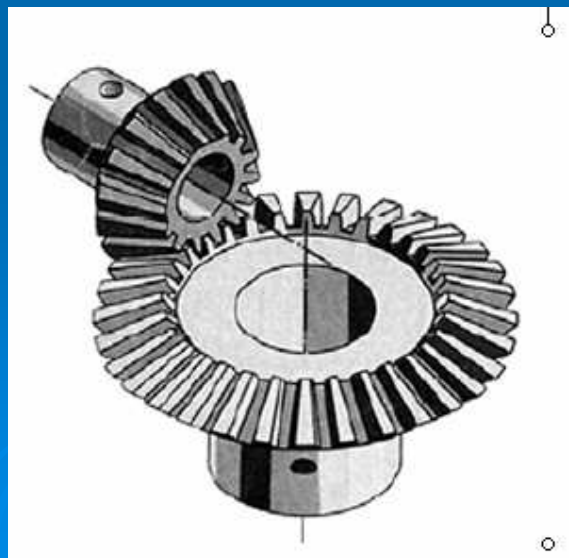
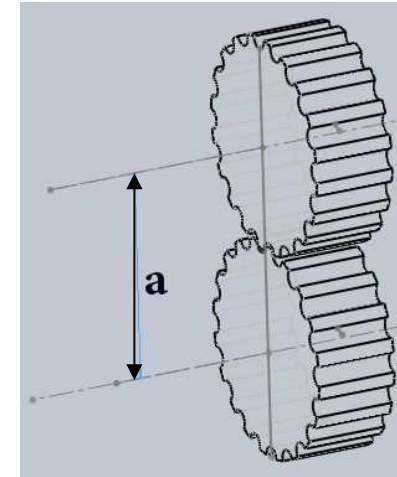
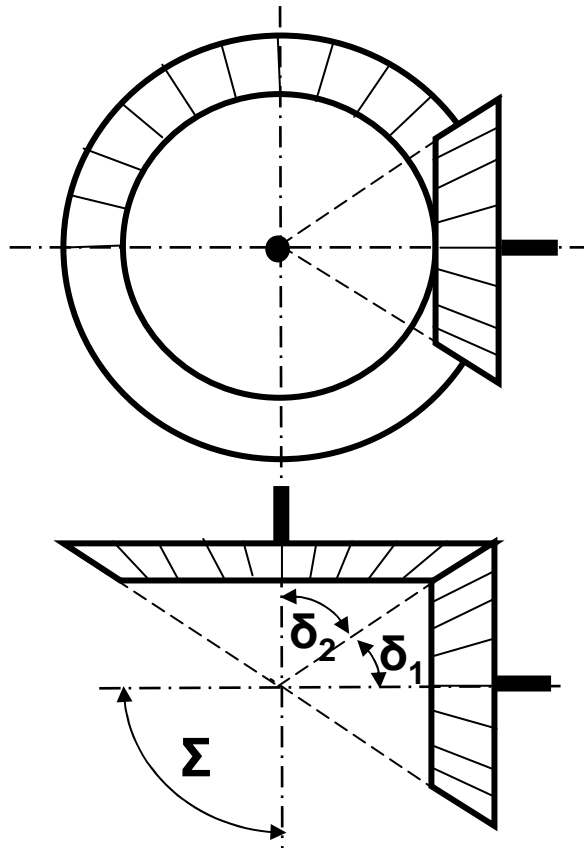


## Въпрос № 18

**КОНУСНИ ПРЕДАВКИ С ПРАВИ ЗЪБИ -  
ПРЕДАВАТЕЛНО ОТНОШЕНИЕ , ГЕОМЕТРИЧНИ  
ЗАВИСИМОСТИ. СИЛИ В ЗАЦЕПВАНЕТО.  
ЯКОСТНО ИЗЧИСЛЯВАНЕ.**



# Конусни зъбни предавки с прави зъби



## Аналогия с цилиндричните ЗП

КЗП

междуосов  
ъгъл  $\Sigma$

ЦЗП

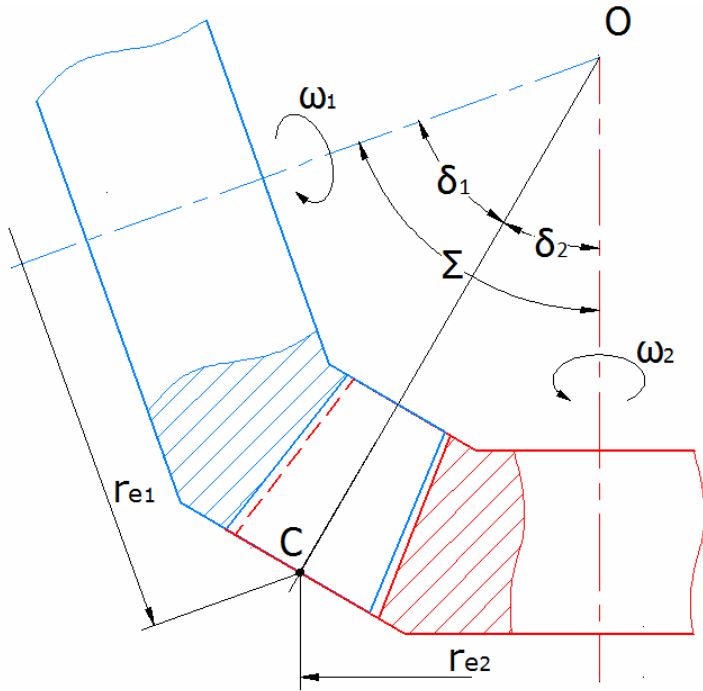
междуосово  
разстояние  $a_w$

ъгли на делителните конуси  $\delta$   $\longleftrightarrow$  диаметри на делителните окръжности  $d$

ъгли на началните конуси  $\delta_w$   $\longleftrightarrow$  диаметри на началните окръжности  $d_w$



## Предавателно отношение



$$v_c = \omega_1 r_{e1} = \omega_2 r_{e2} = \omega_1 \overline{OC} \sin \delta_1 = \omega_2 \overline{OC} \sin \delta_2$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

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

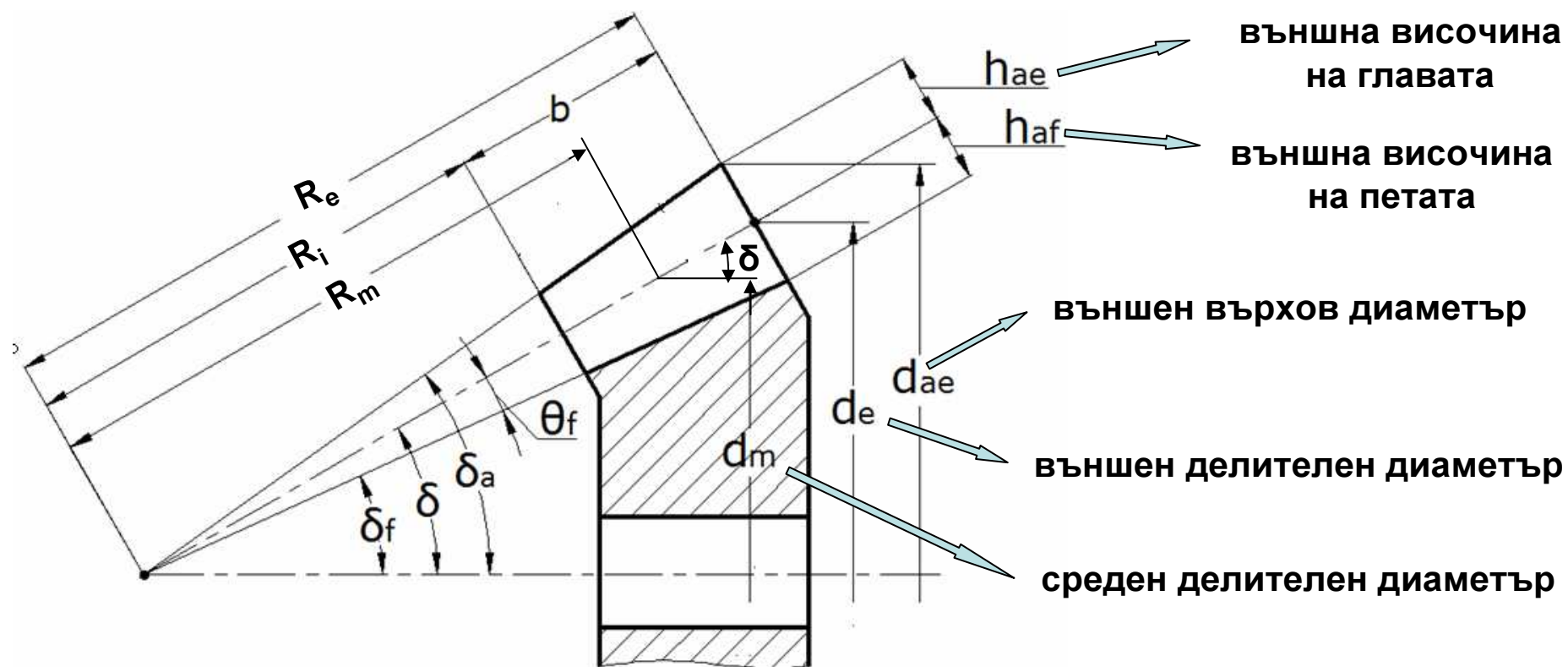
$$\begin{cases} \sin \delta_2 = \sin(\Sigma - \delta_1) = u \sin \delta_1 \\ \sin(\Sigma - \delta_1) = \sin \Sigma \cos \delta_1 - \cos \Sigma \sin \delta_1 = u \sin \delta_1 : \cos \delta_1 \\ \sin \Sigma - \cos \Sigma \operatorname{tg} \delta_1 = u \operatorname{tg} \delta_1 \Rightarrow \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \end{cases}$$

$$\text{npu } \Sigma = 90^\circ \Rightarrow \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$\begin{cases} \sin \delta_1 = \sin(\Sigma - \delta_2) = \frac{1}{u} \sin \delta_2 \\ \sin(\Sigma - \delta_2) = \sin \Sigma \cos \delta_2 - \cos \Sigma \sin \delta_2 = \frac{1}{u} \sin \delta_2 : \cos \delta_2 \\ \sin \Sigma - \cos \Sigma \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{u} \operatorname{tg} \delta_2 \Rightarrow \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\sin \Sigma}{\frac{1}{u} + \cos \Sigma} = \frac{u \sin \Sigma}{1 + u \cos \Sigma} \end{cases}$$

$$\text{npu } \Sigma = 90^\circ \Rightarrow \operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{z_2}{z_1}$$

# Геометрични зависимости



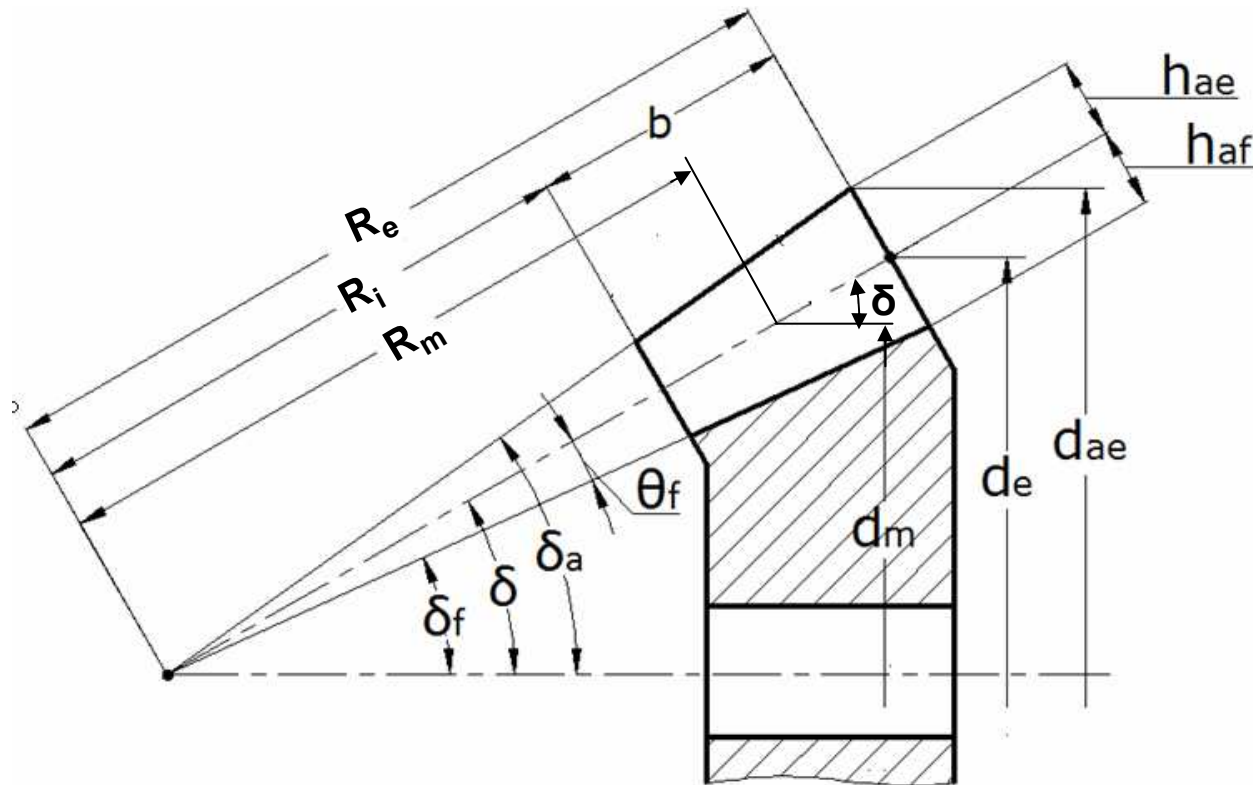
$m_e$  – външен модул  
(стандарт. по БДС)

$m_m$  – среден модул

$$d_e = m_e z$$

$$d_m = m_m z = d_e - 2 \frac{b}{2} \sin \delta = m_e z - b \sin \delta \longrightarrow$$

$$m_e = m_m + \frac{b}{z} \sin \delta$$



$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}$$

**външно конусно  
разстояние**

$$R_m = \frac{d_m}{2 \sin \delta} = R_e - \frac{b}{2}$$

**средно конусно  
разстояние**

$$R_i = R_e - b$$

**вътрешно конусно  
разстояние**

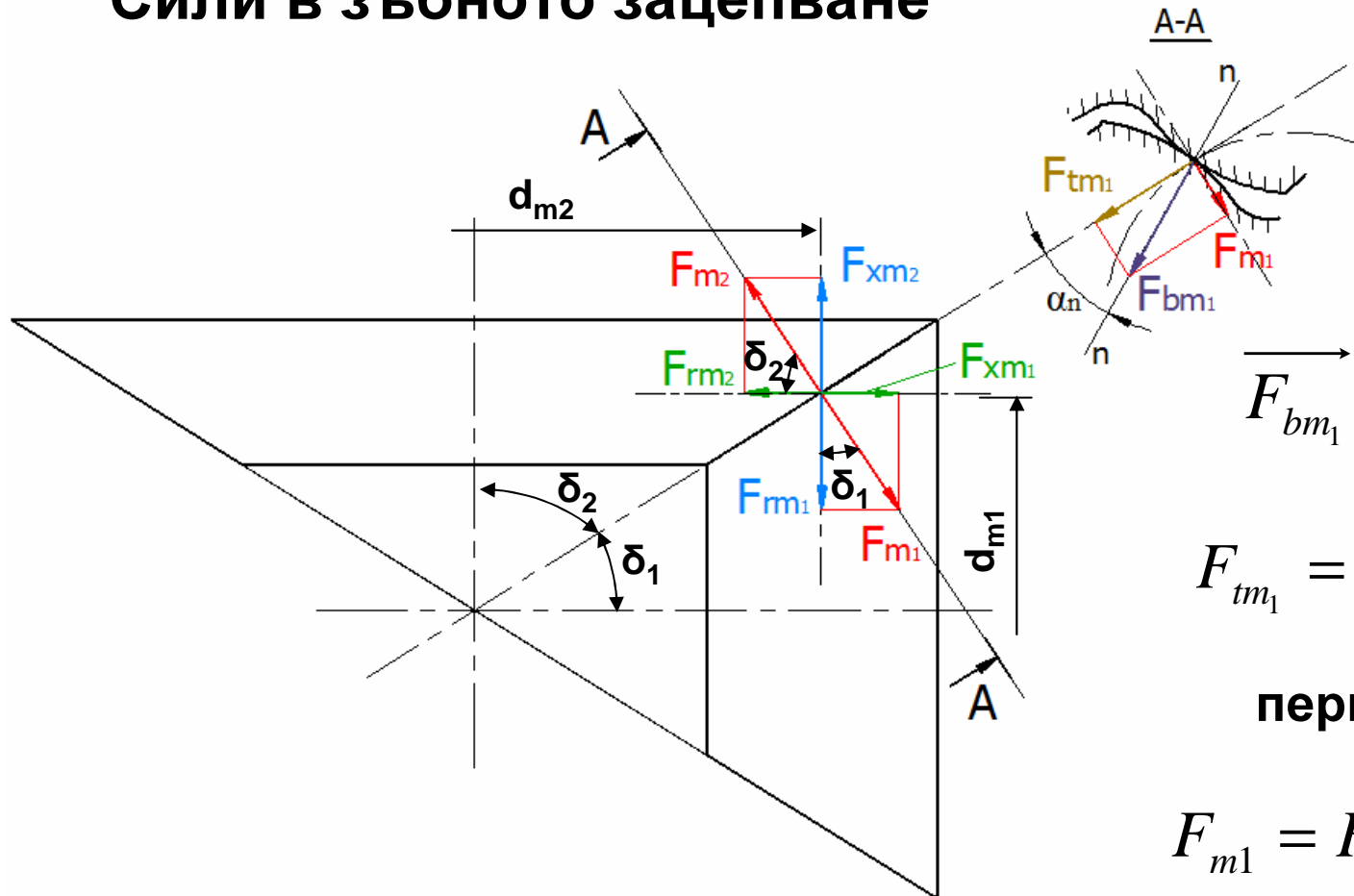
$$\left. \begin{aligned} h_{ae} &= h_a^* m_e \\ h_{af} &= (h_a^* + c^*) m_e \end{aligned} \right\} h_e = h_{ae} + h_{af} \quad \text{tg } \theta_f = \frac{h_{af}}{R_e} \quad \begin{array}{l} \text{ЪГЪЛ НА ПЕТАТА} \\ \text{НА ЗЪБИТЕ} \end{array}$$

$$(h_a^* = 1, c^* = 0,20)$$

$\delta_a$  - ъгъл на върховия конус (стругарски ъгъл)

$\delta_f$  - ъгъл на петовия конус (фрезови ъгъл)

# Сили в зъбното зацепване



$$\vec{F}_{bm_1} = \vec{F}_{tm_1} + \vec{F}_{m_1}$$

$$F_{tm_1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = F_{tm_2} \frac{2T_2}{d_{m2}}$$

**периферна сила**

$$F_{m1} = F_{m2} = F_{tm_1} \operatorname{tg} \alpha_n$$

$$\left. \begin{aligned} F_{rm_1} &= F_{xm_2} = F_{m_1} \cos \delta_1 = F_{tm_1} \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \\ F_{xm_1} &= F_{rm_2} = F_{m_1} \sin \delta_1 = F_{tm_1} \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \end{aligned} \right\} \text{радиални и осови сили}$$

# Пресмятане на товароносимост

## 1. Проверочно изчисление

### На огъване

$$\sigma_F = Y_{ES} \frac{F_{tm}}{bm_m} K_F \leq \sigma_{FP} = 0,85 \frac{\sigma_{F \lim b} Y_N}{S_{F \min}}$$

$$Y_{ES} \Rightarrow z_v = \frac{z}{\cos \delta} \quad \text{еквивалентен брой зъби} \quad K_F \approx K_H = 1,5 \div 2,0$$

### На контактна якост

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{F_{tm}}{bd_m} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_H \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_N}{S_{H \min}}$$

## 2. Проектно изчисление

$$m_m \geq (1,05 \div 1,25) \sqrt[3]{Y_{ES_1} \frac{T_1}{z_1^2 \psi_{bd_1} \sigma_{FP_1}} K_F} \quad \psi_{bd_1} = \frac{b_1}{d_{m_1}} = 0,3 \div 0,6$$

$$m_e = m_m + \frac{b_1}{z_1} \sin \delta_1 \Rightarrow \text{закръглява се до стандартен модул по БДС}$$
$$b = (0,25 \div 0,28) R_e$$

## Въпрос №19

**ЧЕРВЯЧНИ ПРЕДАВКИ – ВИДОВЕ ,  
КИНЕМАТИЧНИ И ГЕОМЕТРИЧНИ ЗАВИСИМОСТИ.  
СИЛИ В ЗАЦЕПВАНЕТО И КПД.  
ТОВАРОНОСИМОСТ.**

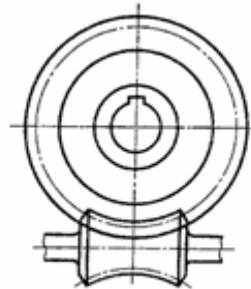
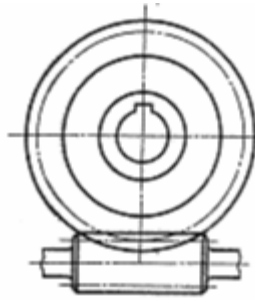




# Видове червячни предавки (ЧП)

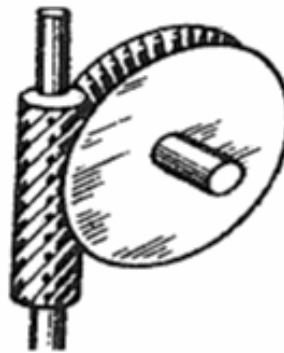
## 1. Според формата на червяка в осово сечение

ЧП с цилиндричен червяк



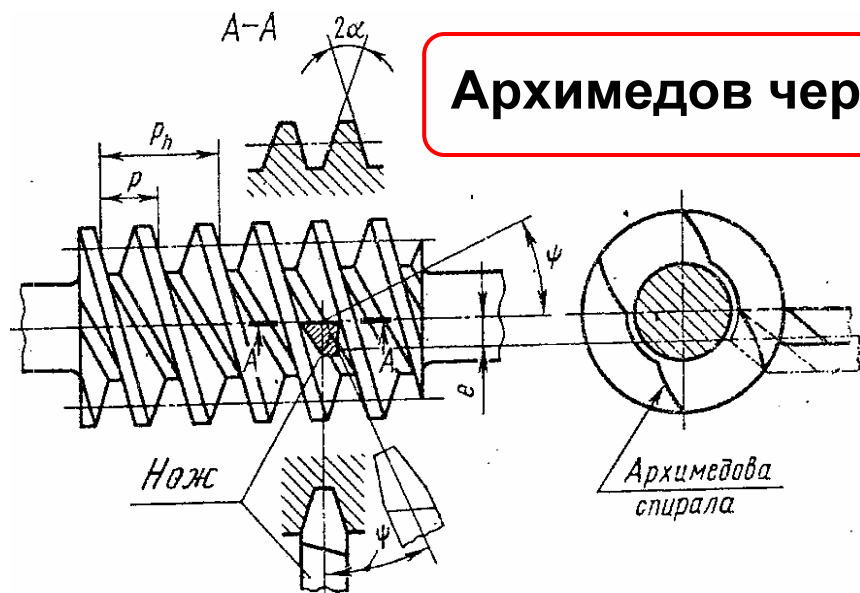
ЧП с глобоиден червяк

## 2. Според взаимното разположение на червяка и червячното колело

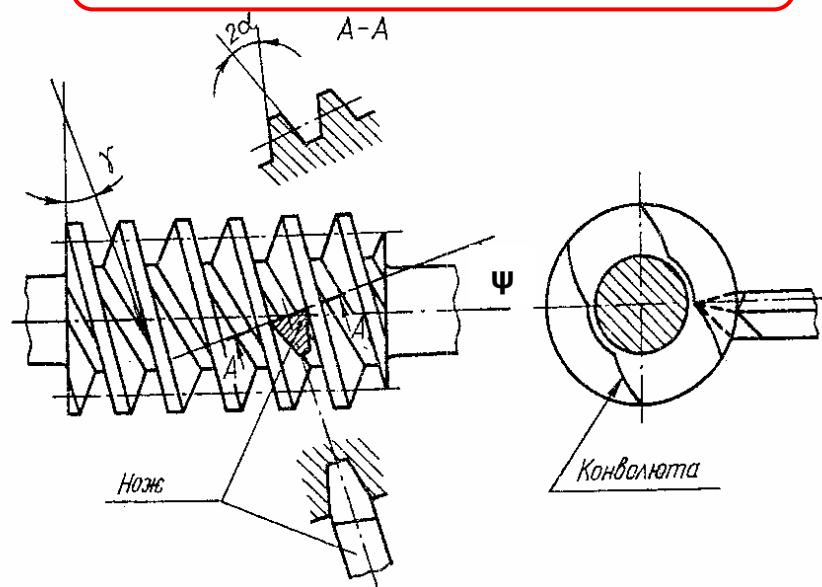


### 3. Видове цилиндрични червяци

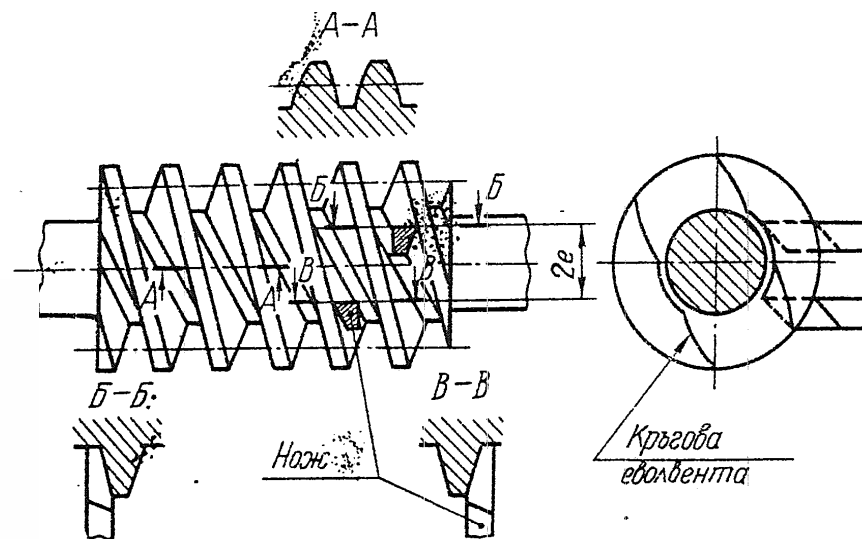
**Архимедов червяк (ZA)**



**Конволютен червяк (ZN)**



**Еволвентен червяк (Z1)**



## Предавателно отношение

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

$z_2$  – брой на зъбите на червячното колело

$z_1$  – брой на ходовете на червяка

i	<14	14-30	>30
$z_1$	4	2	1

## Геометрични зависимости при ЧП с архимедов червяк

$$d_1 = mq$$

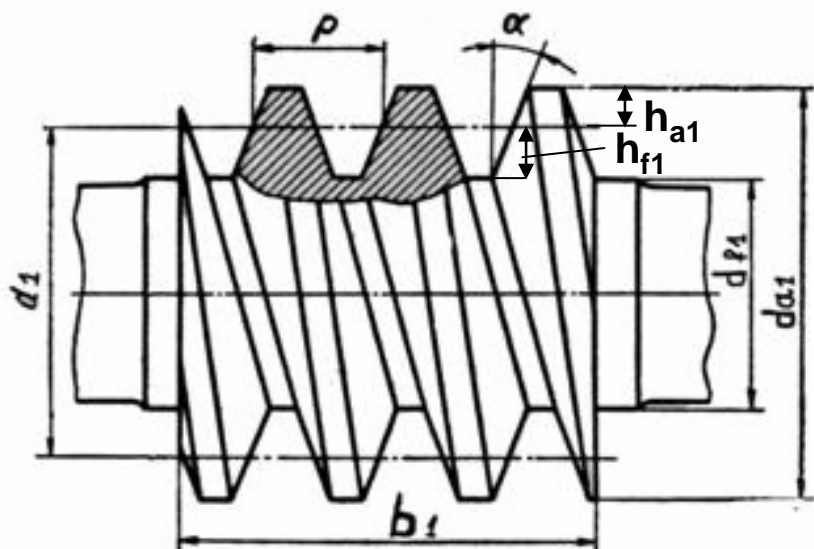
делителен диаметър

$$q = f(m)$$

коэффициент на диаметра на червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}$$

ъгъл на изкачване на навивките на червяка

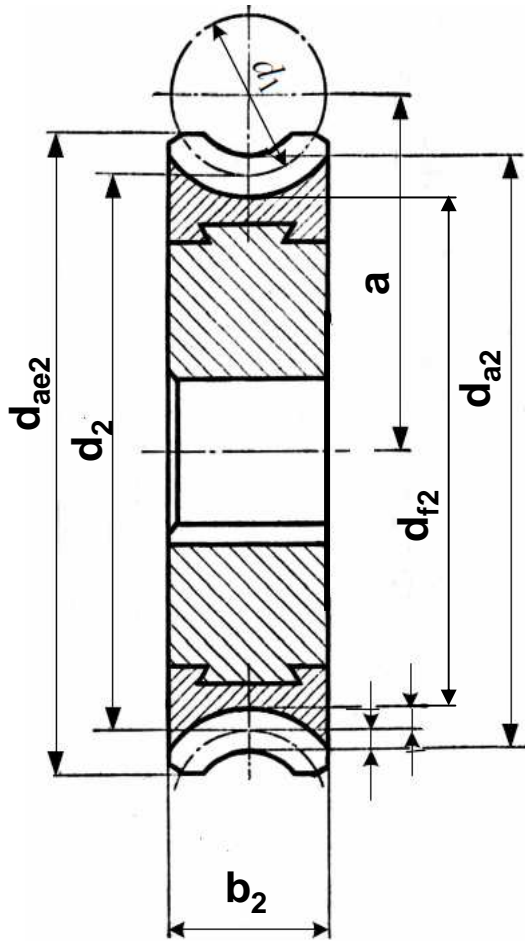


$$\left\{ \begin{array}{l} h_{a_1} = h_a^* m = m h_a^* = 1, c^* = 0,20 \\ h_{f_1} = (h_a^* + c^*) m = 1,2m \\ h_1 = h_{a_1} + h_{f_1} = 2,2m \end{array} \right.$$

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_{a_1} = mq + 2m = m(q + 2)$$

$$d_{f_1} = d_1 - 2h_{f_1} = mq - 2,4m = m(q - 2,4)$$

$$b_1 = f(z_2) \quad b_1 \approx (11 + 0,06 z_2)$$



$$\begin{cases} h_{a_2} = h_a^* m = m \\ h_{f_2} = (h_a^* + c^*) m = 1,2m \\ h_2 = h_{a_2} + h_{f_2} = 2,2m \end{cases}$$

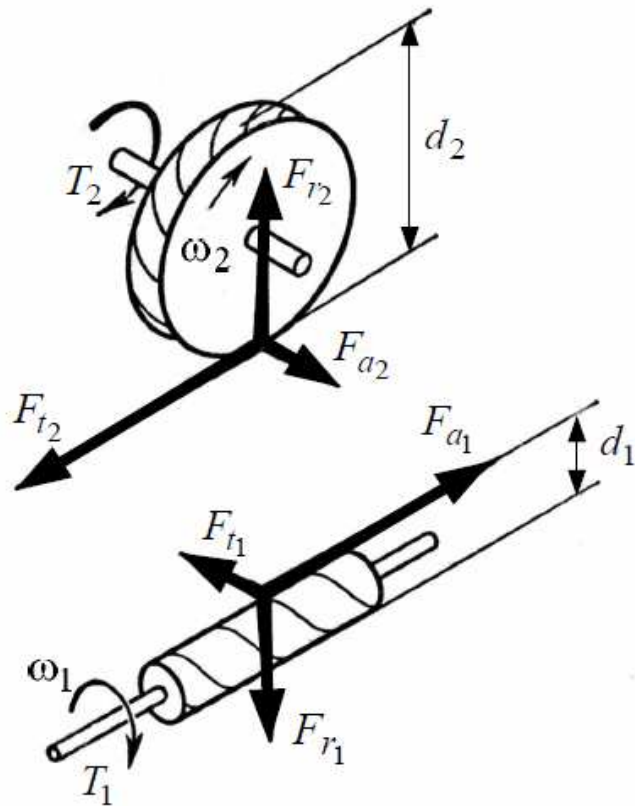
$$\begin{cases} d_2 = mz_2 \\ d_{a_2} = d_2 + 2h_{a_2} = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2) \\ d_{f_2} = d_2 - 2h_{f_2} = mz_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4) \\ d_{ae_2} = f(m, z_2) \Rightarrow d_{ae_2} = d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \end{cases}$$

$$b_2 = f(z_1) \Rightarrow b_2 \leq 0,75d_{a_1}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2} = m \frac{q + z_2}{2} \quad a_w = m \frac{q + z_2 + 2x_2}{2} \quad (-1 \leq x_2 \leq 1)$$

$$z_{2\min} \geq 30$$

## Сили в зацепването



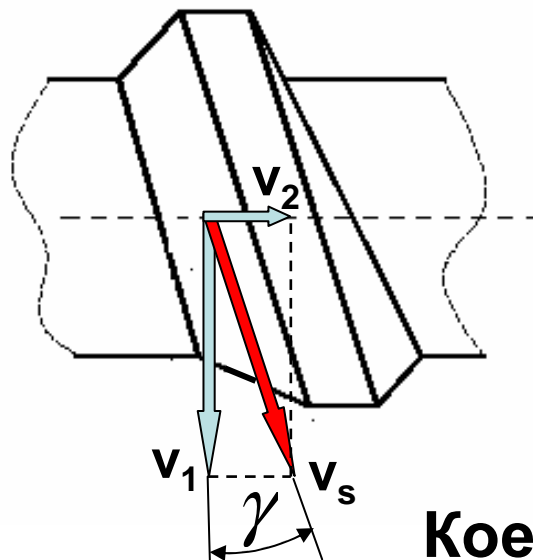
$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu / \cos \alpha$$

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad T_2 = iT_1 \eta$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$$

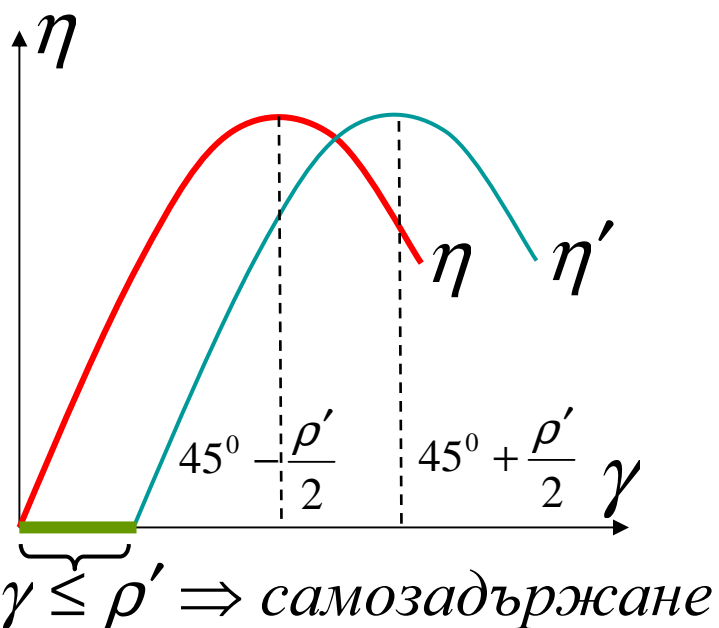
## Скорост на плъзгане



$$\vec{v}_s = \vec{v}_1 + \vec{v}_2$$

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \gamma}$$

## Коефициент на полезно действие ( $\eta$ )



$$\eta = \frac{F_{t_2} v_2}{F_{t_1} v_1} = \frac{F_{t_2} v_1 \operatorname{tg} \gamma}{F_{t_2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') v_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$$

задвижващ червяк

$$\eta' = \frac{F_t v_1}{F_{t_2} v_2} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma}$$

задвижващо червячно колело

$$\eta = \frac{P_{изх}}{P_{вх}} = \frac{P_{вх} - P_{заг}}{P_{вх}} = 1 - \psi = 1 - \psi_z \psi_l \psi_m$$

в зацепването

в маслото

$\psi = \psi_z \psi_l \psi_m$  - коефициент на загуби

$$0,60 \leq \eta \leq 0,90$$

в лагерите

### Преимущества на ЧП пред останалите зъбни предавки :

- голямо предавателно отношение (  $i$  )
- компактни предавки ( малко  $a_w$  )
- безшумни предавки
- възможност за самозадържане

### Недостатъци на ЧП :

- голямо осово натоварване на червяка
- нисък КПД
- бързо износване и загряване поради голямо приплъзване в зацепването

## **Материали**



```
graph LR; A[Материали] --> B[червяк – въглеродни и легирани стомани с термообработка HRC > 45 с последващо шлифване]; A --> C[червячно колело – бронзи, месинги и чугун]
```

**червяк – въглеродни и легирани стомани с термообработка HRC > 45 с последващо шлифване**

**червячно колело – бронзи, месинги и чугун**

### **Критерии за работоспособност на ЧП :**

- износване и задиране на зъбите на червячното колело**
- “pitting” на зъбите на червячното колело**
- уморно счупване на зъб от ЧК**
- коравина на червячния вал**
- прегряване на предавката**



## Проектно изчисление на ЧП

1. Определя се ориентировъчно междусосовото разстояние  $a_w$

$$a_w = \sqrt{Z_E^2 Z_H^2 T_2 \frac{K_A}{\sigma_{HP_2}^2}} \quad \sigma_{HP_2} = \frac{\sigma_{H \lim b} Z_L Z_n}{S_{H \min}}$$

2.  $q \approx \frac{z_2}{4}$  - условие за достатъчна коравина на червячния вал

3.  $a_w = \frac{m}{2}(q + z_2) \approx \frac{m}{2}\left(\frac{z_2}{4} + z_2\right) = \frac{5}{8}mz_2 \Rightarrow m \approx \frac{8}{5} \frac{a_w}{z_2}$

$$m \approx (1,5 \div 1,7) a_w / z_2$$

4. Приемат се стандартни  $m$  и  $q$

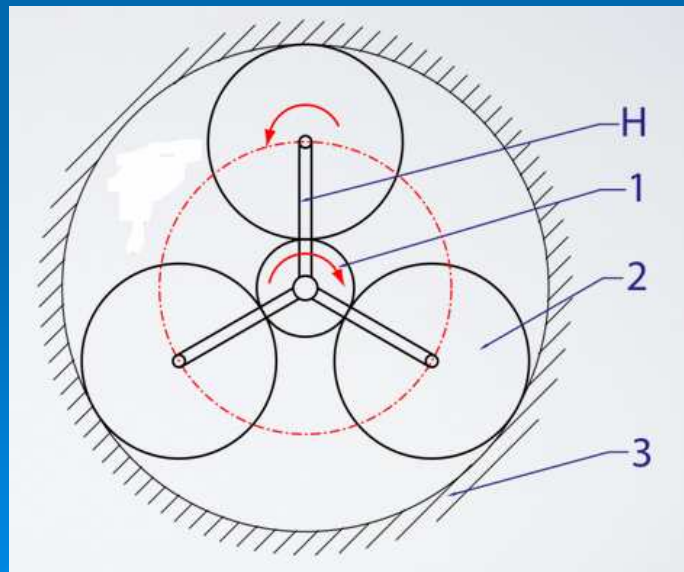
5. Определя се коефициентът на изместване  $x_2$  на червячното колело

$$a_w = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x_2) \Rightarrow x_2 = \frac{a_w}{m} - \frac{q + z_2}{2}$$

$$-1 \leq x_2 \leq 1$$

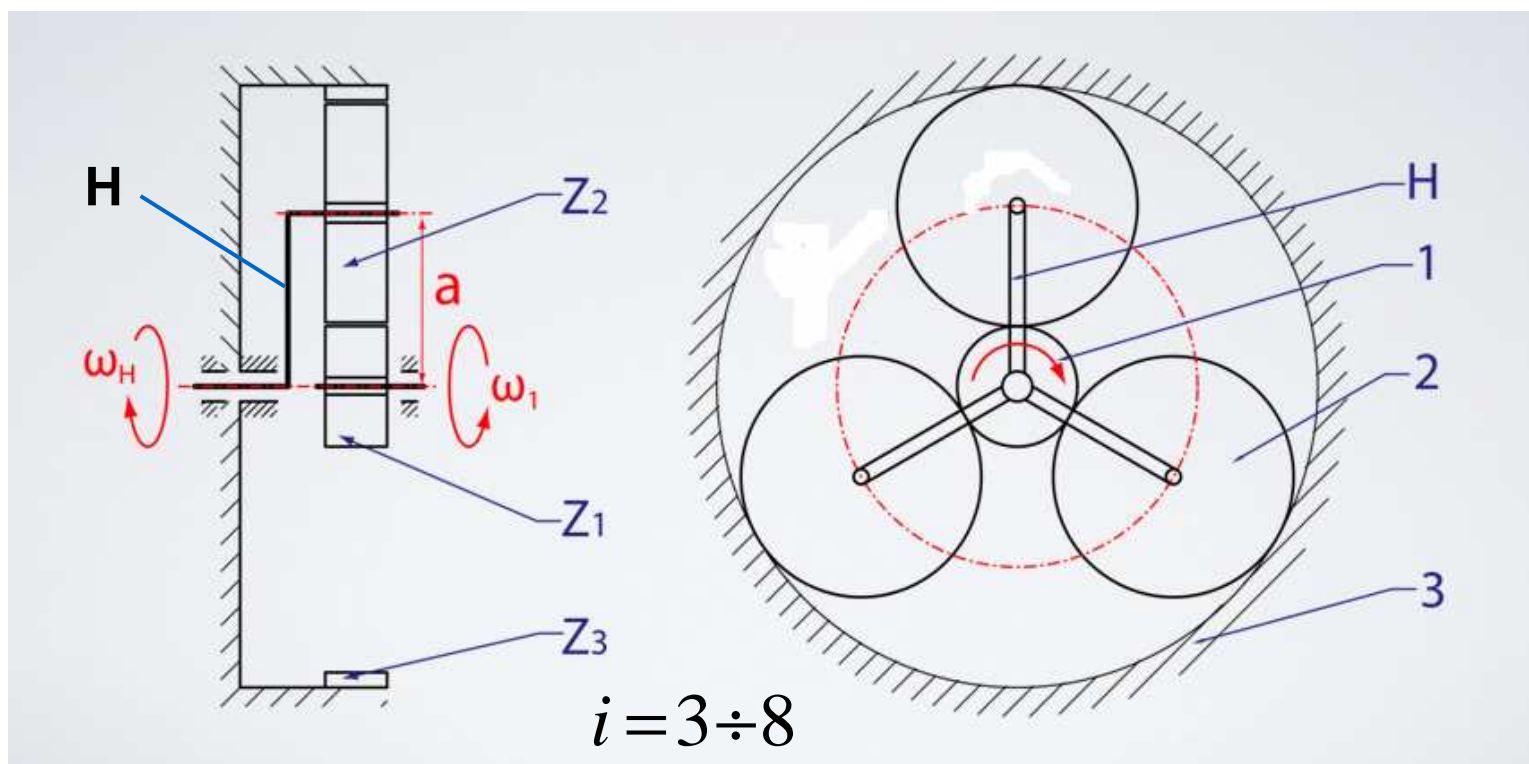
## Въпрос №20

# ПЛАНЕТНИ И ВЪЛНОВИ ПРЕДАВКИ – КОНСТРУКЦИЯ , КИНЕМАТИКА , ПРИЛОЖЕНИЯ



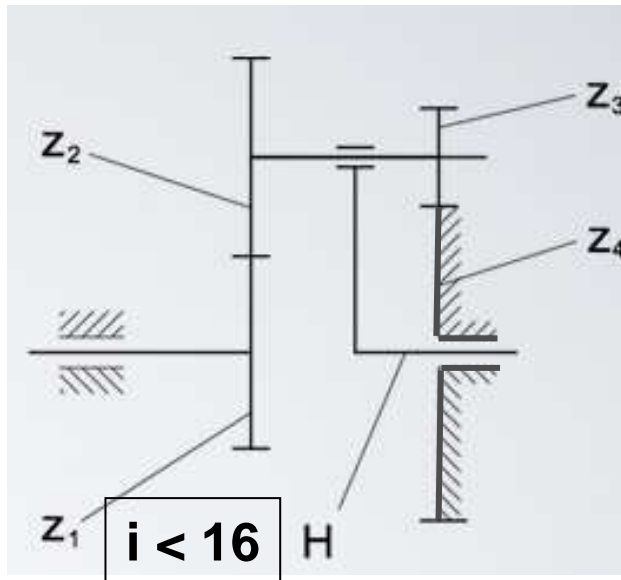
# Планетни предавки – предавки съдържащи 3К с подвижни оси

## Едноредна планетна предавка

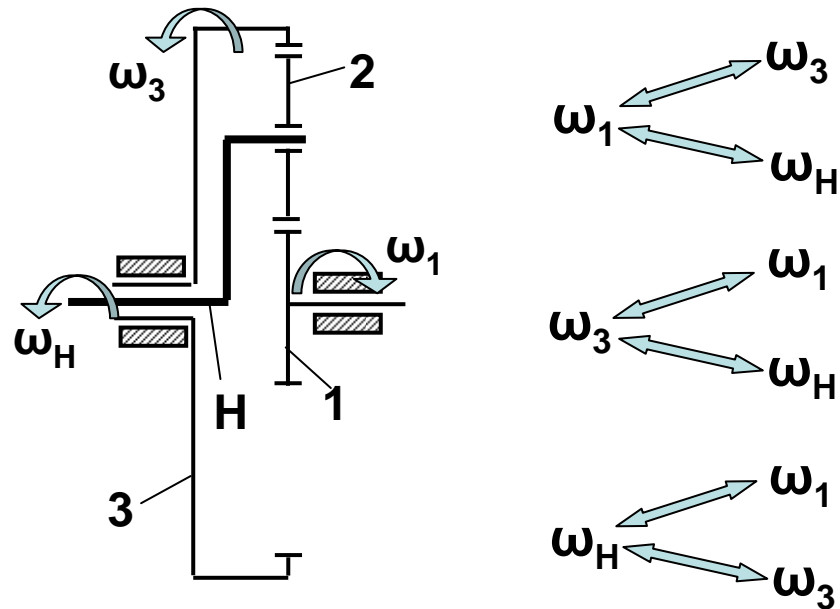


- 1 – централно (“слънчево”) колело    3 – неподвижен зъбен венец  
2 – сателитно колело    H - водило

## Планетна предавка със сдвоен сателит



## Диференциална предавка



### Предимства на планетните предавки :

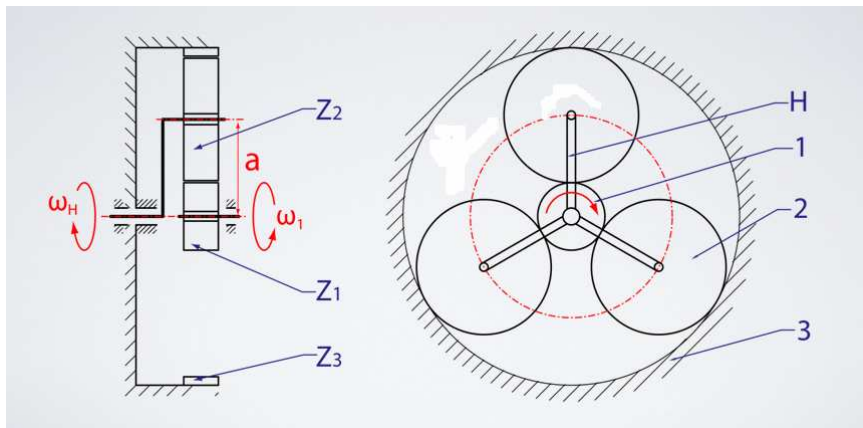
- малки габарити и маса
- намалено натоварване зъбните двойки, поради разделяне на мощността по няколко силови потока
- съосност на входящия и изходящия валове
- плавна работа и намален шум
- по-малко натоварване на лагерите
- възможности за реализиране на големи предавателни отношения в малки габарити

## Недостатъци на планетните предавки :

- изискват висока точност при изработка и монтаж
- с увеличаване на предавателното отношение КПД рязко спада

## Предавателно отношение

Метод на Вилис – мислено се застопорява водилото, като на всички колела се задава ъглова скорост  $-\omega_H$ . Зъбният венец 3 се завърта с  $-\omega_H$ . Получава се т.н. обратен механизъм, който е обикновена ЗП.



$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$\omega_3 = 0 \Rightarrow \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{z_3}{z_1} \Rightarrow 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \geq 1$$

$$i_{H1}^{(3)} = \frac{\omega_H}{\omega_3} = \frac{1}{i_{1H}^{(3)}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3} \leq 1$$

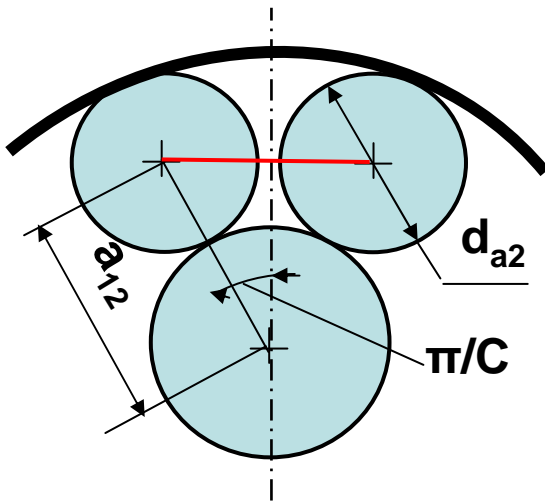
## Подбор на броя на зъбите на едноредна планетна предавка

**1**  $z_1 \geq 17$

**2**  $z_3 = z_1(i_{1H}^{(3)} - 1)$

**3**  $r_3 = r_1 + 2r_2 \Rightarrow z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}$  - условие за съосност на предавката

**4**  $\frac{z_1 + z_3}{C} = \text{цяло число}$  - условие за монтаж  
C – брой на сателитите , обикновено C = 3

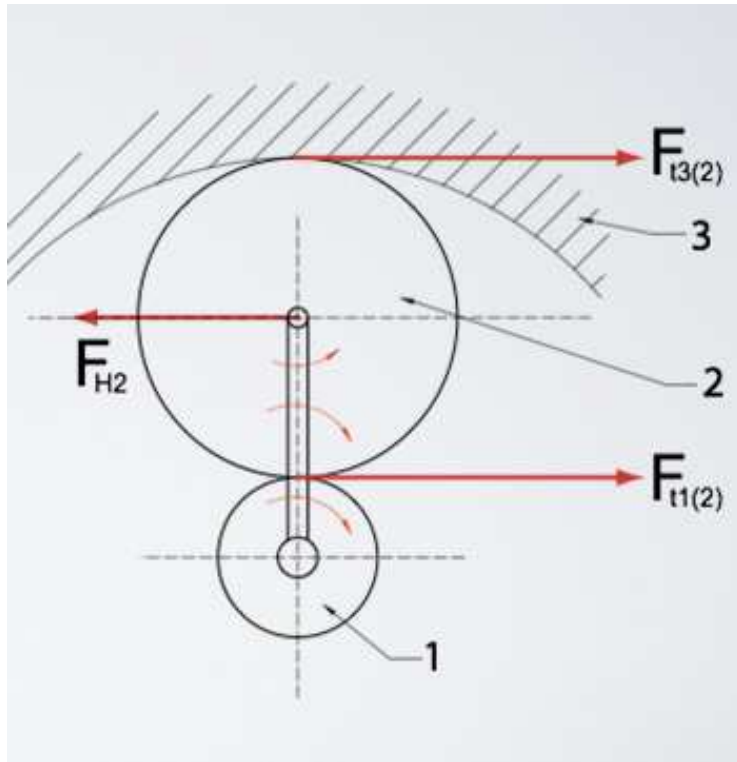


**5** условие за съседство

$$2a_{12} \sin \frac{\pi}{C} \geq d_{a_2} \Rightarrow 2m \frac{z_1 + z_2}{2} \sin \frac{\pi}{C} \geq m(z_2 + 2)$$

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{C} \geq z_2 + 2$$

## Сили в зацепването



**Силовият поток се разделя на толкова части, колкото е броя на сателитите  $S$**

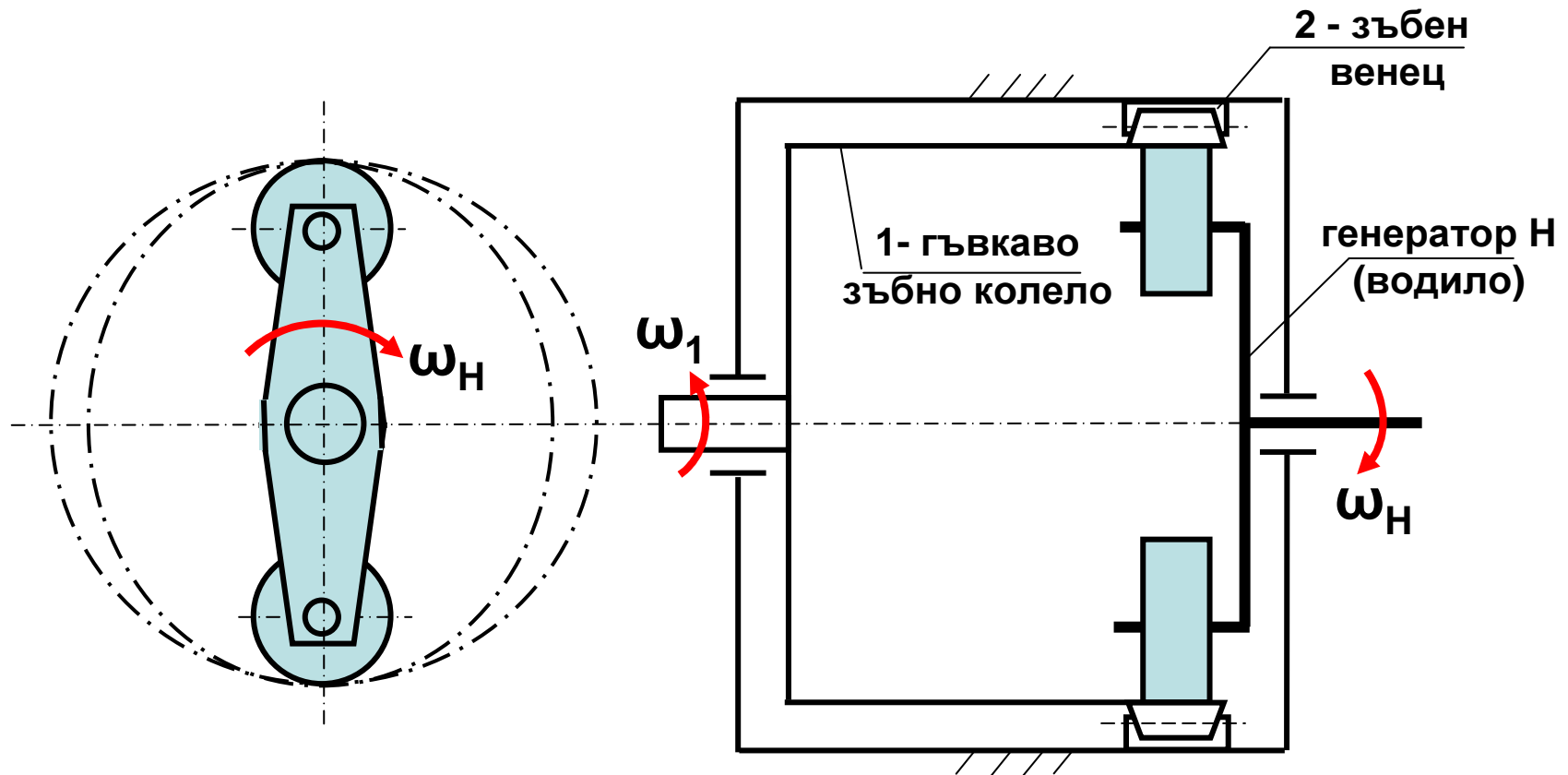
$$F_{t_{12}} = F_{t_{32}} = \frac{2T_1 K}{d_1 C}$$

$$F_{H2} = 2T_{t_{12}}$$

**$K = 1,5 - 2,0$  – коефициент на неравномерност на разпределение на натоварването между сателитите**

# Вълнови предавки

Патентовани в САЩ през 1952 г. Разновидност на планетните предавки. Предава движение чрез движеща се еластична вълна на гъвкаво зъбно колело





## Предавателно отношение

$$i_{H1} = \left( \frac{\omega_H}{\omega_1} \right) = - \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

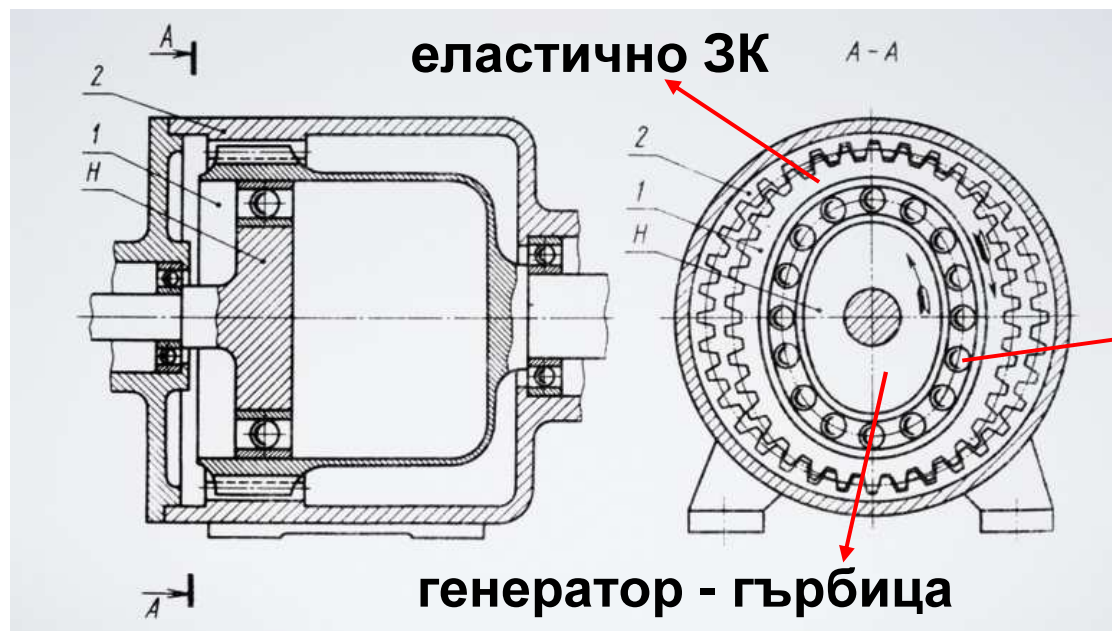
$z_2 - z_1 = u \Rightarrow$  брой на вълните

### Предимства на вълновите предавки :

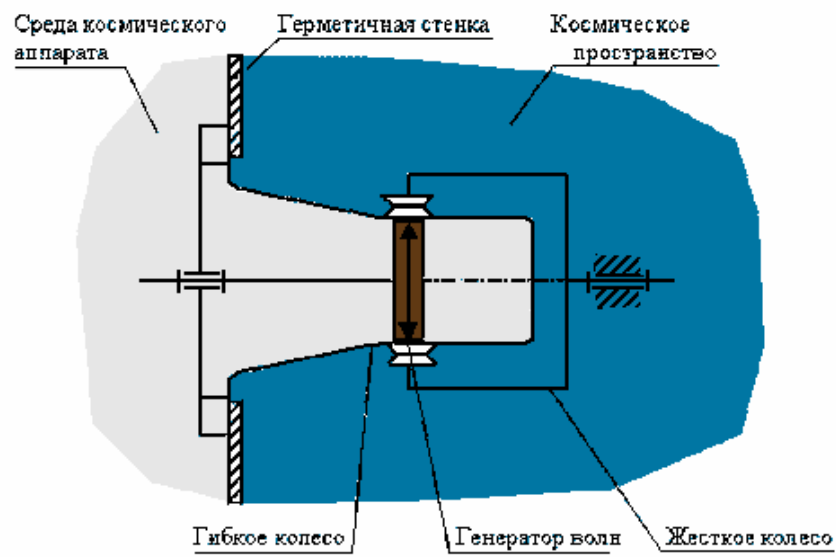
- големи предавателни отношения  $80 < i < 300$
- висока товароносимост поради големия брой едновременно зацепени зъби ( 40% от  $z_1$ )
- висока кинематична точност ( $\Delta\alpha < 1'$ )
- безшумна работа

### Недостатъци :

- еластичното зъбно колело е високотехнологичен елемент
- ограничена дълготрайност на еластичното колело поради умора на материала
- затруднено топлоотвеждане в предавката



Вълнова предавка с  
гъвкав лагер



Херметична вълнова  
предавка