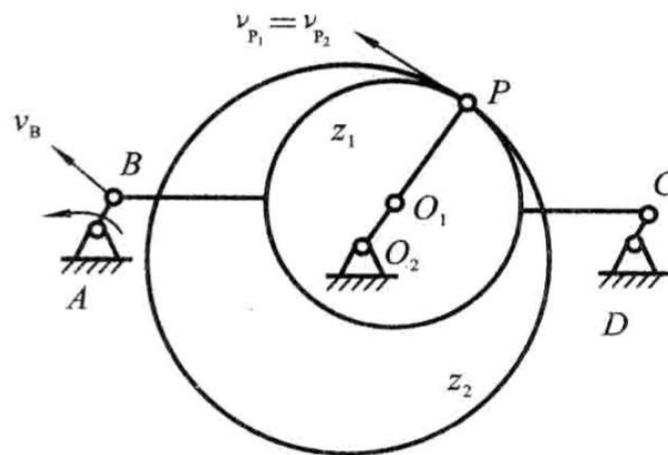
- $v_{P_2} = \omega_2 r_2$ ,  $\omega_1 (r_2 - r_1) = \omega_2 r_2$

- $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_2 - r_1} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$

当步数差很小时，平动齿轮传动可获得较大传动比



(a)



(b)



机械设计

# Design & Learning Research Group

谢谢~

宋超阳  
[songcy@ieee.org](mailto:songcy@ieee.org)