

第八章 轮系及其设计

徐鹏

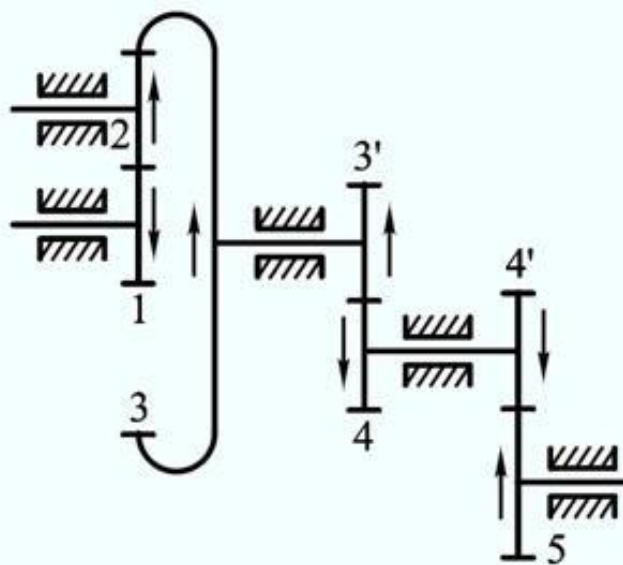
哈尔滨工业大学（深圳）

本章内容

- 掌握轮系的分类、基本概念及用途；
- 熟练掌握定轴轮系、周转轮系和复合轮系的传动比计算（重点）；
- 了解行星轮系的效率计算；
- 了解行星轮系的设计方法。

§ 8-1 轮系的类型

轮系(Gear Train)：用一系列互相啮合的齿轮将主动轴和从动轴连接起来，这种多齿轮的传动装置称为轮系。



轮系的组成 (00)

(1) 定轴轮系(Fixed Axis Gear Train)

所有齿轮均作定轴转动。

平面定轴轮系和空间定轴轮系：定轴轮系 (00)

(2) 周转轮系(epicyclic Gear Train)

- 行星轮系 (00) (Planetary Gear Train)
- 差动轮系 (00) (Differential Gear Train)

周转轮系结构及分类

特征：有一个(组)齿轮几何轴线位置不固定，绕其他定轴齿轮轴线作行星运动。

基本周转轮系的组成

行星轮(planet gear)

回转轴线有公转运动

中心轮(central gear)K，又称为太阳轮(sun gear)

系杆 (crank arm)H，又称为行星架(planet carrier)

输入输出构件

中心轮和系杆

基本构件

(fundamental member)

两者回转轴线位置固定并且重合

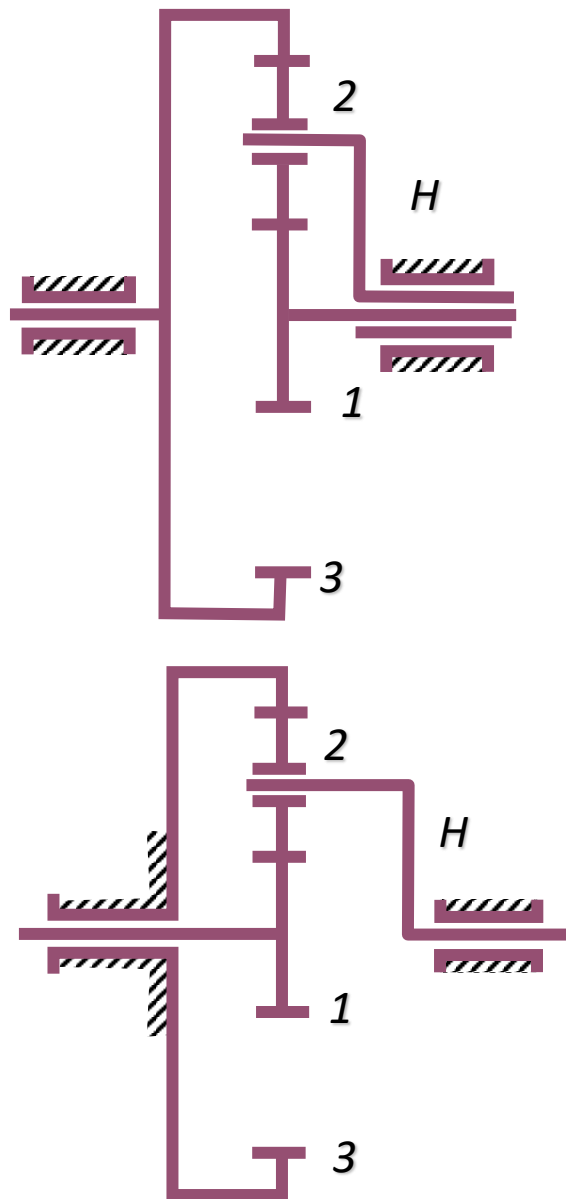
轮系的类型

周转轮系分类

•按自由度分

(1) 差动轮系 ($F=2$)

(2) 行星轮系 ($F=1$)

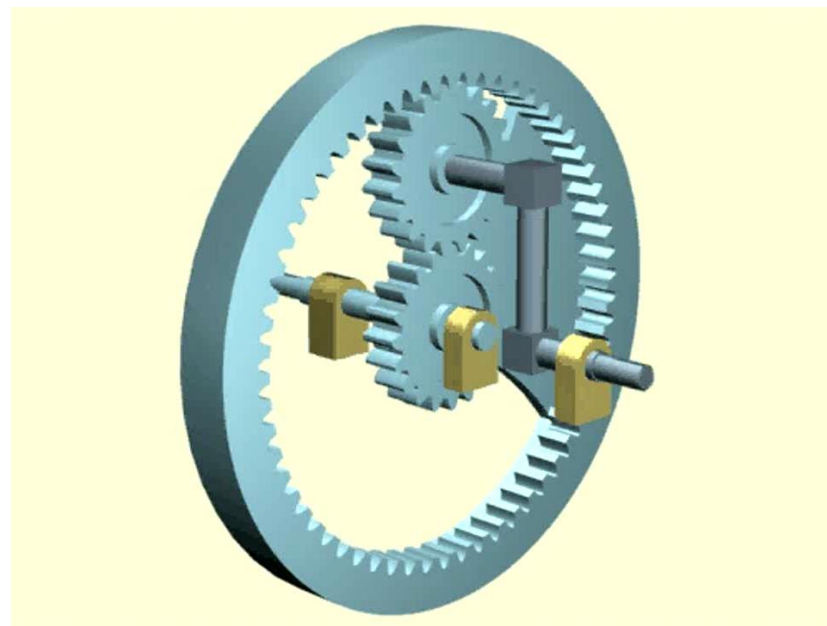
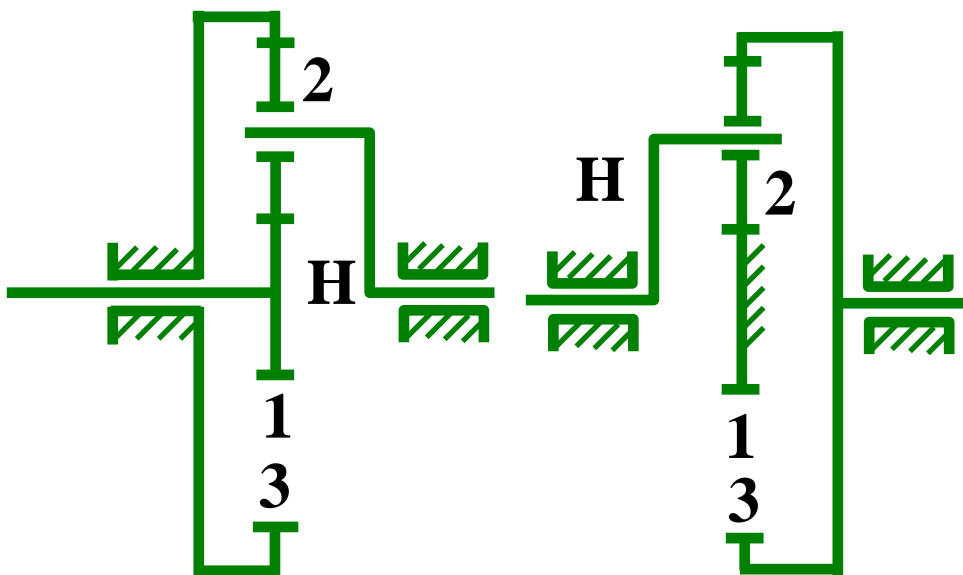


轮系的类型

●按基本构件分

按基本构件的特点分类，周转轮系可分为2K-H型周转轮系和3K型周转轮系。

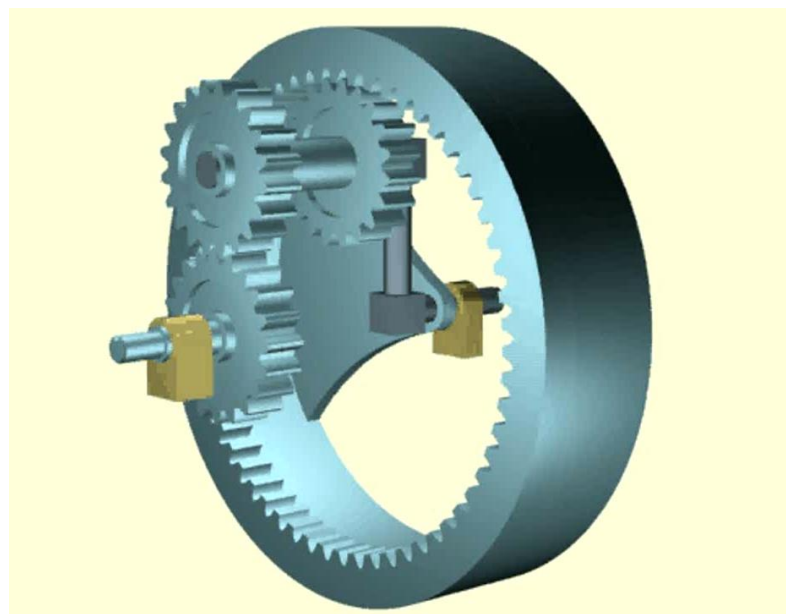
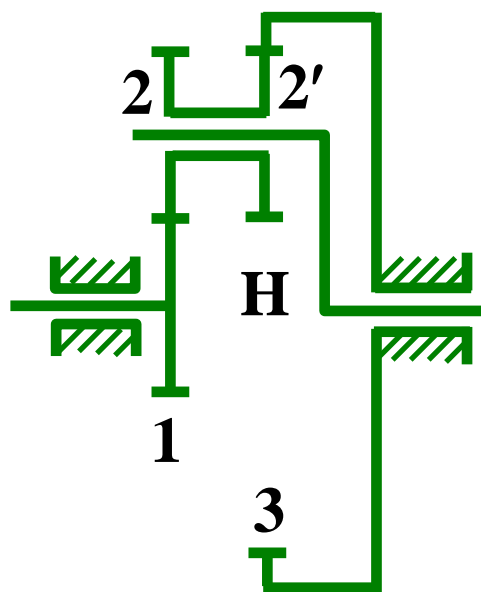
2K-H型周转轮系



单排内外啮合型行星轮系

按基本构件的特点分类，周转轮系可分为2K-H型周转轮系和3K型周转轮系。

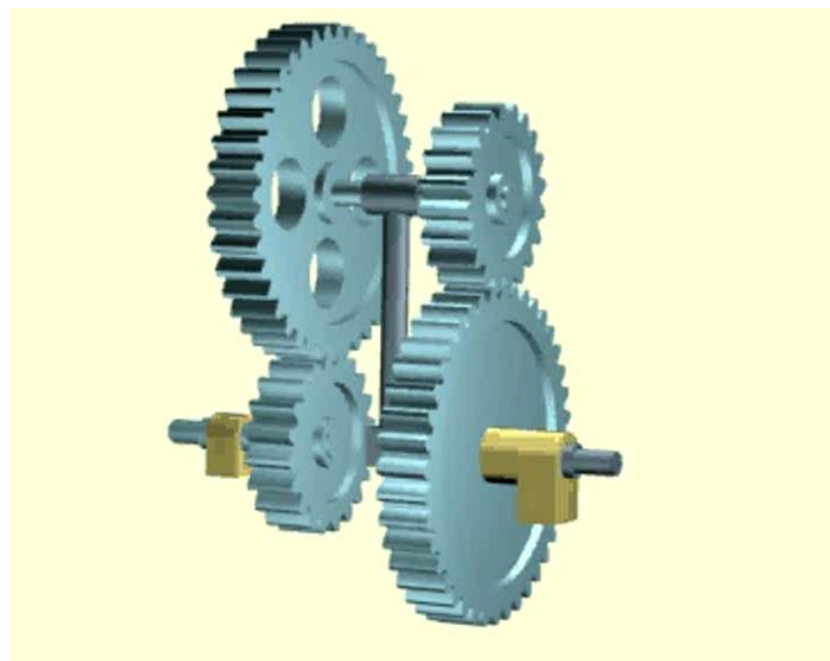
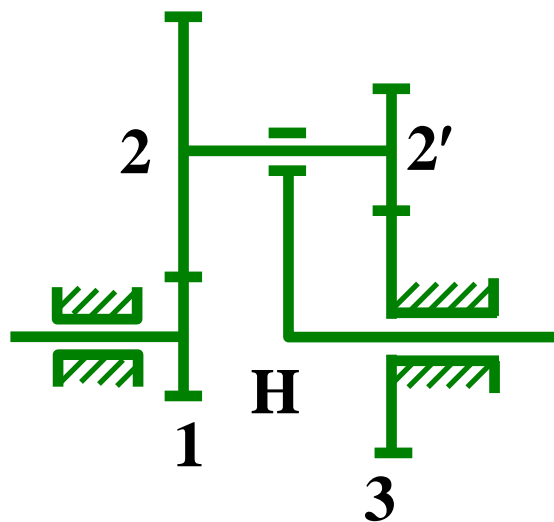
2K-H型周转轮系



双排内外啮合型行星轮系

按基本构件的特点分类，周转轮系可分为2K-H型周转轮系和3K型周转轮系。

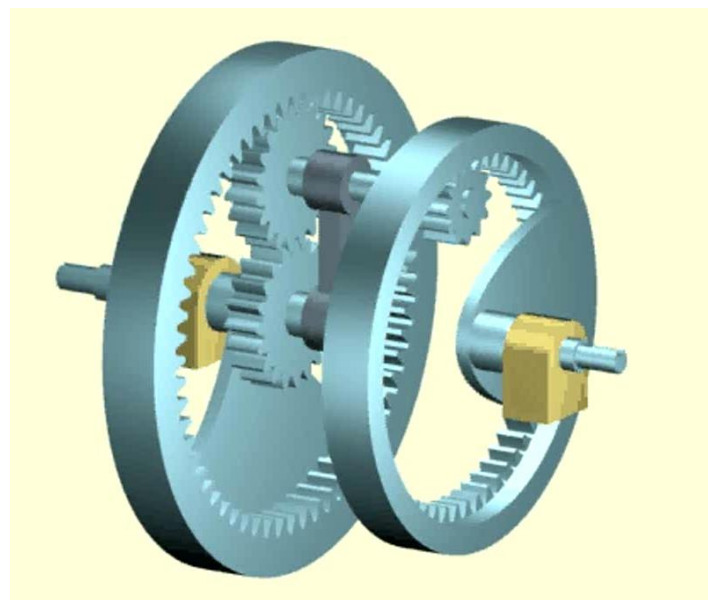
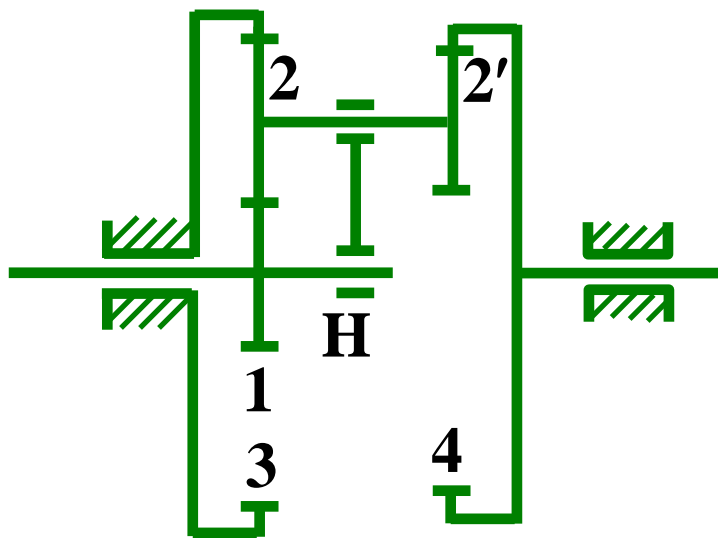
2K-H型周转轮系



双排双外啮合型行星轮系

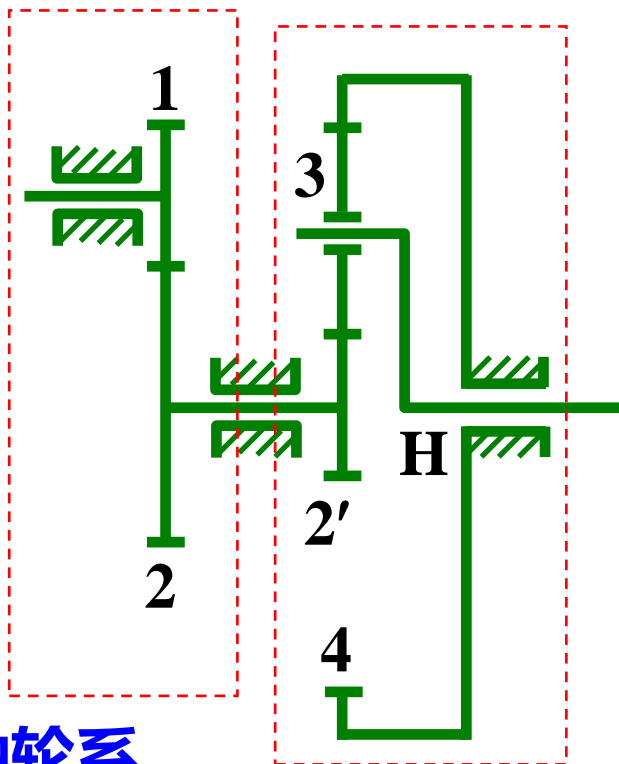
按基本构件的特点分类，周转轮系可分为2K-H型周转轮系和3K型周转轮系。

3K型周转轮系



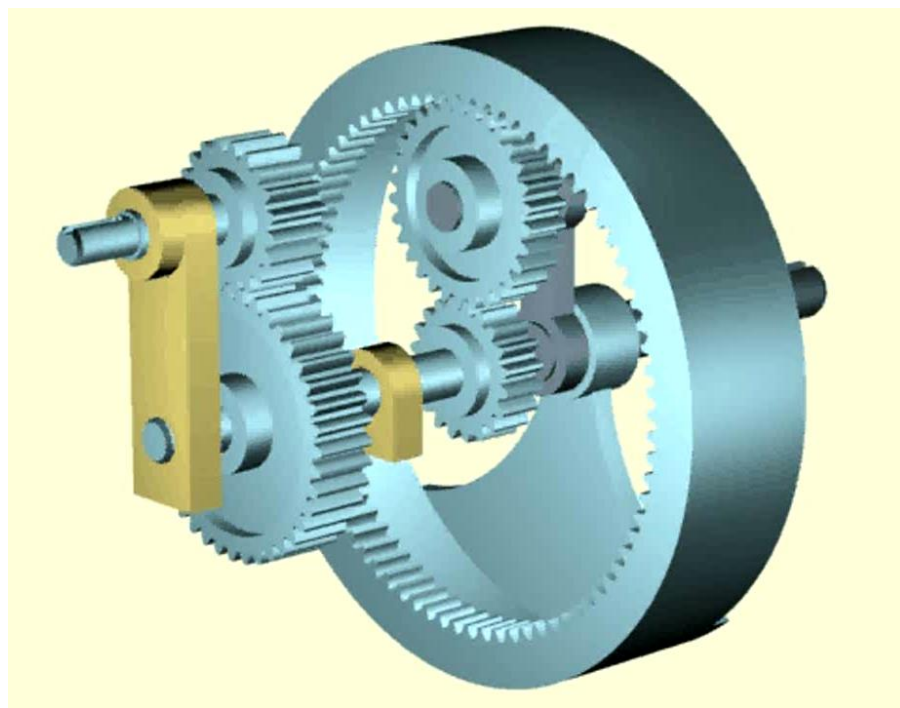
复合轮系 (compound gear train)

既包含有定轴轮系又包含有基本周转轮系，或包含有多个基本周转轮系的复杂轮系。



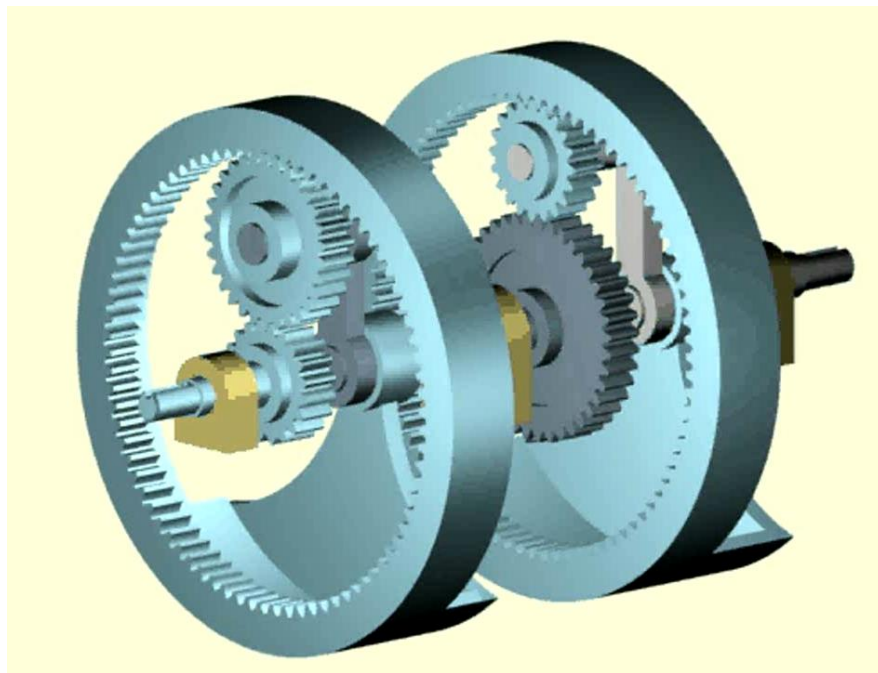
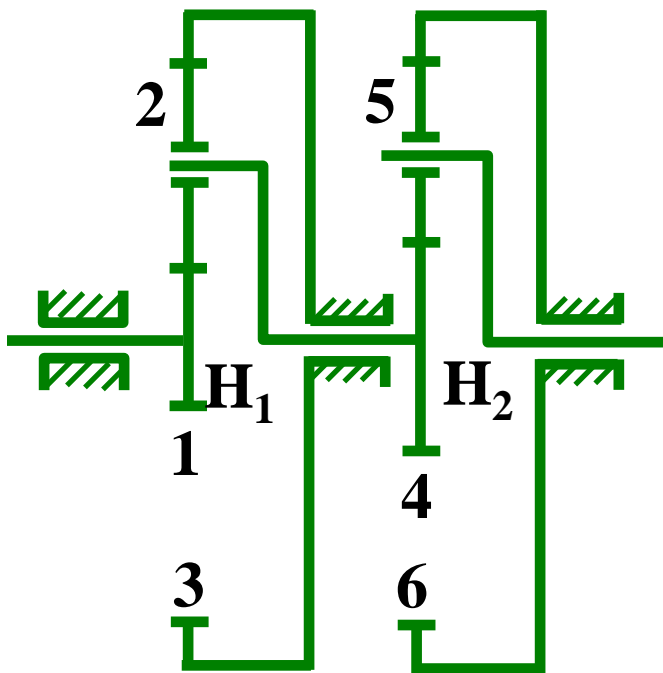
定轴轮系

行星轮系



复合轮系

既包含有定轴轮系又包含有基本周转轮系，或包含有多个基本周转轮系的复杂轮系。



§ 8-2 轮系的传动比计算

定义： 轮系**输入轴**的角速度(或转速)与**输出轴**的角速度(或转速)之比，称为轮系的**传动比**(train ratio)。

设1为轮系的输入轴， k 为轮系的输出轴，则该轮系的传动比 i_{1k} 为

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = \frac{n_1}{n_k}$$

轮系传动比的计算，包括确定 i_{1k} 的**大小**和输入轴与输出轴的**转向**关系。

齿轮传动比计算

根据三心定理

$$v_P = \overline{O_1P}\omega_1 = \overline{O_2P}\omega_2$$

传动比大小

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

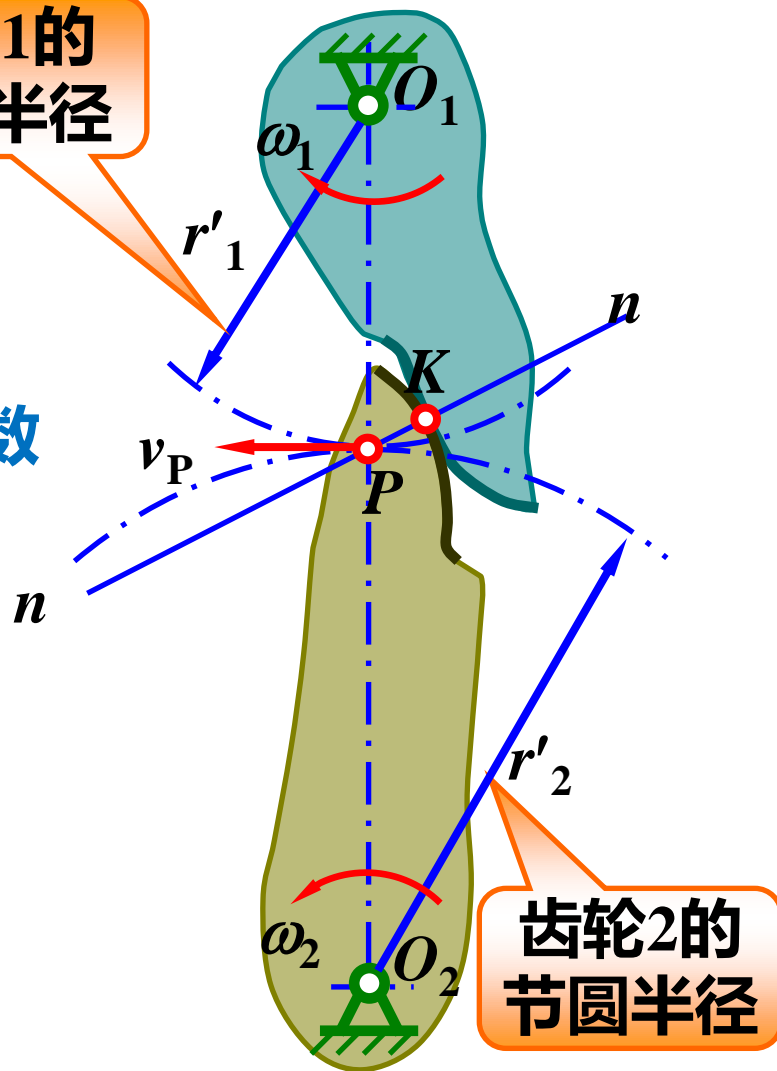
$$r_{bi} = r_i \cos \alpha$$

$$r_{bi} = \frac{mz_i}{2} \cos \alpha$$

$$i = 1, 2$$

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

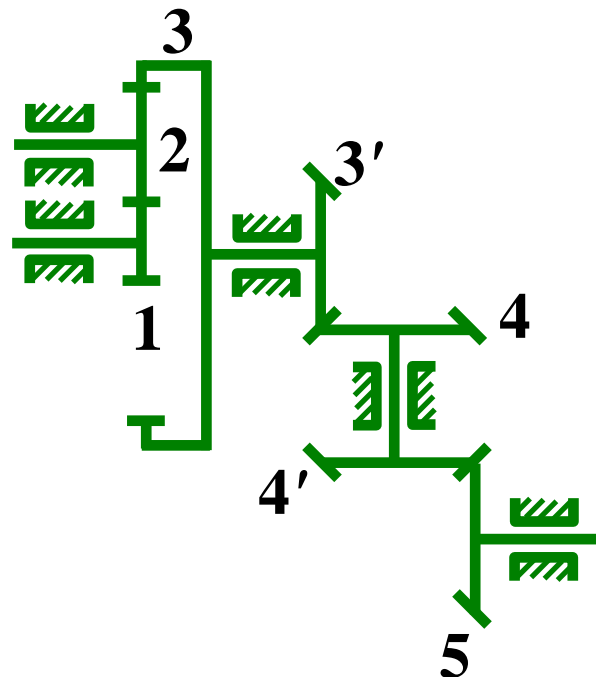
齿轮1的
节圆半径



一、定轴轮系的传动比计算

1. 传动比的大小

图示轮系，齿轮1的轴为输入轴，
齿轮5的轴为输出轴。



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

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

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

$$i_{3'4} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_{3'}},$$

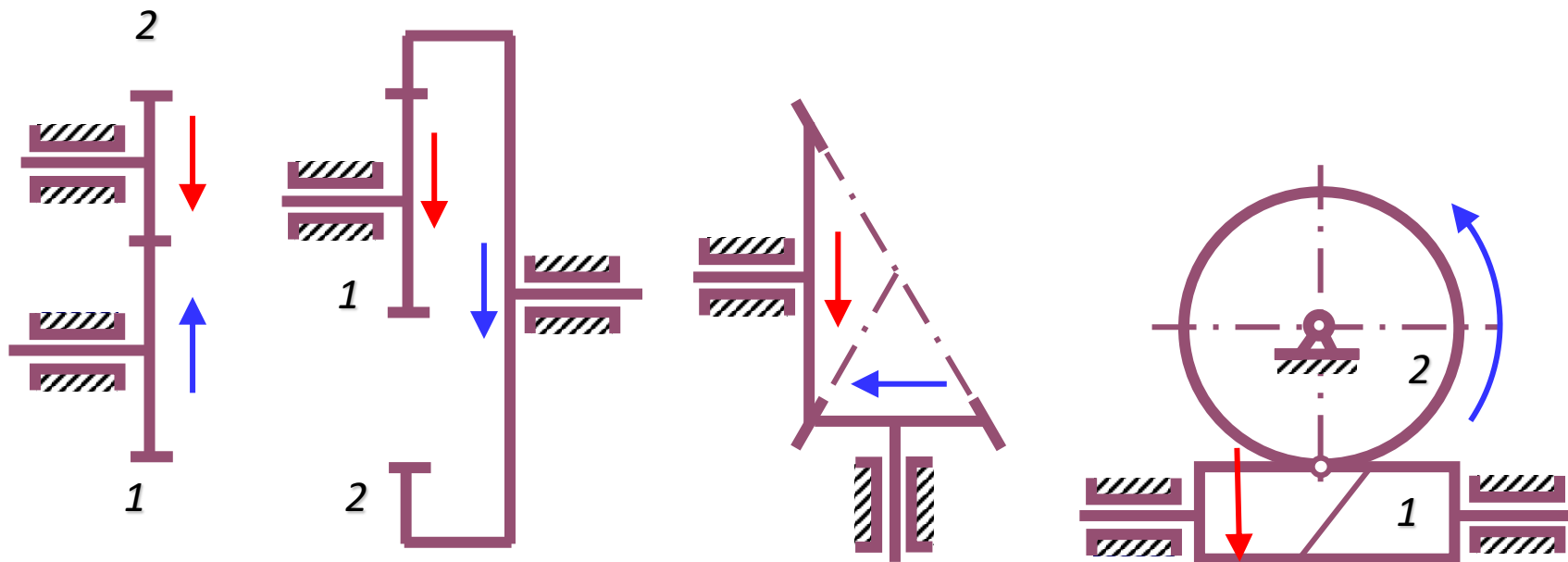
$$i_{4'5} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{z_5}{z_{4'}},$$

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

结论 定轴轮系的传动比大小 = $\frac{\text{所有从动轮齿数的连乘积}}{\text{所有主动轮齿数的连乘积}}$

2、主、从动轮转向关系的确定

1) 任何定轴轮系转向都可用箭头表示



蜗轮蜗杆判断方法：左旋蜗杆 → 右手法则

右旋蜗杆 → 左手法则

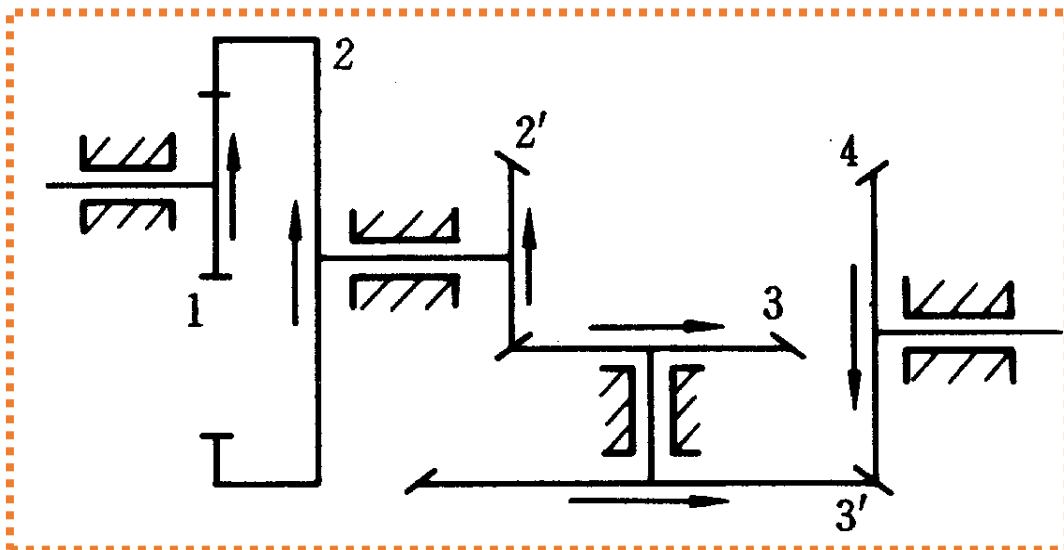
右手法则：右手握向与蜗杆转向一致，拇指方向为蜗轮啮合点的线速度方向。

【例题1】 用公式计算出的传动比只是绝对值大小，其转向由在运动简图上依次标箭头的方法来确定。

用标注箭头法确定转向。具体步骤如下：在图上用箭头依传动顺序逐一标出各轮转向，若首、末两轮方向相反，则在传动比计算结果中加上“-”号。

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_{2'} z_{3'}}$$

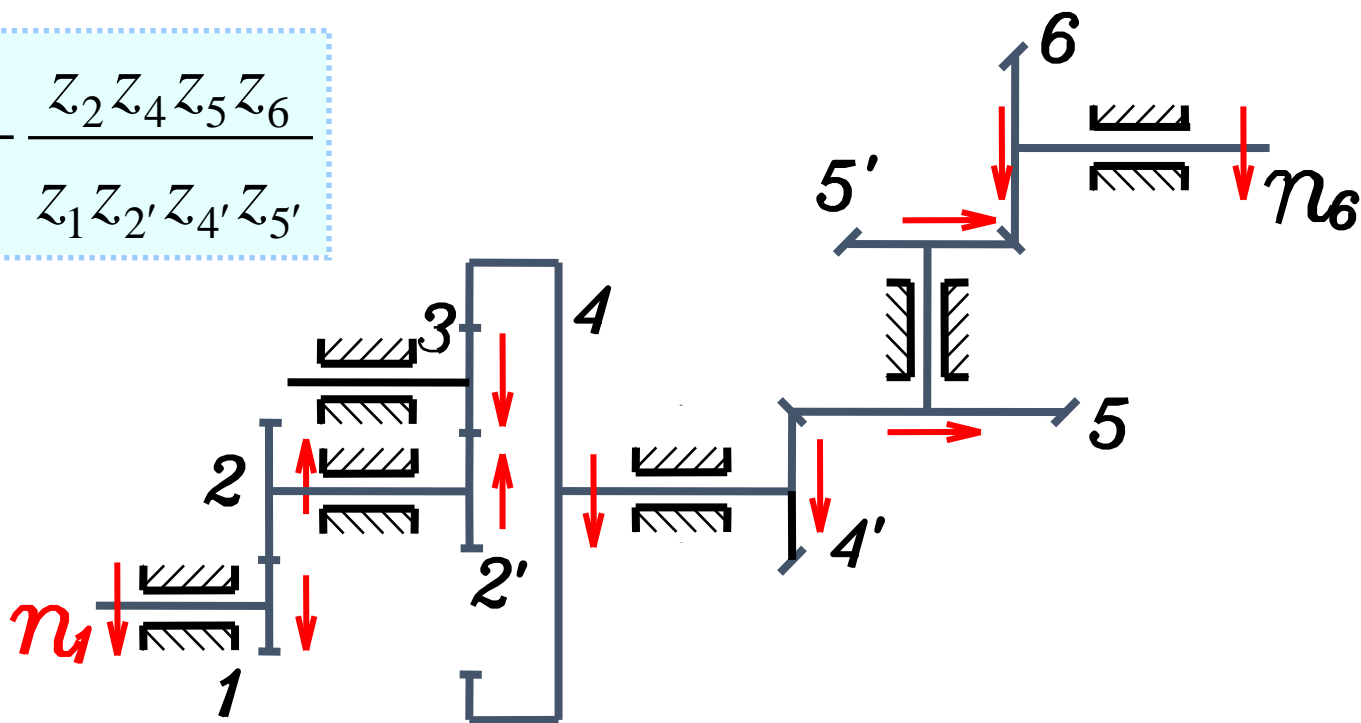
$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = (-) \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_{2'} z_{3'}}$$



【例题2】 如图所示的轮系中，已知各轮齿数，齿轮1为主动轮，求传动比。

$$i_{16} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5 z_6}{z_1 z_{2'} z_3 z_{4'} z_5'}$$

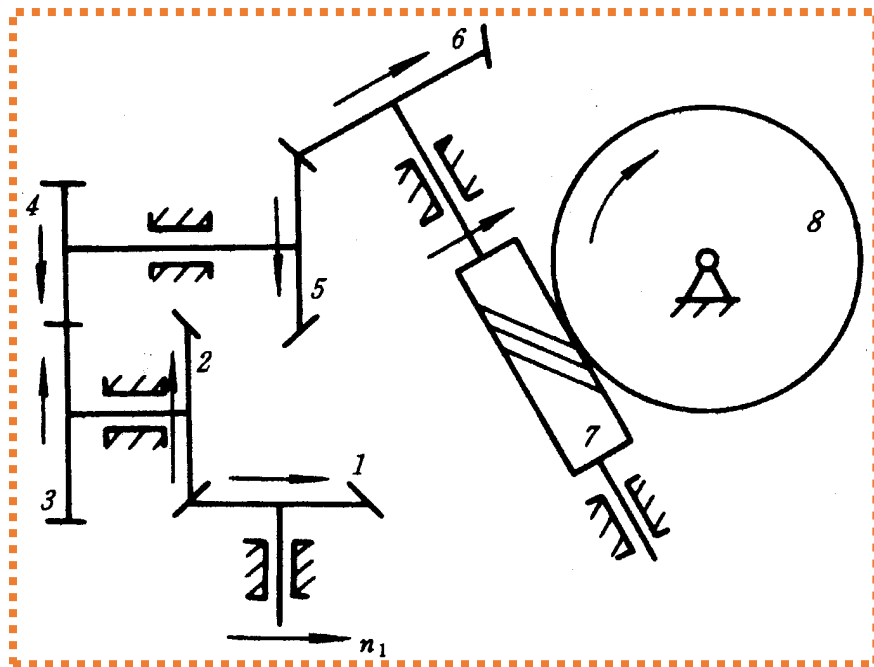
$$= + \frac{z_2 z_4 z_5 z_6}{z_1 z_{2'} z_{4'} z_5'}$$



【例题3】

如右例所示为一空间定轴轮系，当各轮齿数及首轮的转向已知时，求出其传动比大小和标出各轮的转向，即：

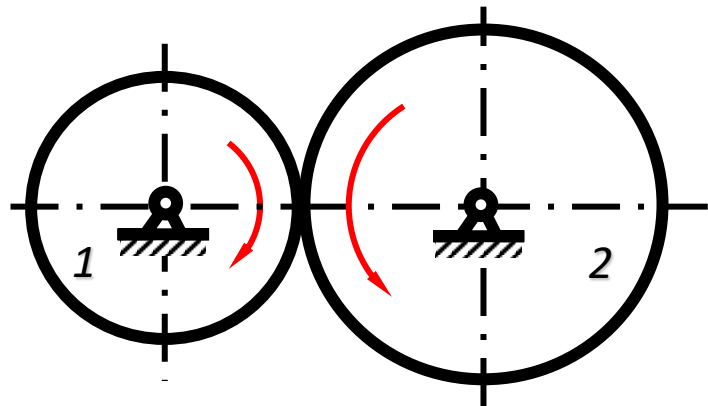
$$i_{18} = \frac{n_1}{n_8} = \frac{z_2 z_4 z_6 z_8}{z_1 z_3 z_5 z_7}$$



2) 平面定轴轮系转向可用 “+” “-” 号表示，用外啮合数计算 “+” “-” 号

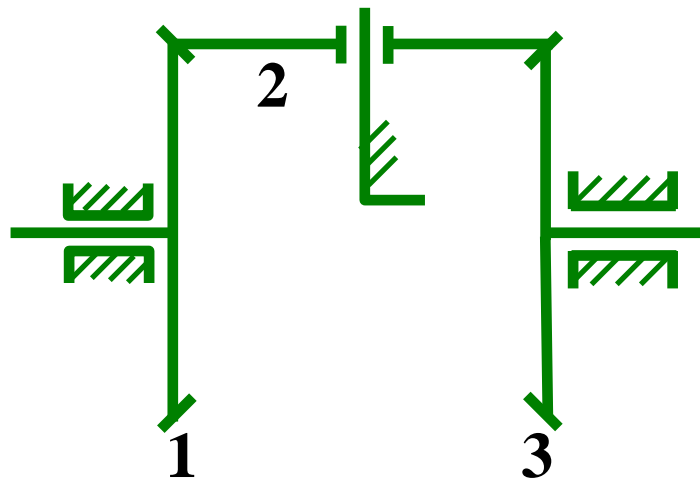
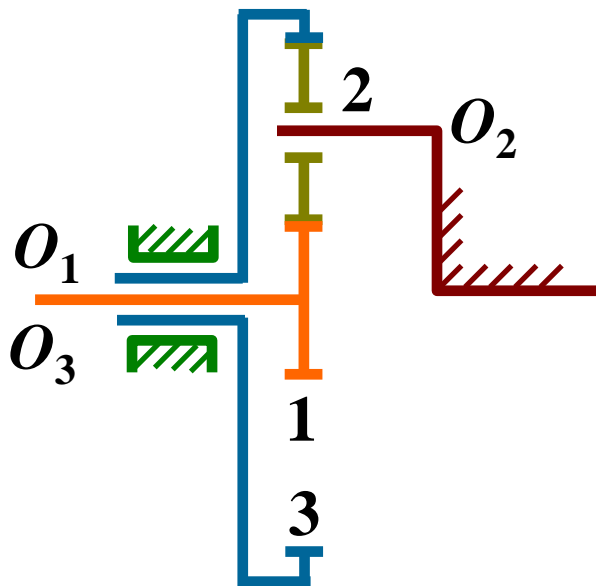
规定：各齿轮角速度为代数量，某一转向为正，则另一转向为负；传动比也为代数量。

设轮系中有 m 对外啮合齿轮，



$$i_{\text{总}} = (-1)^m \frac{\text{各级从动轮齿数的连乘积}}{\text{各级主动轮齿数的连乘积}}$$

【例题4】



$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = (-1)^m \frac{z_3}{z_1}$$

小 结

一、定轴轮系的传动比大小计算

$$i_{1K} = \frac{\text{所有从动轮齿数的乘积}}{\text{所有主动轮齿数的乘积}}$$

二、输出轴转向的表示

1、所有轴线都平行（平面齿轮）

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数的乘积}}{\text{所有主动轮齿数的乘积}}$$

m ——外啮合的次数

2、首末两轴平行，用“+”、“-”表示。

3、首末两轴不平行，用箭头表示(空间定轴轮系)

二、周转轮系的传动比计算

周转轮系传动比计算的基本思路

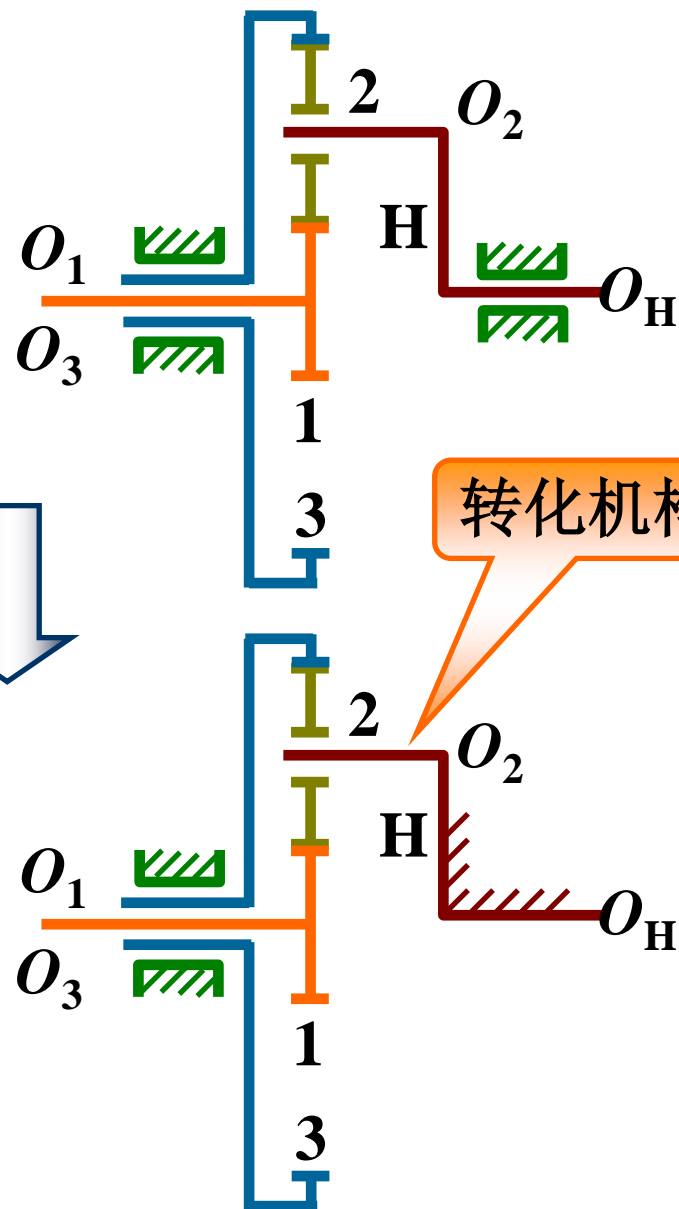
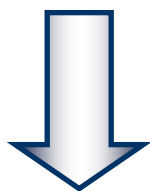
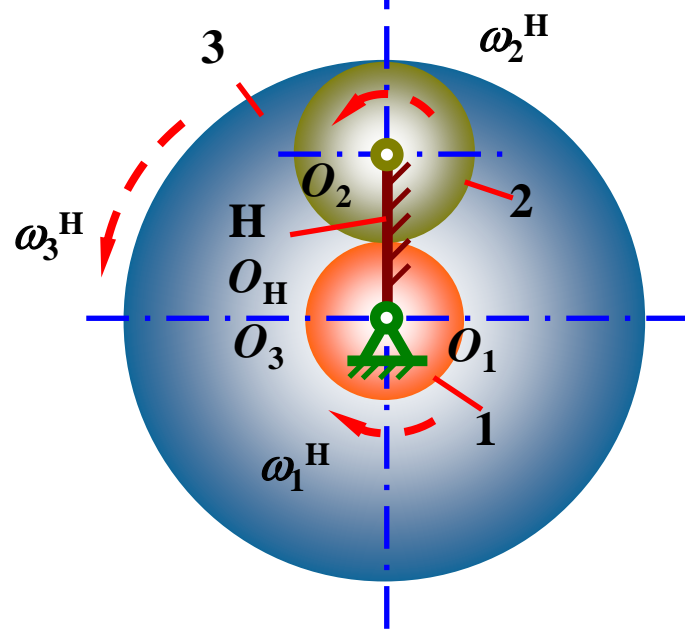
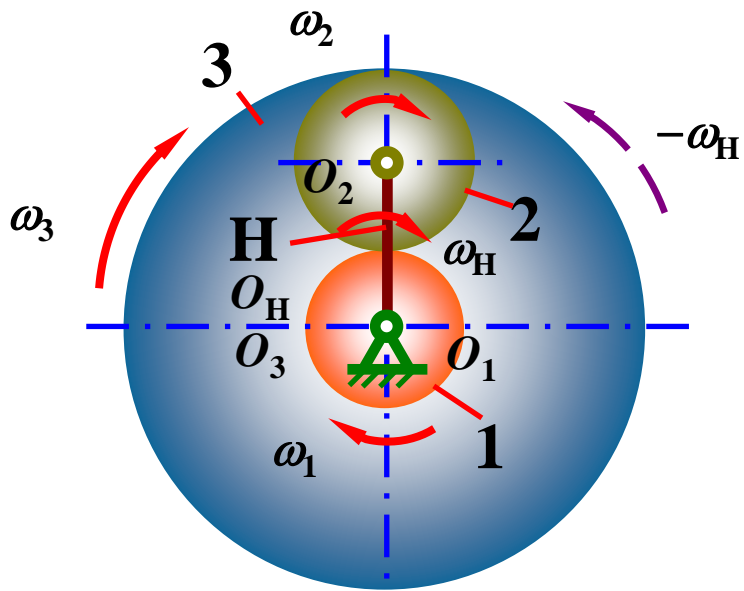


转化机构的特点

各构件的相对运动关系不变

转化方法

给整个轮系加上一个公共角速度($-\omega_H$)



周转轮系转化机构中各构件的角速度

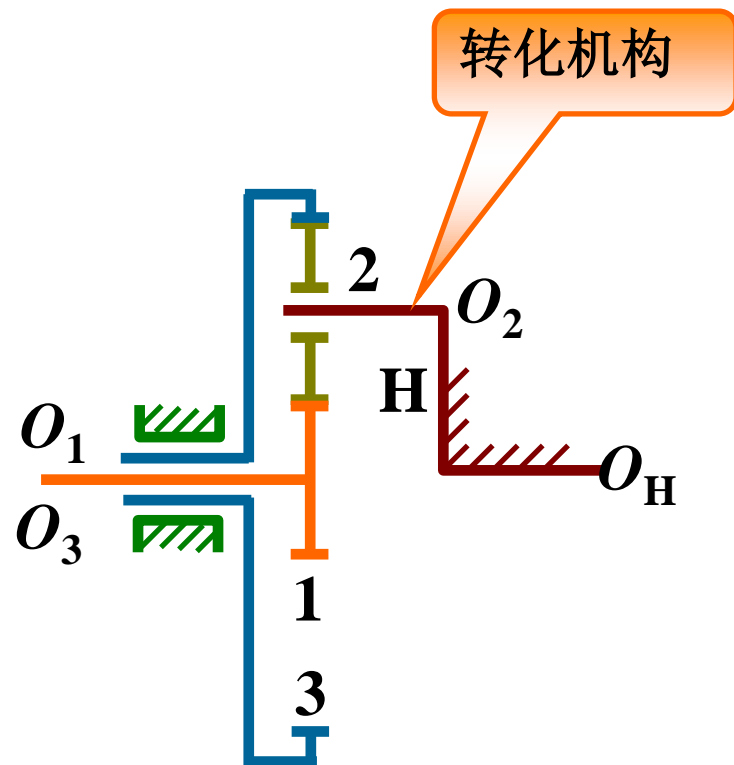
| 构件代号 | 原角速度 | 在转化机构中的角速度 (相对于系杆的角速度) |
|------|------------|------------------------------------|
| 1 | ω_1 | $\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$ |
| 2 | ω_2 | $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$ |
| 3 | ω_3 | $\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$ |
| H | ω_H | $\omega_H^H = \omega_H - \omega_H$ |

可以根据周转轮系的转化机构写出三个基本构件的角速度与其齿数之间的比值关系式(看作定轴轮系)。

1、求转化机构的传动比 i^H

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

“-”号表示转化机构中齿轮1和齿轮3转向相反



周转轮系传动比计算的一般公式
中心轮1、 n ，系杆H

$$i_{1n}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_n^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \pm \frac{z_2 \cdots z_n}{z_1 \cdots z_{n-1}}$$

2.真实轮系传动比计算

1)差动轮系($F=2$)

ω_1 、 ω_n 和 ω_H 中有2个量已知，未知量可求；

$$i_{1n}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \pm \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}$$

2)行星轮系($F=1$) :

$$i_{1n}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - i_{1H} = \pm \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}$$

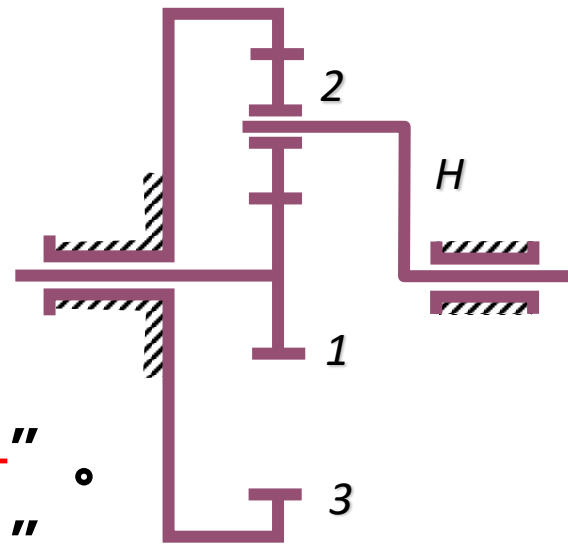
$$i_{1H} = 1 - i_{1n}^H = 1 - \left(\pm \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}} \right)$$

重要

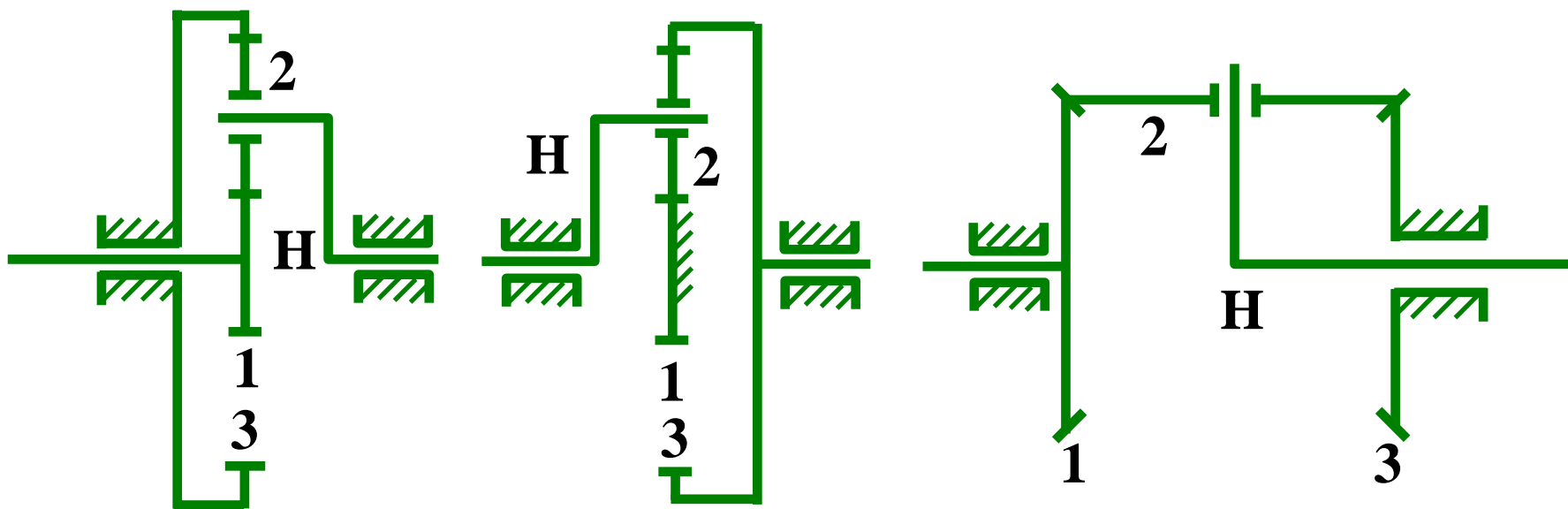
定义

正号机构——转化机构的齿数比符号为 “+” 。

负号机构——转化机构的齿数比符号为 “-” 。

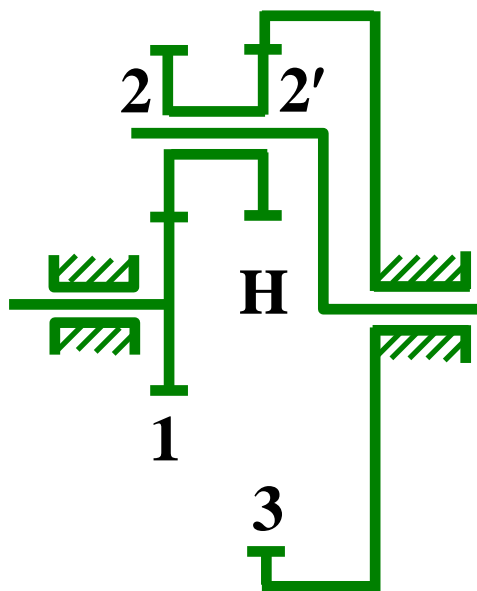


常见2K-H型周转轮系（负号机构）



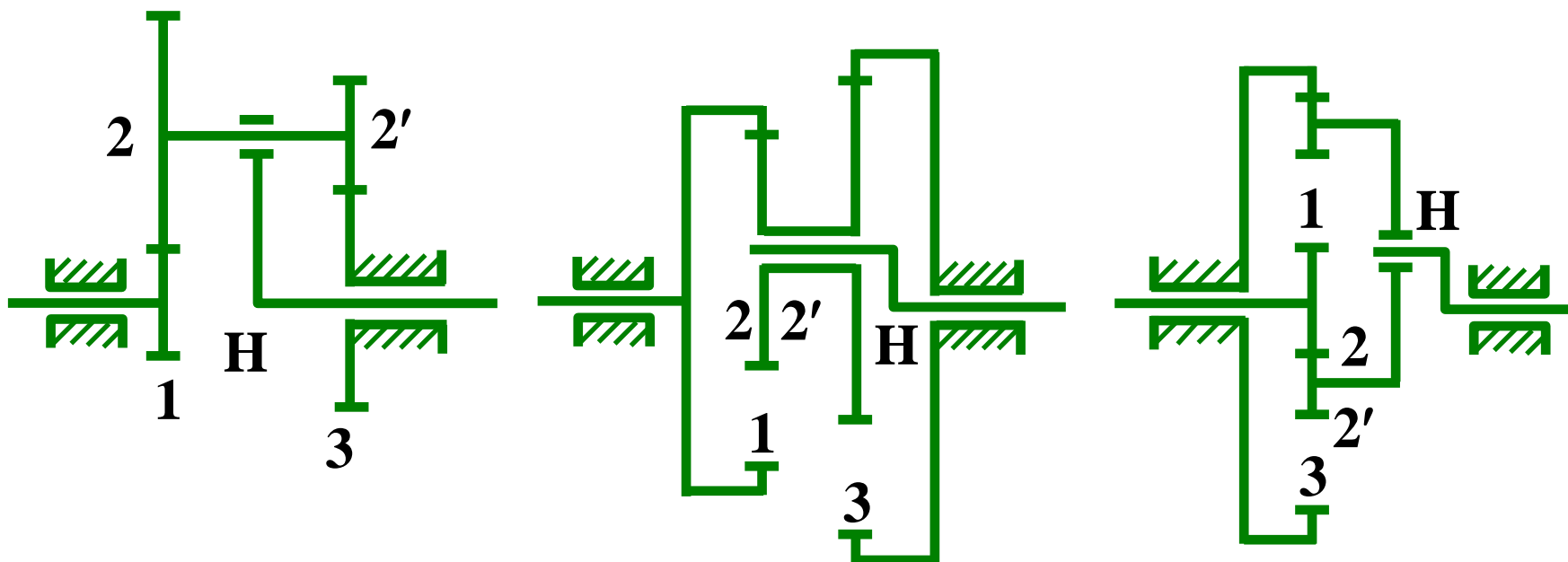
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_3}{z_1}$$

常见2K-H型周转轮系（负号机构）



$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}$$

常见2K-H型周转轮系（正号机构）



$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}$$

●**正号机构**： $i_{1n}^H > 0$ 的行星轮系(周转轮系)。

$$i_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}} \quad i_{1H} < 1 \quad -1 < i_{1H} < 1$$

●**负号机构**： $i_{1n}^H < 0$ 的行星轮系(周转轮系)。

(增速)

$$i_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}} \quad i_{1H} > 1 \quad \text{(减速)}$$

特别注意：

$$i_{1n}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \pm \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}$$

ω_1 、 ω_n 、 ω_H 和 i_{1H} 均为代数量，有“+”、“-”之分。

结论

当各对轮齿数相差很小时，周转轮系可获得很大的传动比。

$$i_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}} \quad -1 < i_{1H} < 1$$

(增速)

周转轮系输出构件的转向既与输入运动转向有关，又与各轮齿数有关。

周转轮系各轮的转向应通过计算确定。

【例题5】 双排外啮合行星轮系中，已知： $z_1=100$ ， $z_2=101$ ，
 $z_{2'}=100$ ， $z_3=99$ 。求传动比 i_{H1} ？

解：

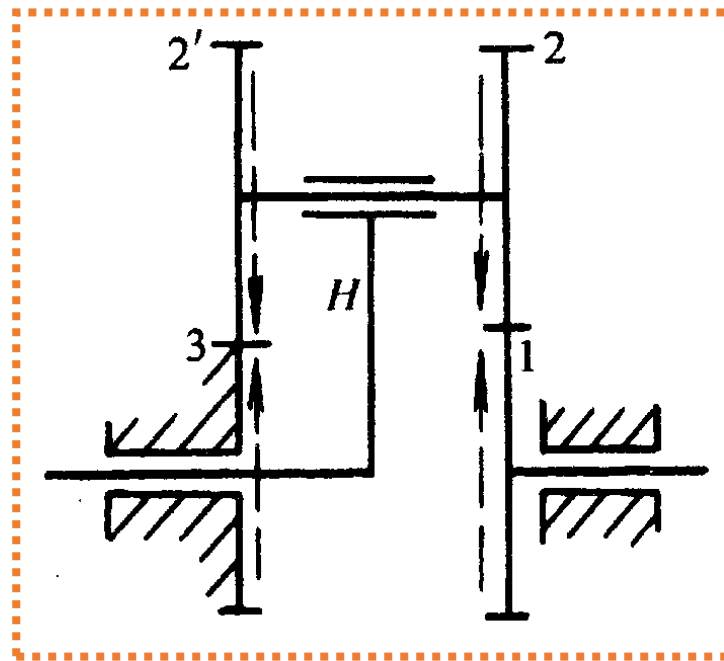
$$i_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$

$$= \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{1H}$$

$$i_{13}^H = (-1)^m \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}} = + \frac{101 \times 99}{100 \times 100}$$

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

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



$$i_{H1} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{1}{i_{1H}} = +10000$$

【例题6】

空间轮系中，

已知： $z_1=35$ ，

$z_2=48$ ， $z_2'=55$ ，

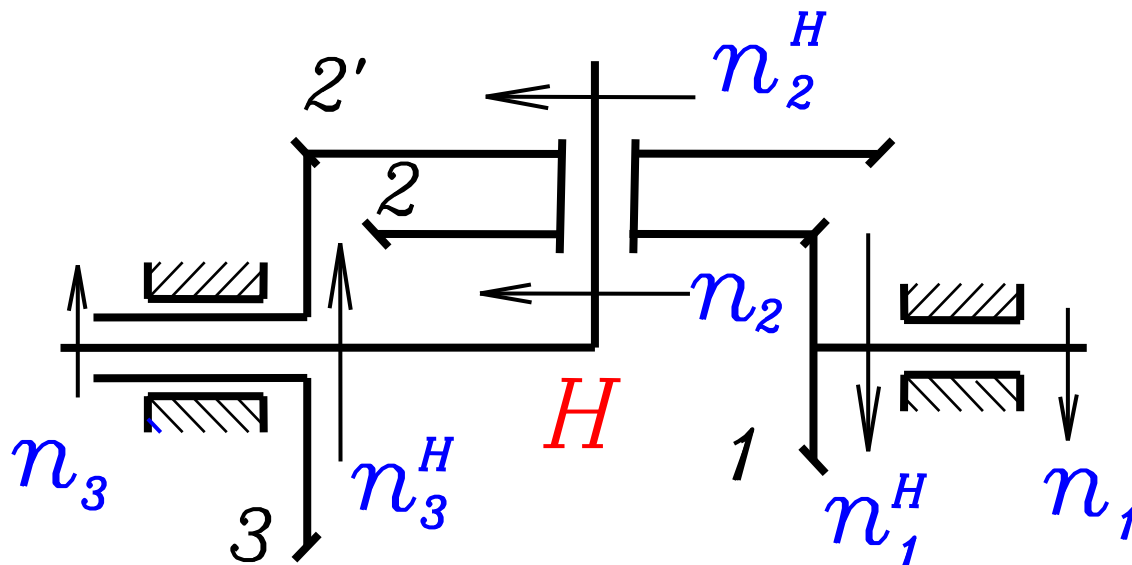
$z_3=70$ ，

$n_1=250\text{r/min}$ ，

$n_3=100\text{r/min}$ ，

转向如图。

试求系杆H的
转速 n_H 的大小
和转向？



解：

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = -\frac{48 \times 70}{35 \times 55} = -1.75$$

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -1.75$$

$$n_H = \frac{1.75n_3 + n_1}{2.75}$$

$$n_H = \frac{1.75(-100) + 250}{2.75} = 27.27\text{r/min}$$

计算结果为“+”，说明 n_H 与 n_1 转向相同。

三、复合轮系的传动比计算

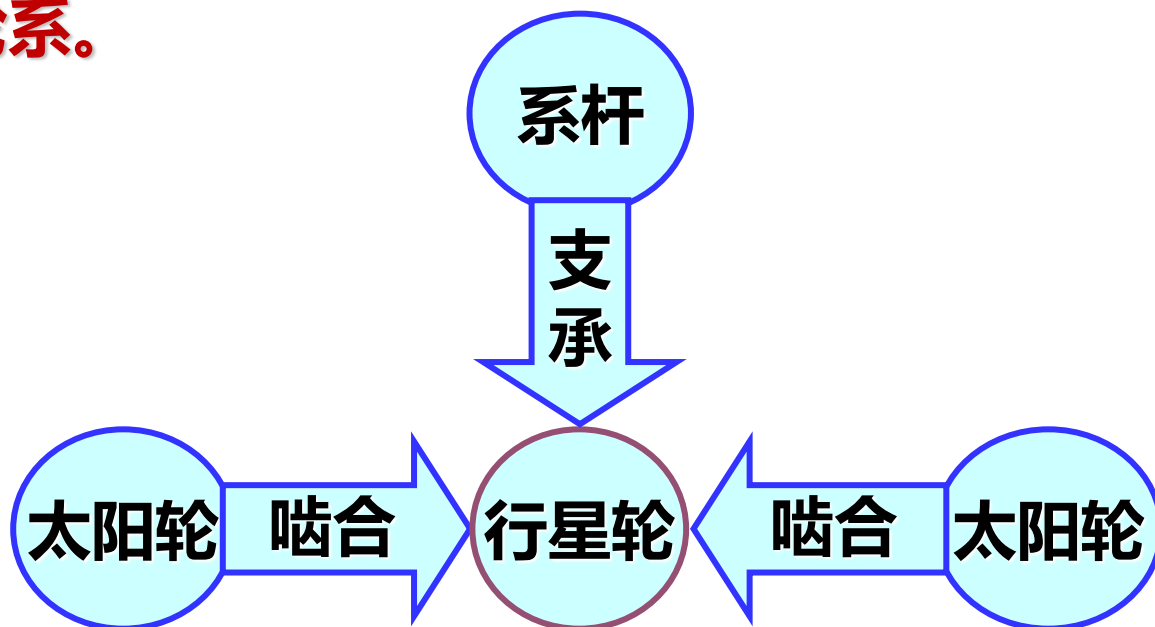
●解题方法步骤

(1) 区分基本轮系

从行星轮入手，找出所有周转轮系；
其余则为定轴轮系。

(2) 列传动比方程

(3) 联立求解

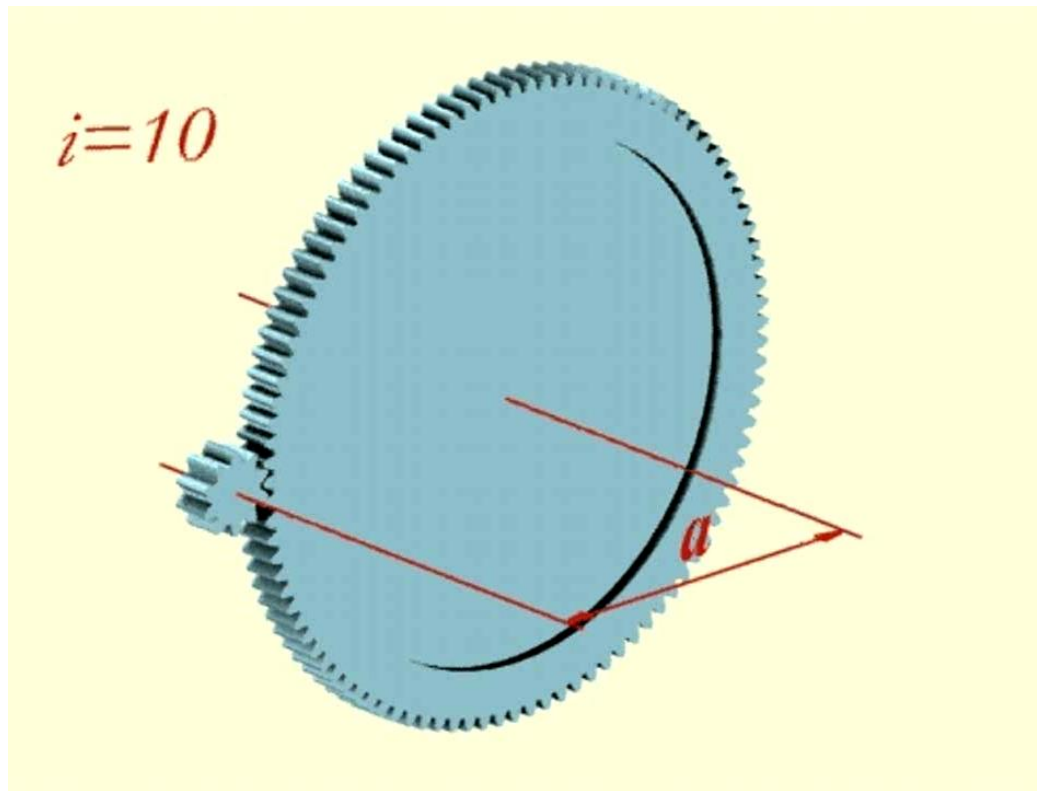


【例题】复合轮系传动比的计算

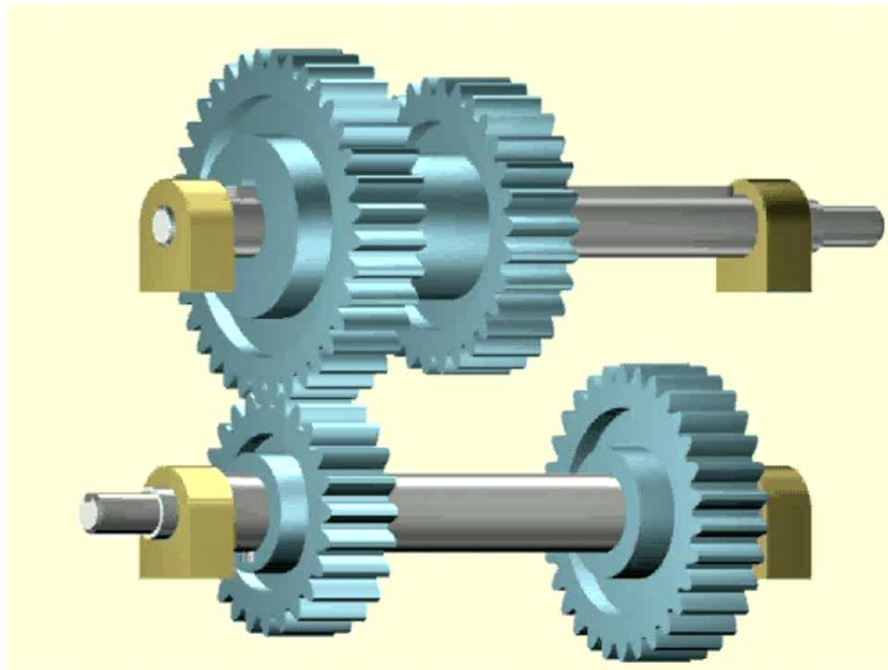
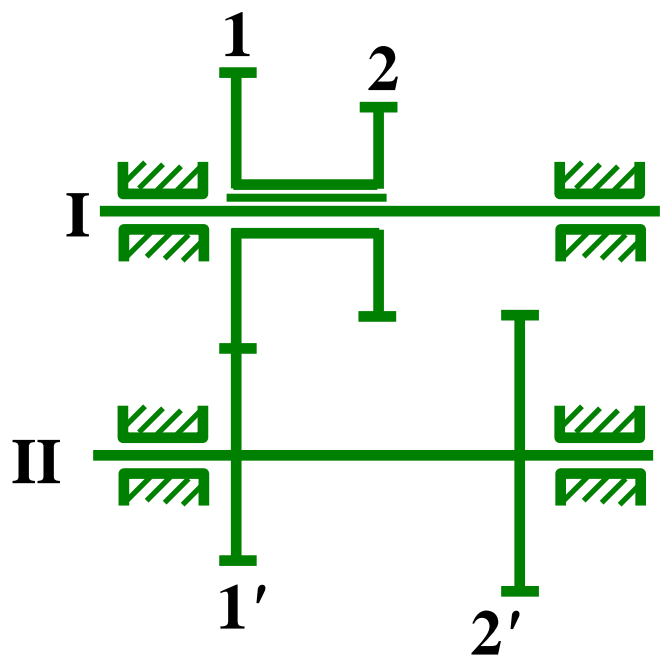
§ 8-3 轮系的应用

一、实现大传动比传动

若仅用一对齿轮实现较大的传动比，必将使两轮的尺寸相差悬殊，外廓尺寸庞大，故一对齿轮的传动比一般不大于8。实现大传动比应采用轮系。

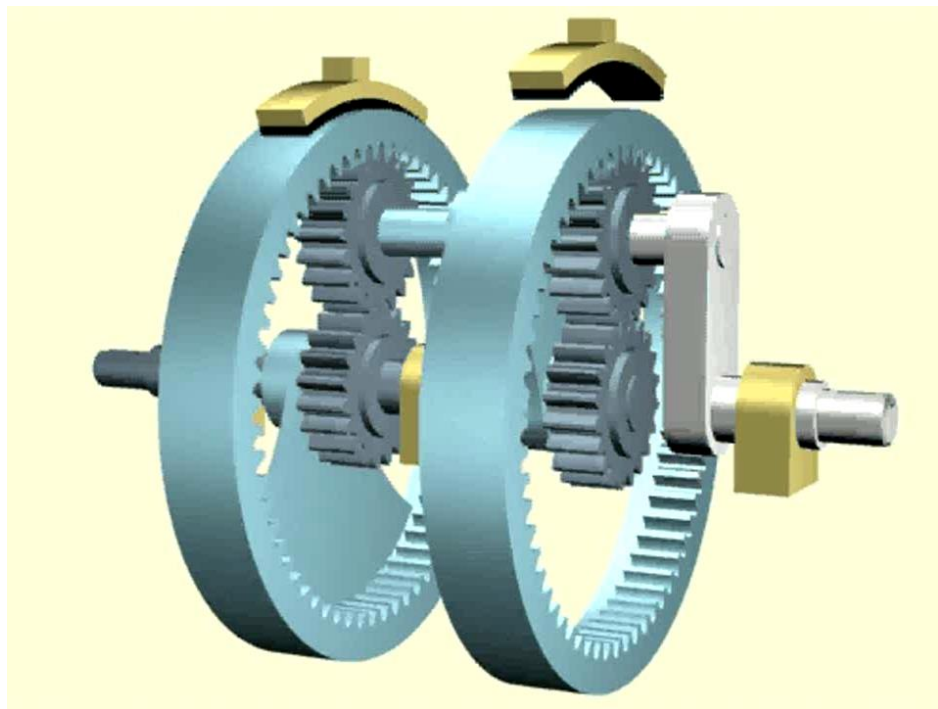
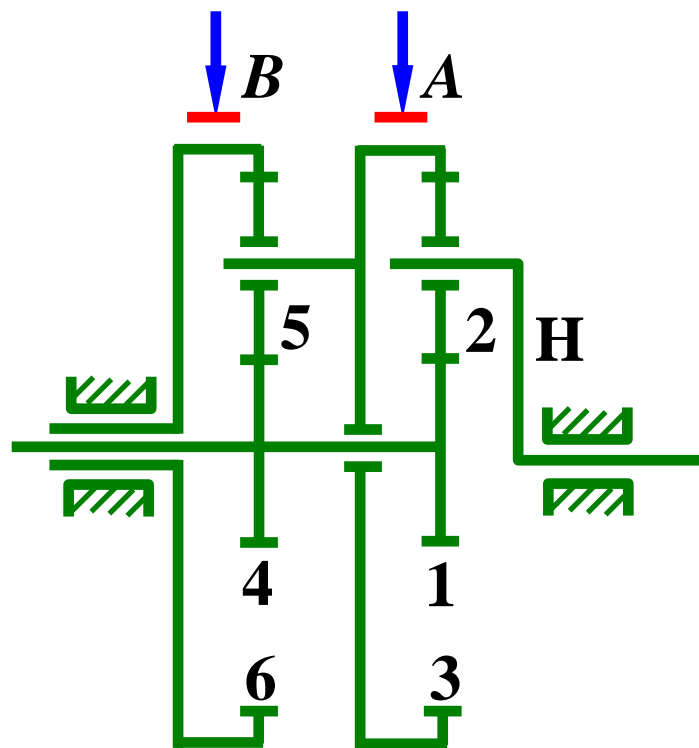


二、实现变速传动



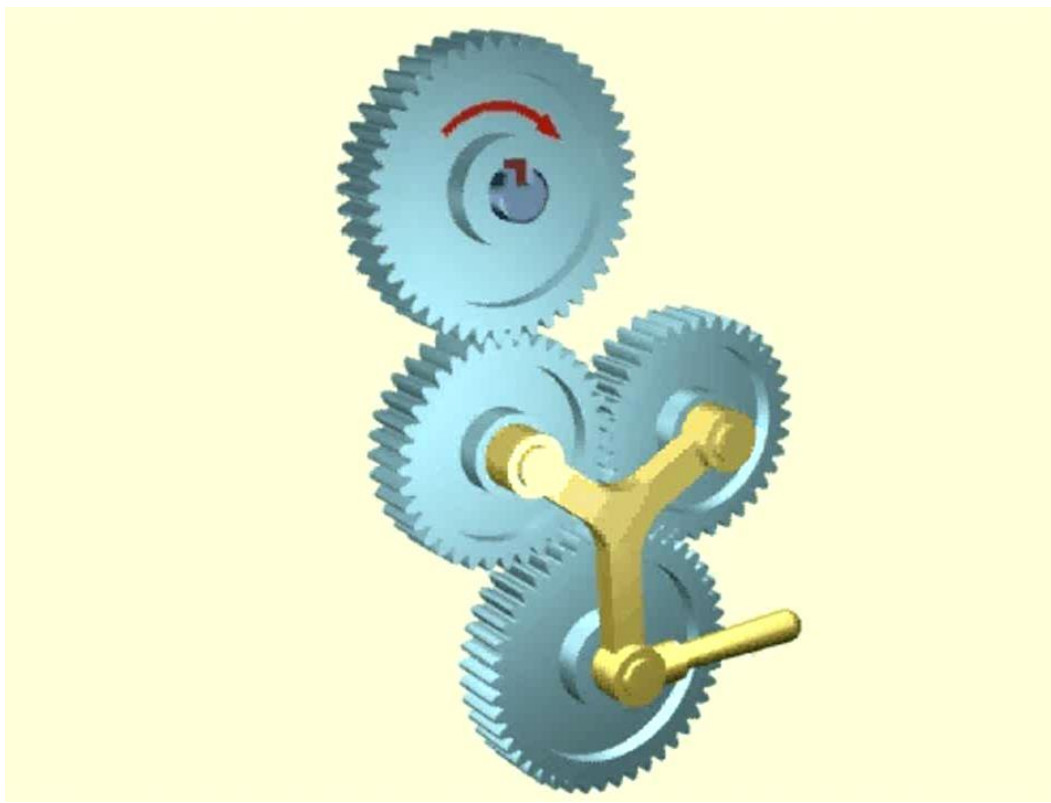
换档变速传动机构，在主动轴转速不变的条件下，通过换档可使从动轴得到不同的转速。

二、实现变速传动



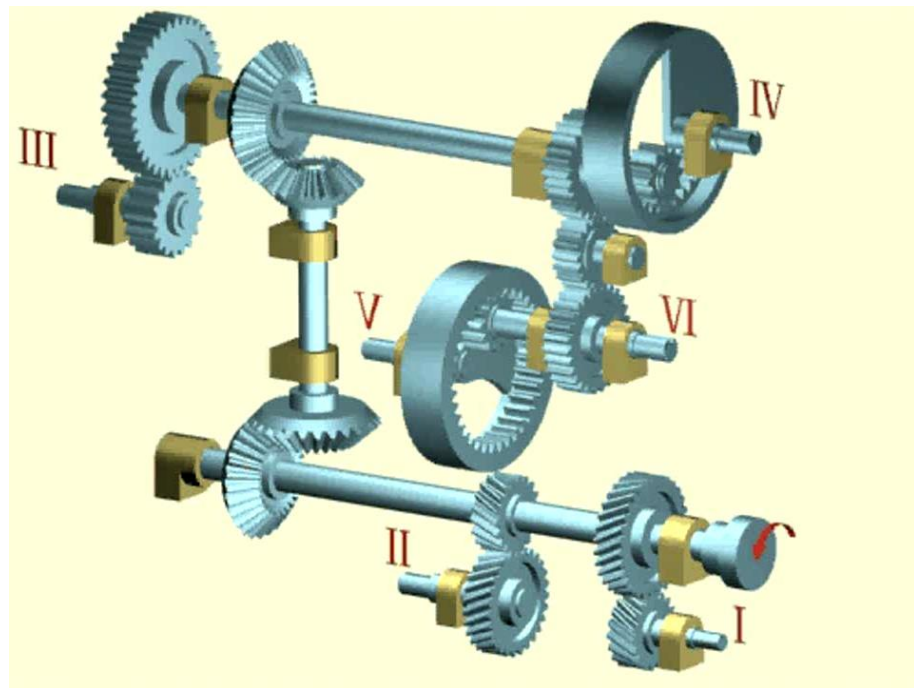
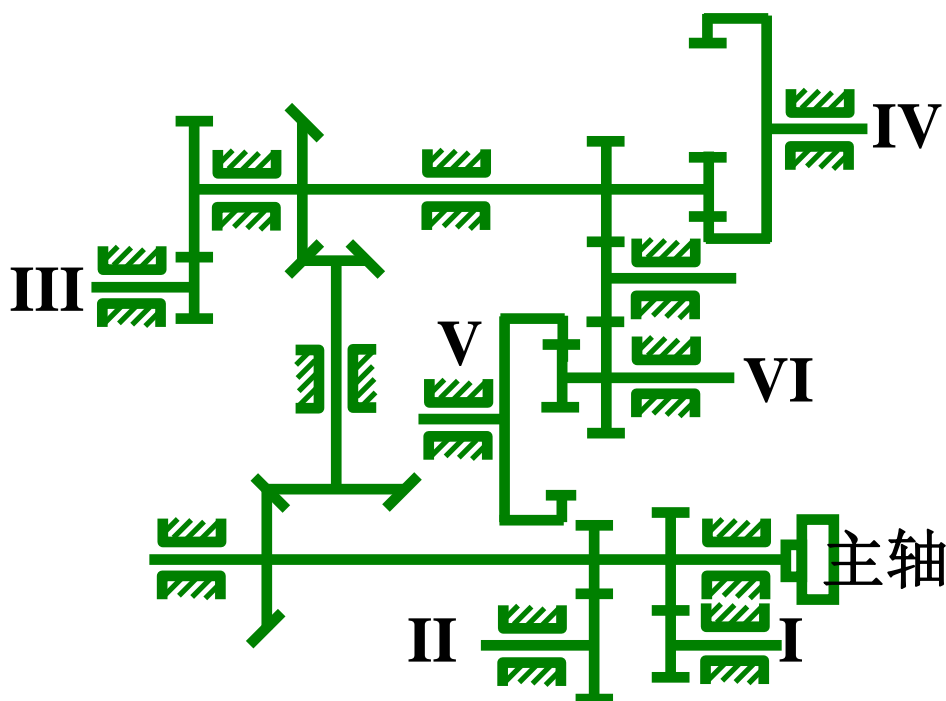
周转轮系为一简单二级行星轮系变速器。其结构较为复杂，但操作方便，可在运动中变速，又可利用摩擦制动器的打滑起到过载保护作用。

三、实现换向传动



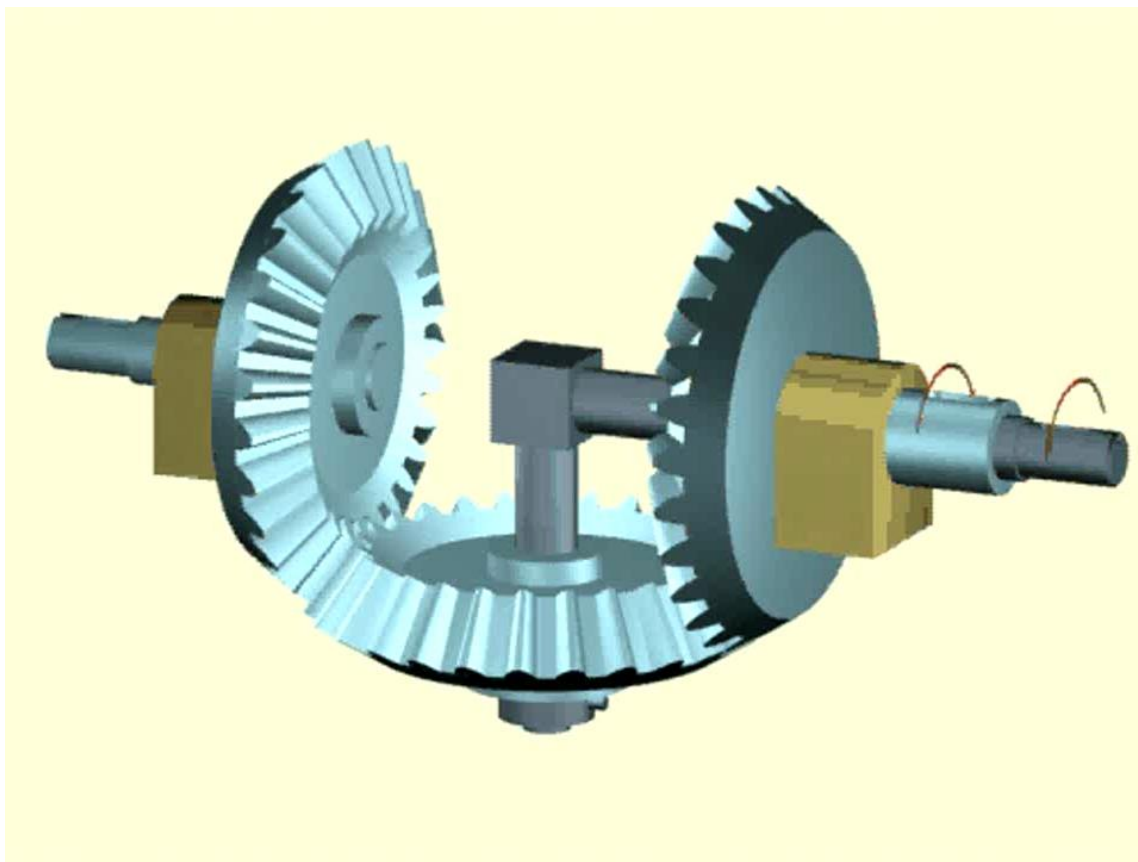
车床走刀丝杆的**三星轮换向**机构。在主动轴转向不变的条件下，可改变从动轴的转向。

四、实现分路传动



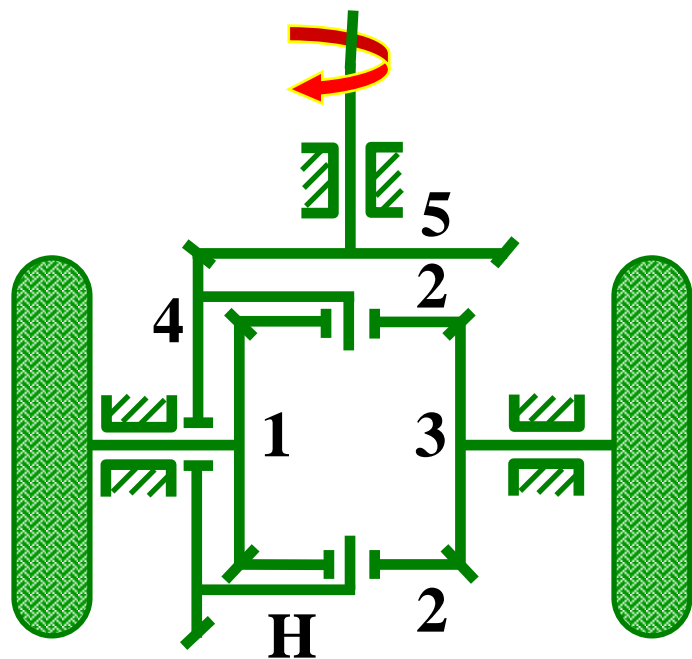
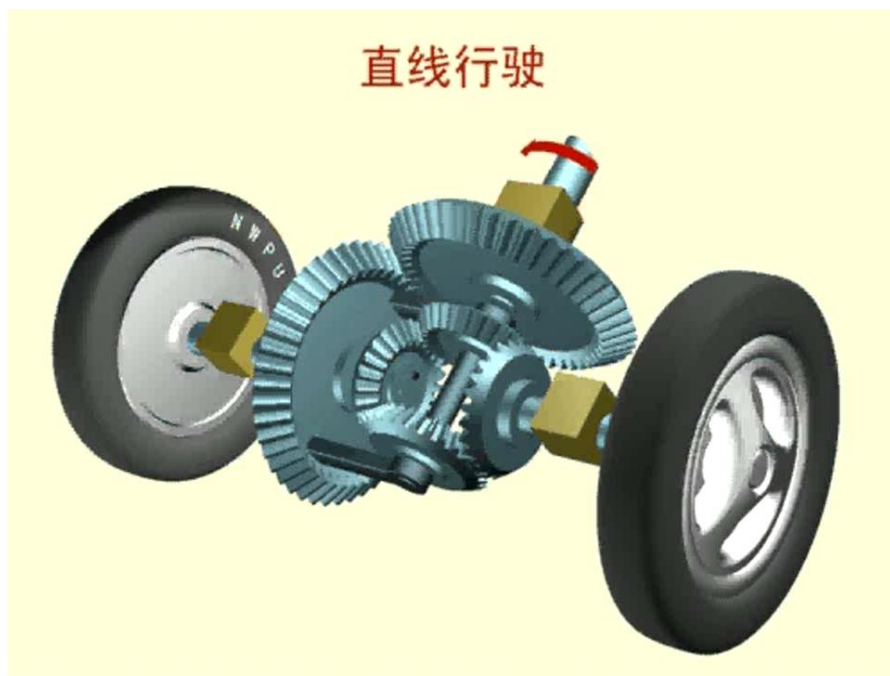
某航空发动机附件传动系统。它可把发动机主轴的运动分解成六路传出，带动各附件同时工作。

五、实现运动合成与分解



差动轮系的自由度为2，则轮系中三个基本构件需给出其中两个基本构件的运动，第三个构件运动被确定。第三个构件的运动是另外两个基本构件运动的合成。

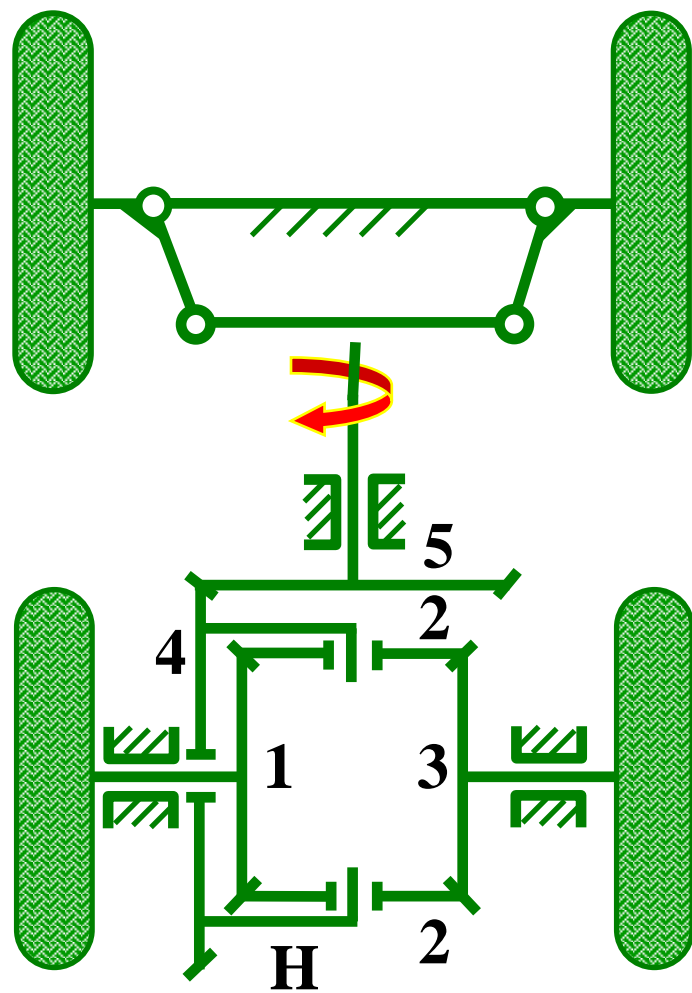
【例题7】 汽车后桥差速器，发动机通过变速箱、传动轴驱动齿轮5，与齿轮5啮合的齿轮4与系杆H固连，系杆H上装有行星轮2，它与齿轮1、3组成差动轮系，驱动汽车左、右两后轮转动。已知 $z_1=z_3$ 及 r 和 L ，试分析两轮直行和转弯时， n_1 、 n_3 和 n_4 之间的关系。



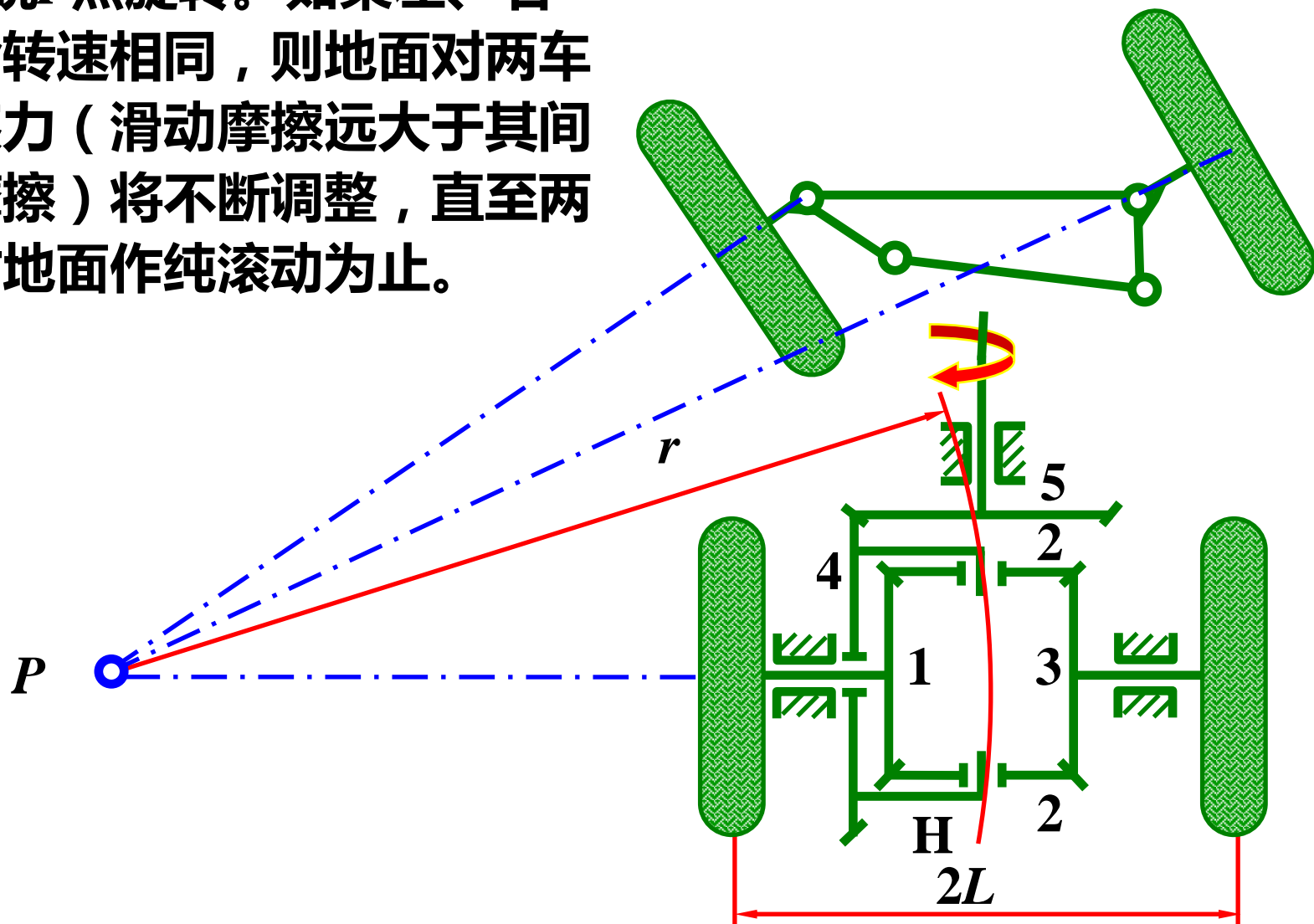
解： 该轮系转化机构的传动比为

$$i_{13}^H = i_{13}^4 = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{z_3}{z_1} = -1$$
$$n_4 = \frac{n_1 + n_3}{2}$$

当汽车直行时，若轮1和轮3的转速不相等，则转得较慢的车轮将在地面上被拖着滑行。由于滑动摩擦大于滚动摩擦，地面给该车轮的摩擦力将变大，车轮在摩擦力的驱动下其转速将变快，而另一个车轮的转速将变慢，直至左、右车轮的转速相等为止。因此， $n_1 = n_3 = n_4 = n_H$ ，即齿轮1、2、3及系杆H组成一个整体转动。



当汽车转弯时，**前后车轮**将以角速度 ω 绕 P 点旋转。如果左、右两侧车轮转速相同，则地面对两车轮的摩擦力（滑动摩擦远大于其间的滚动摩擦）将不断调整，直至两轮均相对地面作纯滚动为止。

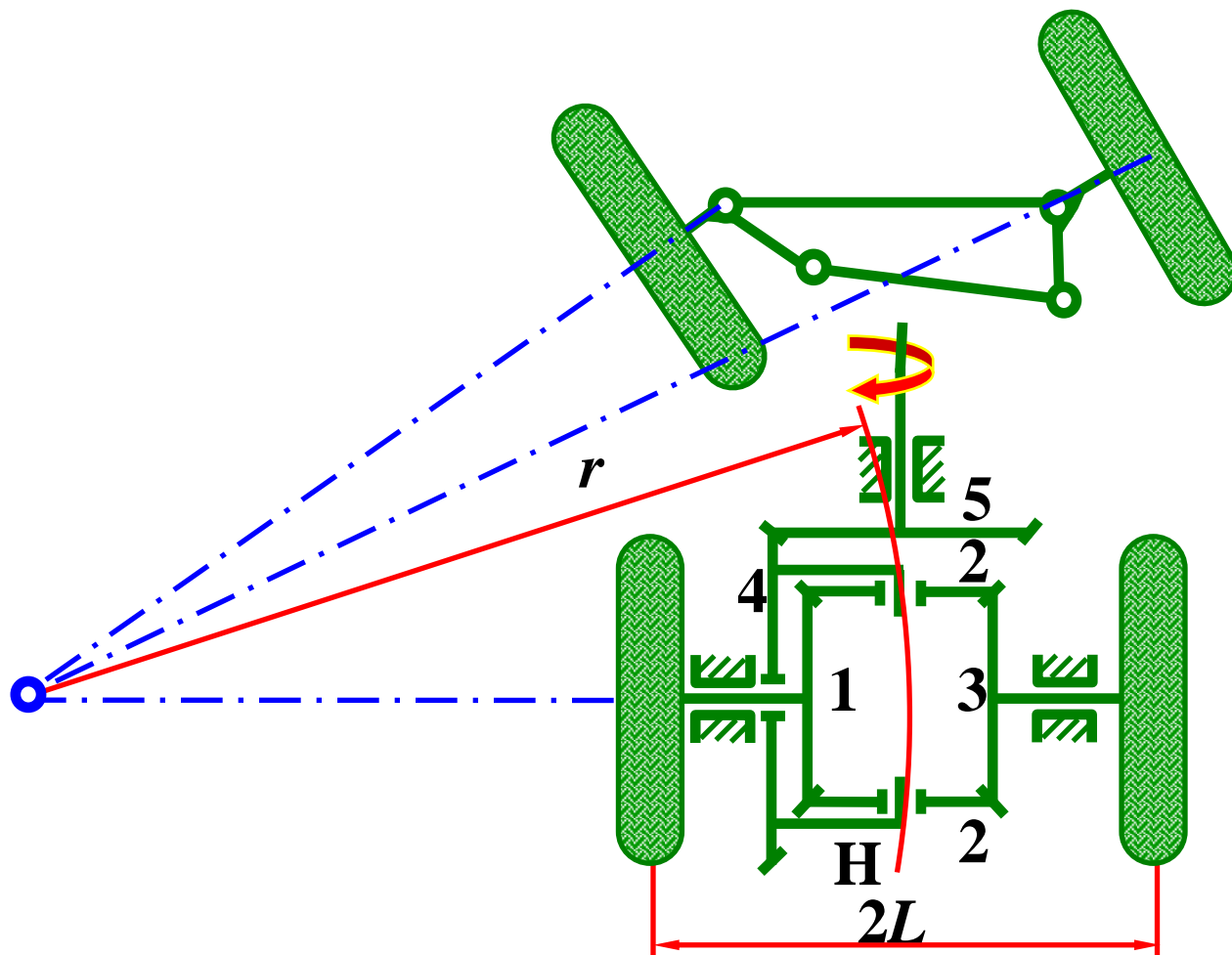


设汽车转弯时，左、右车轮在时间间隔 Δt 内绕 P 点转动的转角为 φ ，则轮1滚过的弧长为 $\varphi(r-L)$ ，轮3滚过的弧长为 $\varphi(r+L)$ 。因此

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

$$n_4 = \frac{n_1 + n_3}{2}$$

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



§ 8-4 轮系的效率（了解）

根据机械效率的定义，轮系的效率可按下式进行计算

$$\eta = \frac{P_r}{P_r + P_f} \quad \text{或} \quad \eta = \frac{P_d - P_f}{P_d}$$

P_d 为输入功率， P_r 为输出功率。

轮系中的摩擦损耗功率 P_f 主要取决于轮系中各运动副中的作用力、运动副元素间的摩擦系数和相对运动速度的大小。

为了能较方便地求出 P_f ，可以将行星轮系转化，通过求其转化轮系的摩擦损耗功率 P_f^H 来求 P_f 。

一、串联定轴轮系的效率

设轮系的输入功率为 P_d ，输出功率为 P_k ，则轮系的机械效率为

$$\eta = \frac{P_k}{P_d}$$

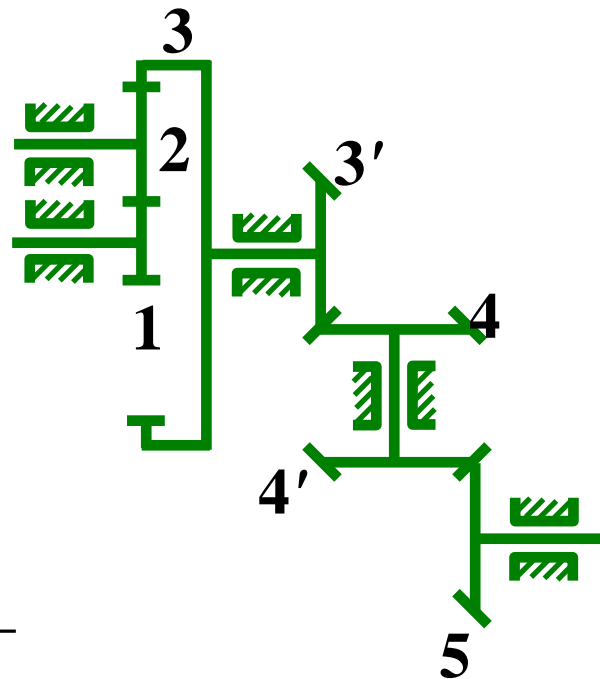
设各齿轮机构的效率分别为 η_1 、 η_2 、...、 η_k ，于是

$$\eta_1 = \frac{P_1}{P_d}, \quad \eta_2 = \frac{P_2}{P_1}, \quad \dots, \quad \eta_k = \frac{P_k}{P_{k-1}}$$

得到

$$\eta = \frac{P_k}{P_d} = \frac{P_1}{P_d} \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \dots \cdot \frac{P_k}{P_{k-1}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_k$$

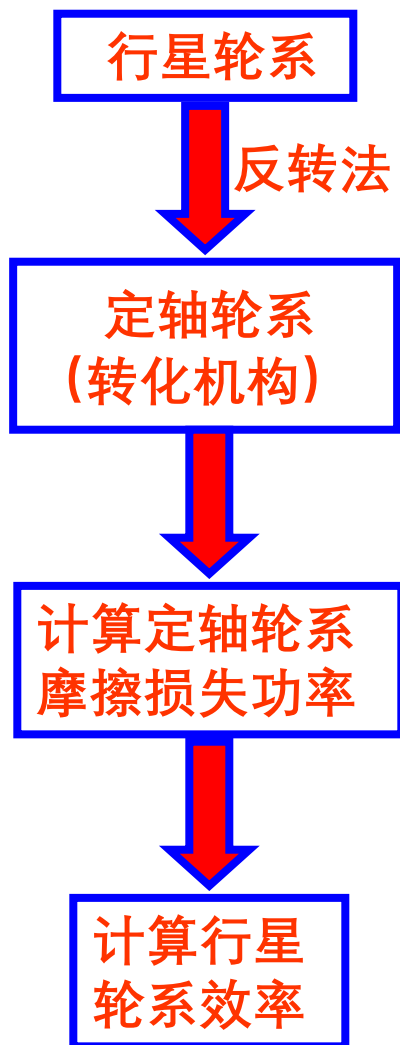
由齿轮机构串联而成的定轴轮系的效率等于各齿轮机构效率的连乘积。



二、行星轮系的传动效率（了解）

为了能较方便地求出 P_f ，可以将行星轮系转化，通过求其转化轮系的摩擦损耗功率 P_f^H 来求 P_f 。

计算行星轮系效率的基本原理



在不考虑各回转构件惯性力的情况下，当给整个行星轮系附加一个角速度，使其变成转化机构时，轮系中各齿轮之间的**相对角速度**和轮齿之间的**作用力**不会改变，**摩擦系数**也不会改变。因此，可以近似地认为行星轮系与其转化机构中的**摩擦损失功率**是相等的

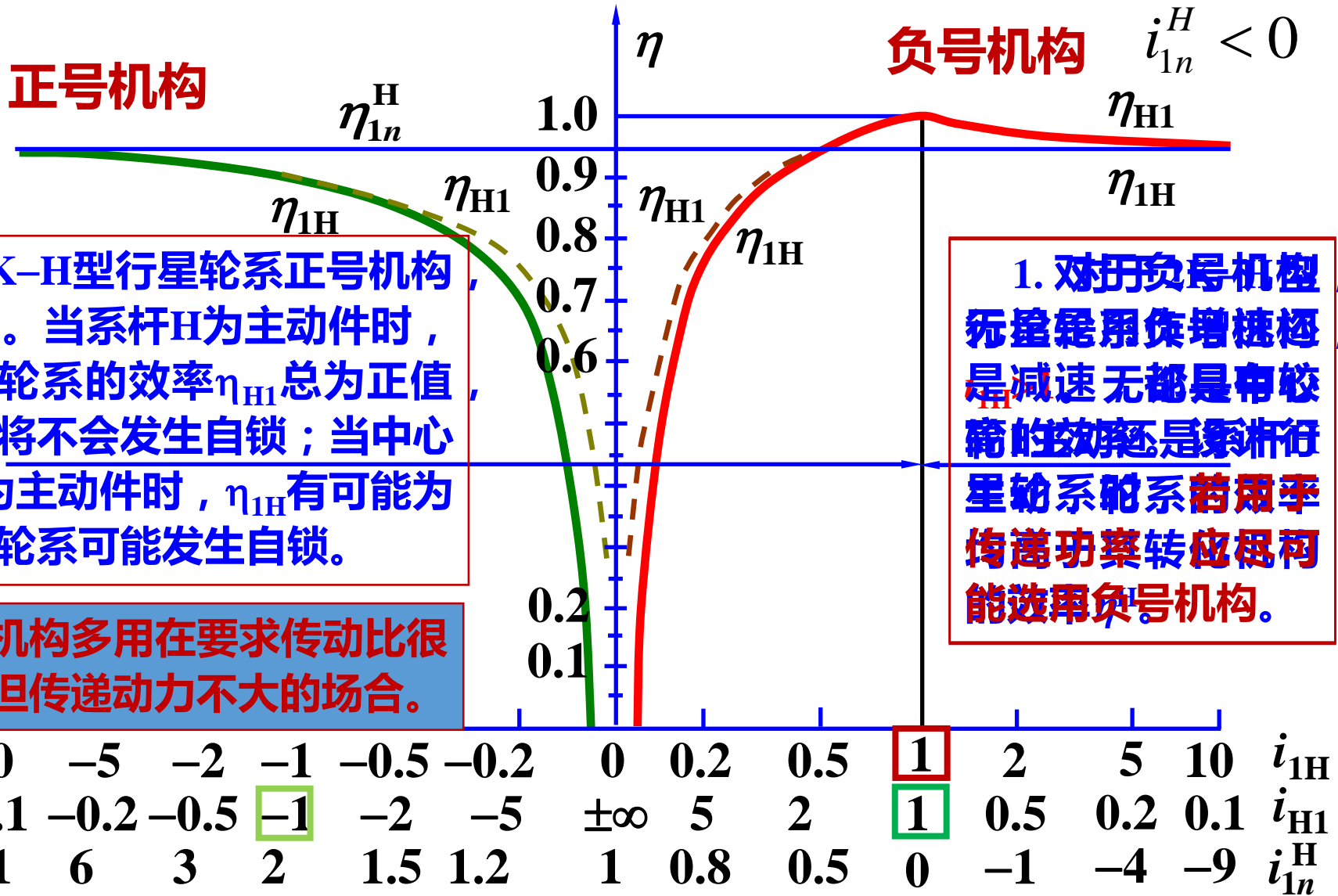
$$P_f^H = P_f$$

也就是说可以利用转化机构来求出行星轮系的摩擦损失功率。

$$\eta_{1H} = 1 - |1 - i_{H1}| (1 - \eta_{1n}^H)$$

(8-10)

$$i_{1H} = 1 - i_{1n}^H$$



2K-H型行星轮系效率曲线

第9周第2次课问题：↵

1)→在周转轮系传动比的计算式 $i_{1n}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_n - n_H}$ ， i_{1n}^H 是什么机构的传动比？其大小和

“±”如何确定？↵

2)→何谓正号齿轮机构与负号齿轮机构？↵

3)→在计算周转轮系的传动比时，式 $i_{1H} = 1 - i_{1n}^H$ ，在什么条件下使用才是正确的？↵

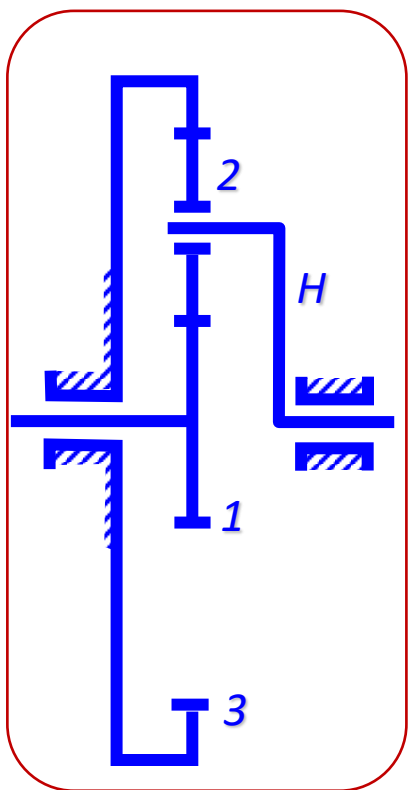
§ 8-5 行星轮系的设计（了解）

（一）行星轮系类型的选择

选型时要考虑的因素：

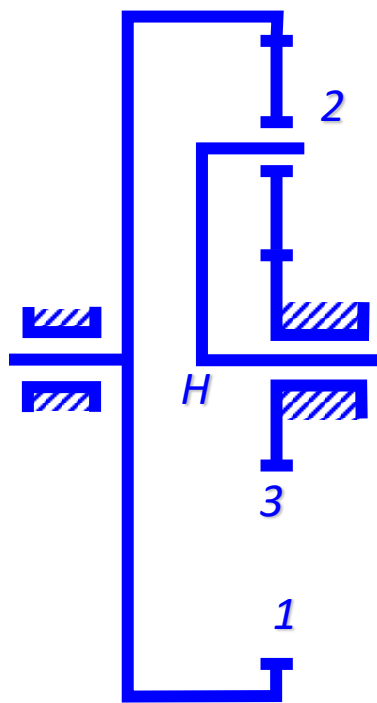
- 1) 传动比范围、效率高低、结构尺寸；
- 2) 制造与装配工艺等。

4种负号机构的传动比范围： $i_{1H} > 1$



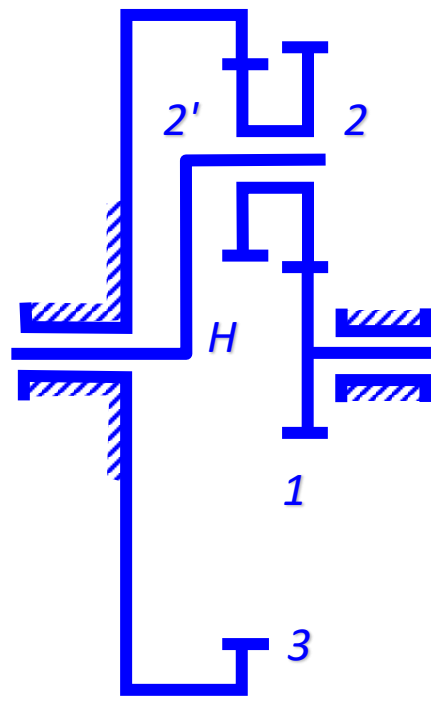
a)

$$i_{1H} = 2.8-13$$



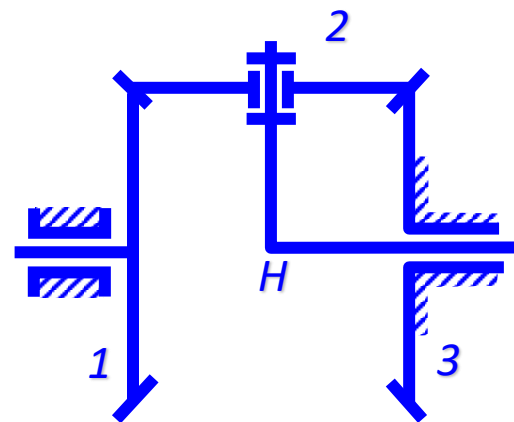
b)

$$i_{1H} = 1.14-1.56$$



c)

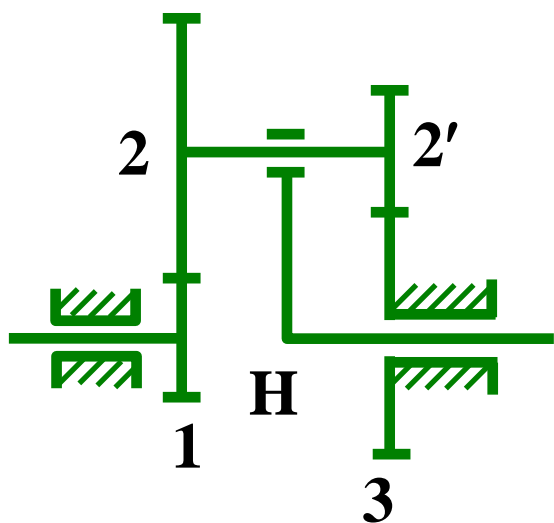
$$i_{1H} = 8-16$$



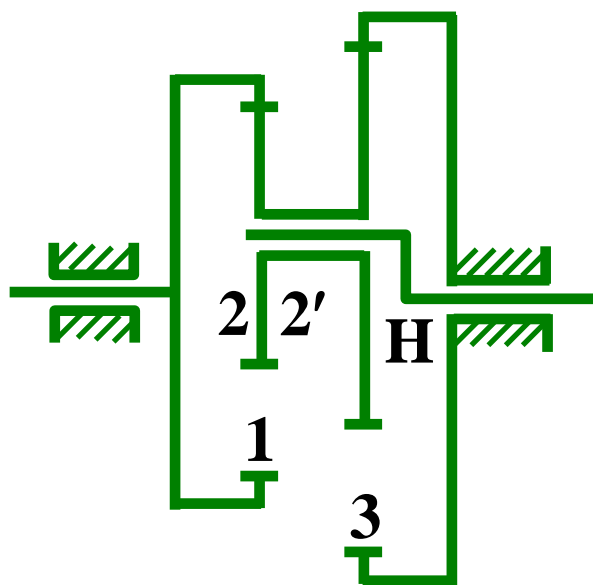
d) 1,3齿数相同

$$i_{1H} = 2$$

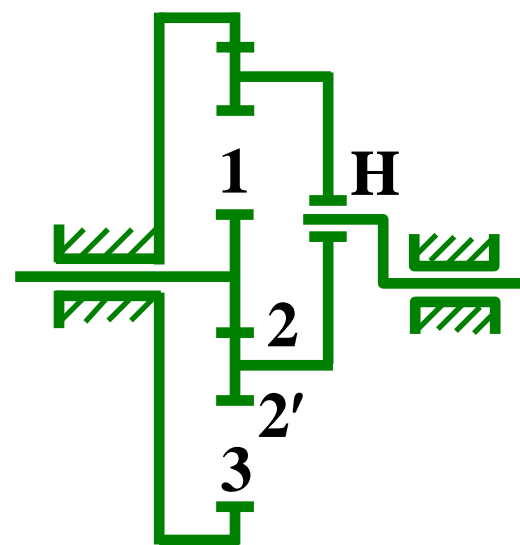
3种正号机构理论上传动比: $i_{1H} < 1$; $i_{H1} \rightarrow \infty$



e)



f)



g)

选择的一般原则：

- 传递动力应采用负号机构（减速传动效率总是高于增速传动，负号机构传动效率总是高于正号机构）；
- 可将几个负号机构串联起实现大传动比

(二) 各轮齿数的确定(重点)

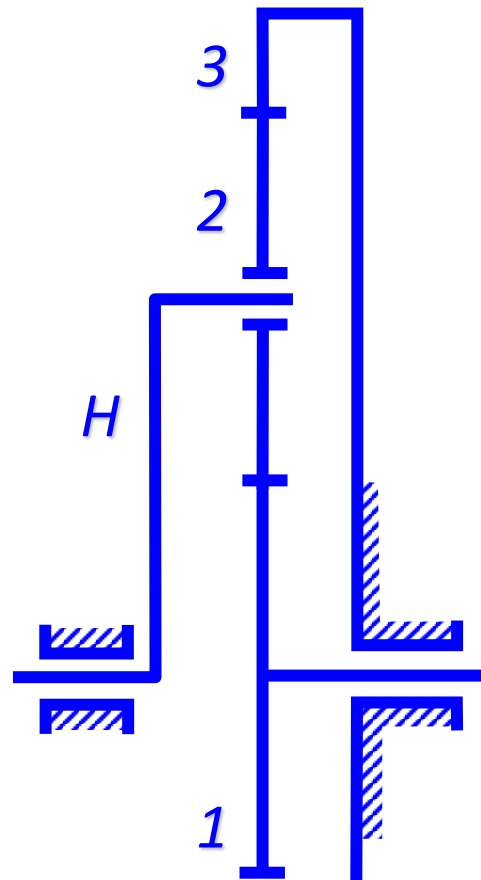
各轮的齿数必须满足以下要求：

- 1) 能实现给定的传动比 (**传动比条件**) ；
- 2) 中心轮和系杆共轴 (**同心条件**) ；
- 3) 能均布安装多个行星轮 (**均布条件**) ；
- 4) 相邻行星轮不发生干涉 (**邻接条件**) 。

1) 传动比条件

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

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



(2) 同心条件 $z_3 = (i_{1H} - 1)z_1$

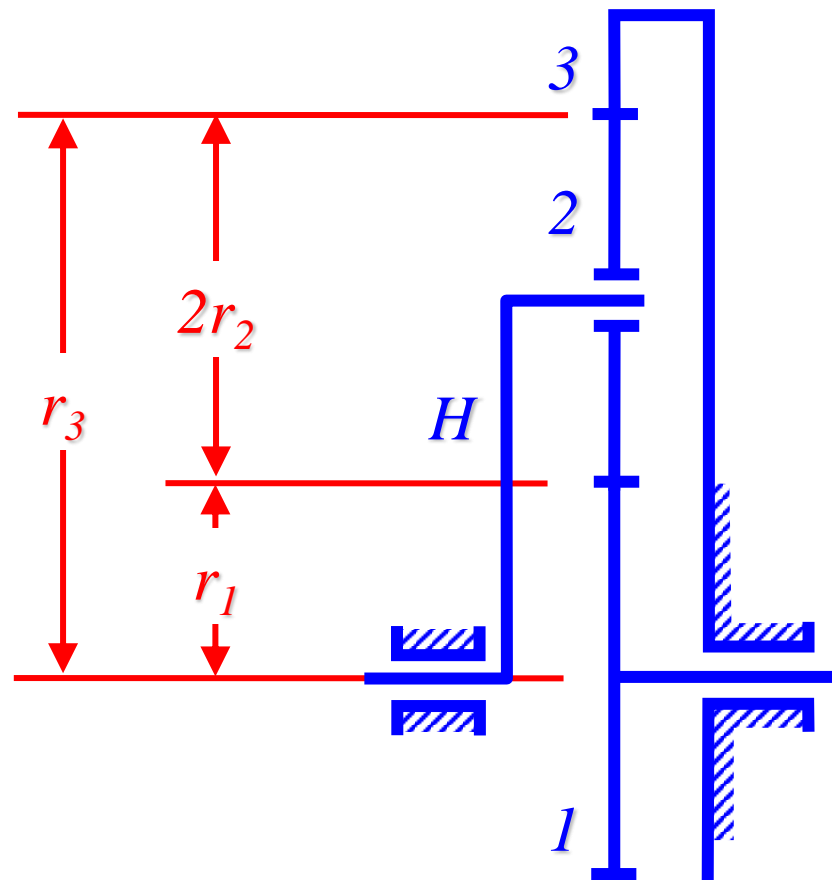
$$r_3 = r_1 + 2r_2$$

$$\frac{mz_3}{2} = \frac{mz_1}{2} + mz_2$$

$$z_3 = z_1 + 2z_2$$

$$(i_{1H} - 1)z_1 = z_1 + 2z_2$$

$$z_2 = z_1(i_{1H} - 2)/2$$



(3) 均布条件

$$\varphi_H = 360^\circ / K$$

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

$$= \frac{z_1 + z_3}{z_1} \cdot \frac{360^\circ}{K}$$

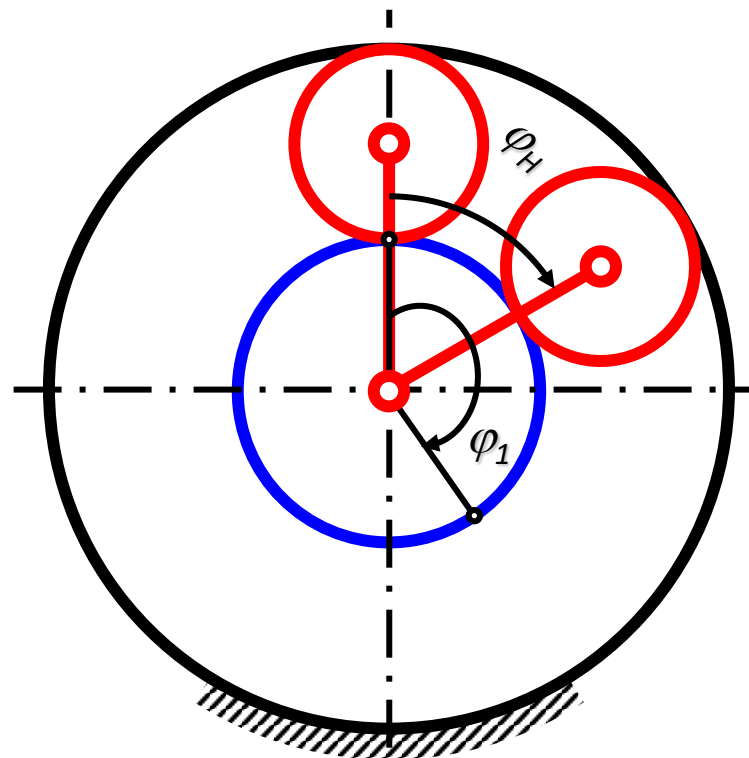
$$\varphi_1 = n \frac{360^\circ}{z_1} \quad \text{齿距角的整数倍}$$

$$n = \frac{z_1 + z_3}{K} = \frac{z_1 i_{1H}}{K}$$

两太阳轮的齿数和应能被行星轮的个数K整除。

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

均布 (视频)

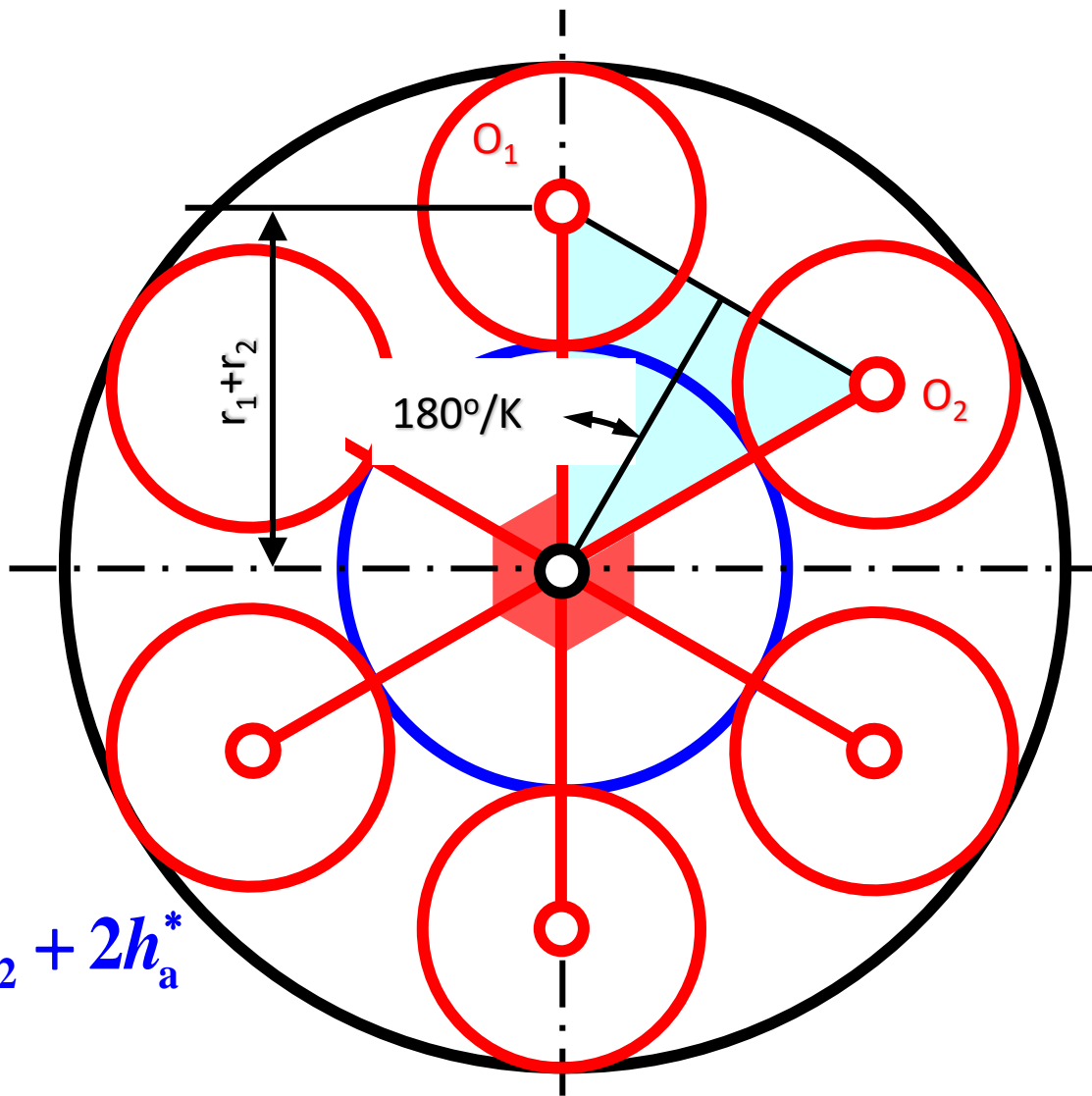


(4) 邻接条件

$$\overline{O_1 O_2} > 2r_{a2}$$

$$2(r_1 + r_2) \sin\left(\frac{180^\circ}{K}\right) > 2(r_2 + h_a^* m)$$

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{180^\circ}{K}\right) > z_2 + 2h_a^*$$



同心条件

$$z_2 = \frac{(i_{1H} - 2)z_1}{2}$$

传动比条件

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

均布条件

$$n = \frac{i_{1H}z_1}{K}$$

设计条件

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

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

配齿公式

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{180^\circ}{K}\right) > z_2 + 2h_a^*$$

检验条件

【例题8】 2K - H行星轮系，要求 $i_{1H} = 20/3$ ， $K = 3$ 。

$$z_1 : z_2 : z_3 : n = 1 : \frac{(20/3 - 2)}{2} : (20/3 - 1) : \frac{20/3}{3}$$

$$z_1 : z_2 : z_3 : n = 1 : \frac{7}{3} : \frac{17}{3} : \frac{20}{9}$$

$$z_1 : z_2 : z_3 : n = 9 : 21 : 51 : 20$$

初选 $z_1=18$ ，则 $z_2=42$ ， $z_3=102$ 。

$$\text{检验: } (18+42)\sin(180^\circ/3) = 51.96 > 44 = 42 + 2h_a^*$$

谢谢!

