

# ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

**Планетарными** – называют многозвенные зубчатые механизмы, имеющие колеса с движущимися геометрическими осями

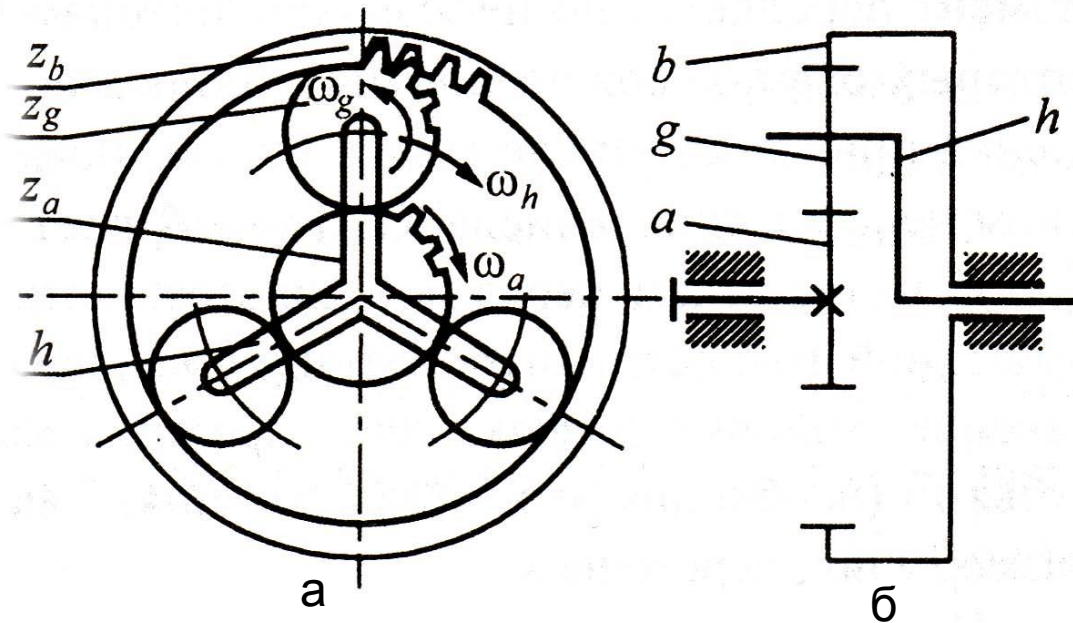


Схема простой планетарной передачи

а – конструктивная схема; б – кинематическая схема;  $z_a$ ,  $z_b$  – центральные колеса;  $z_g$  – сателлиты;  $h$  – водила

# ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

## □ ПРЕИМУЩЕСТВА:

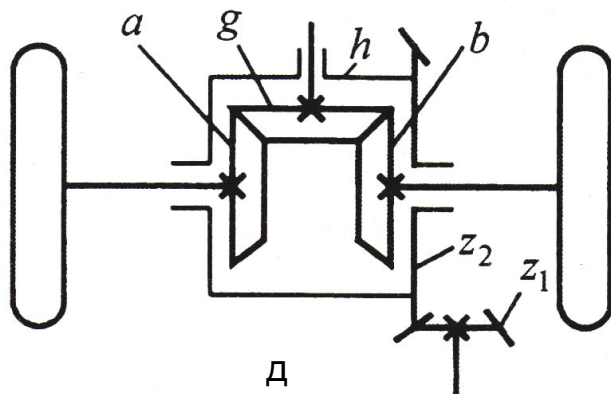
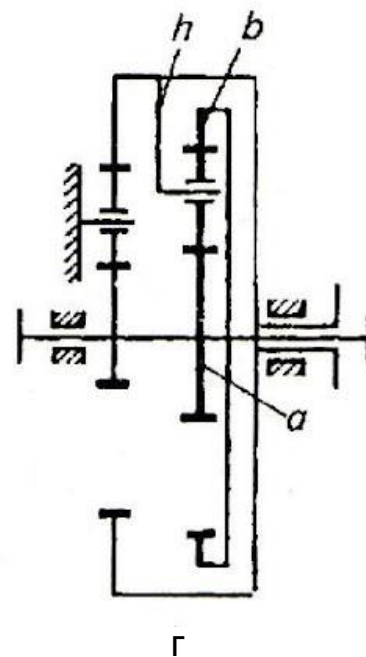
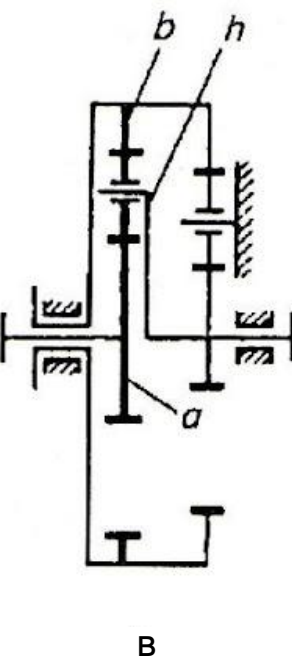
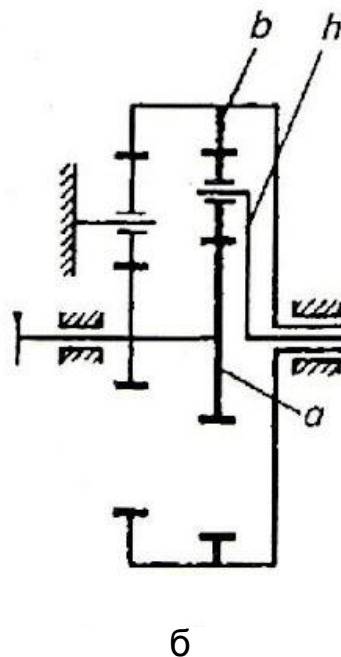
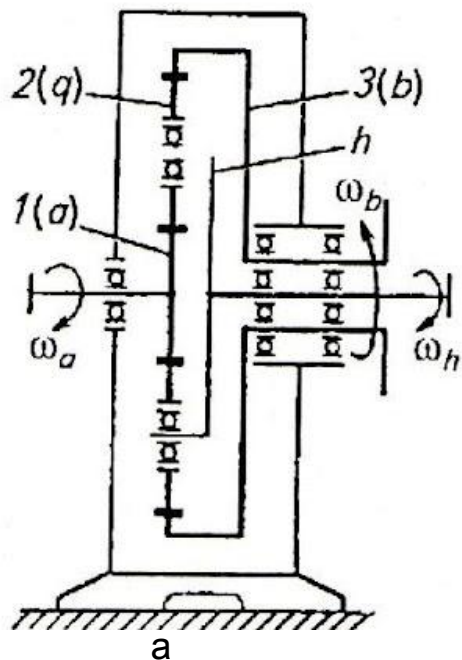
- меньшие габариты и масса
- возможность получения большого передаточного числа при малом числе колес

## □ НЕДОСТАТКИ:

- требования к повышенной точности изготовления
- большое число подшипников качения
- необходимость использования долбяка для нарезания колес с внутренними зубьями

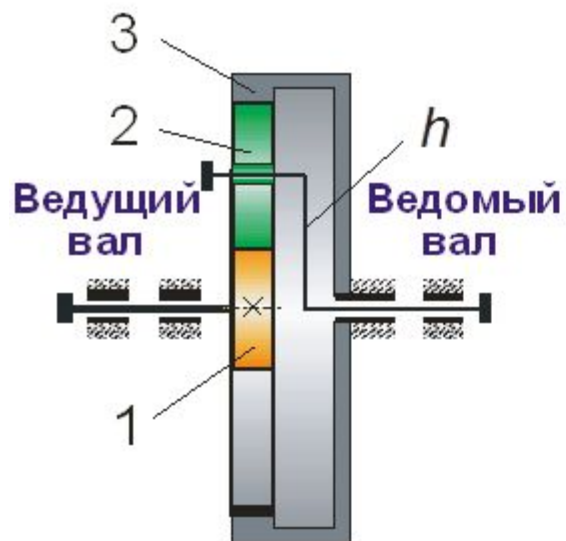
# ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

(В КОТОРЫХ ВСЕ ОСНОВНЫЕ ЗВЕНЬЯ ПОДВИЖНЫ)

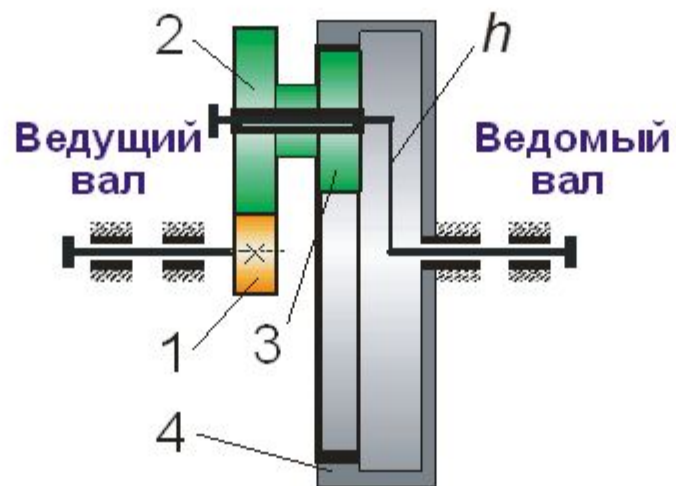


- а – с двумя степенями свободы;
- б – замыкающая, в которой соединяются центральные колеса;
- в, г – замыкающие, где одно из центральных колес соединяется с водилом;
- д – дифференциал заднего моста автомобиля, выполненный по схеме «б» но с коническим колесом

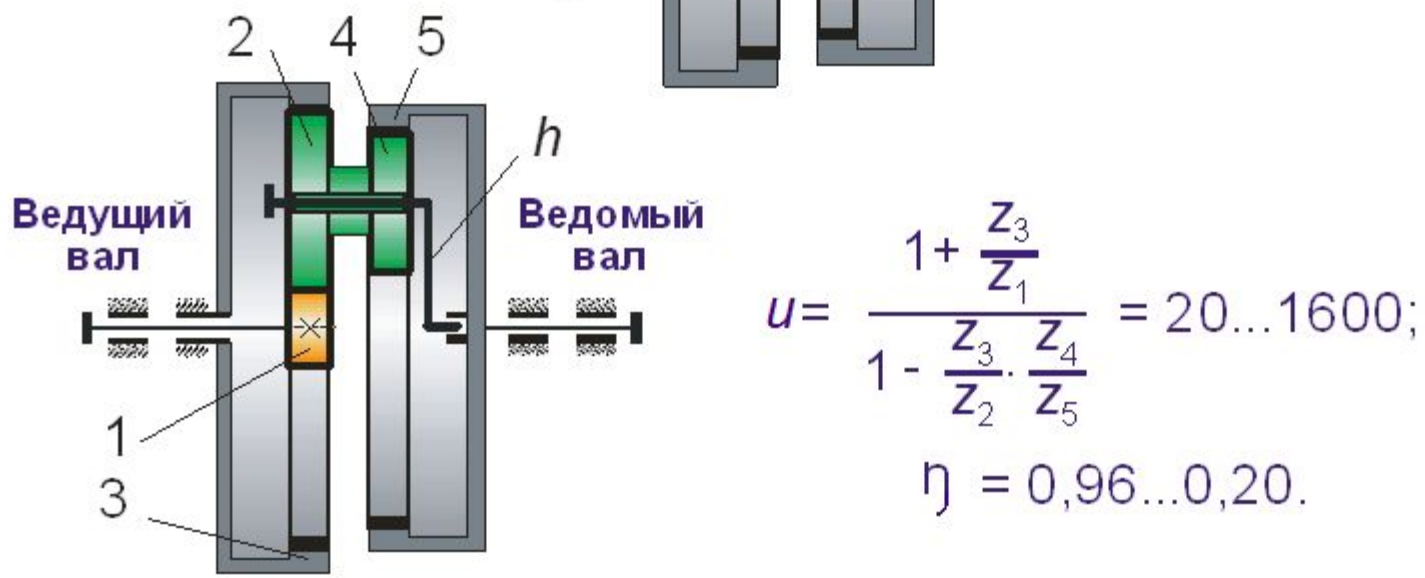
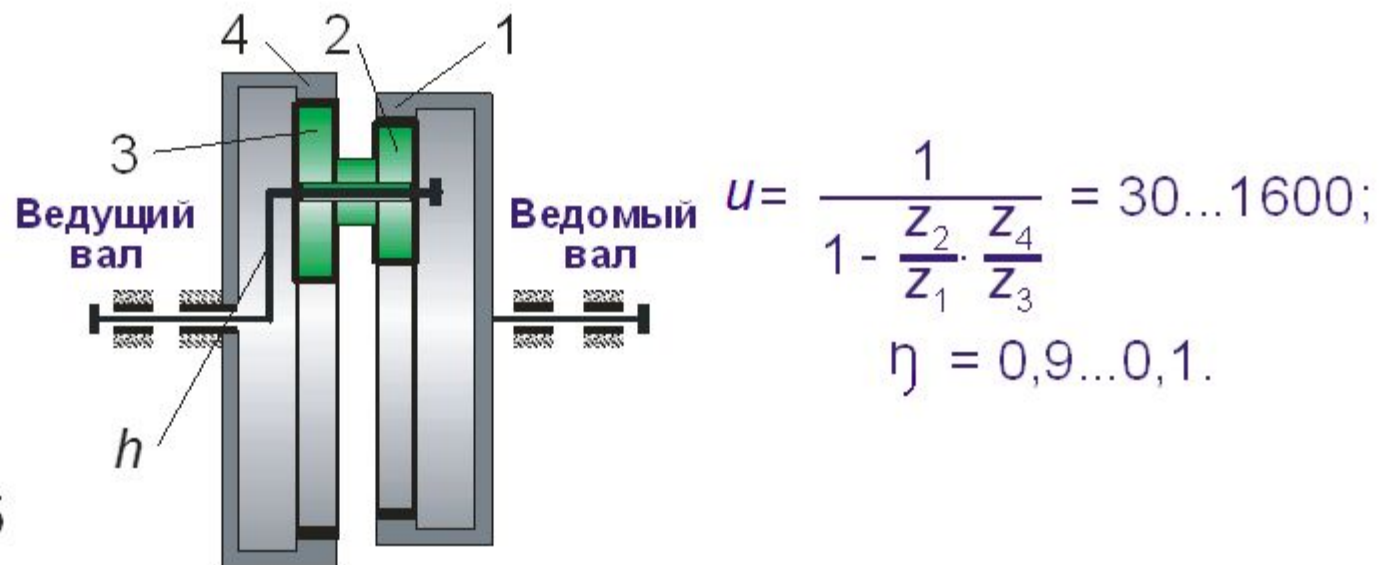
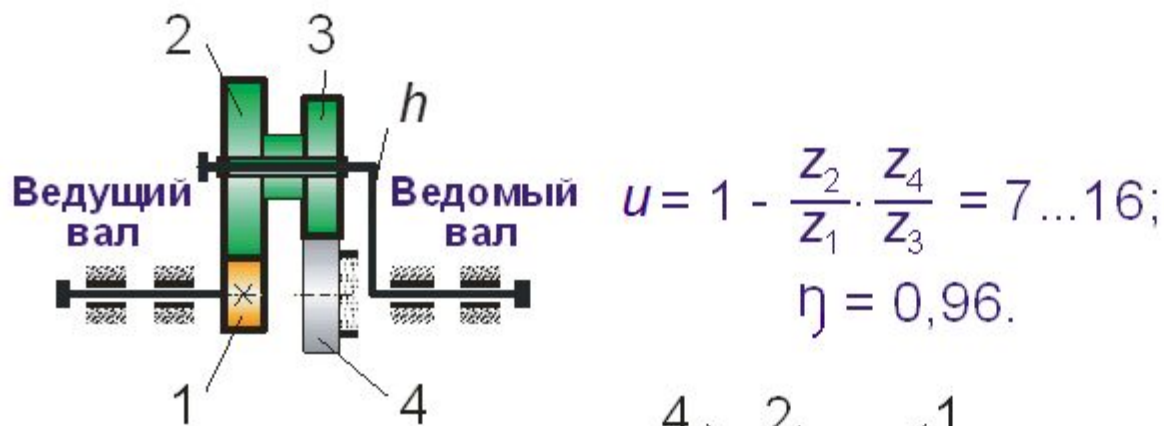
# ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



$$u = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 3 \dots 8;$$
$$\eta = 0,98.$$

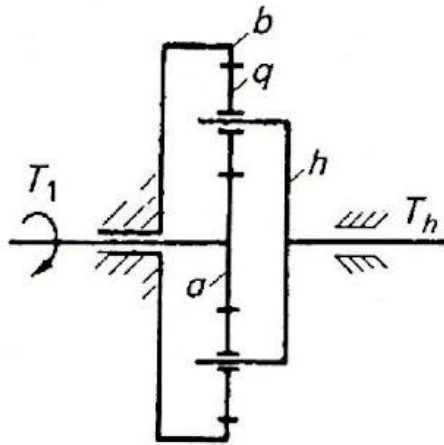


$$u = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 7 \dots 16;$$
$$\eta = 0,96.$$



# УСЛОВИЯ ДЛЯ ПОДБОРА ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

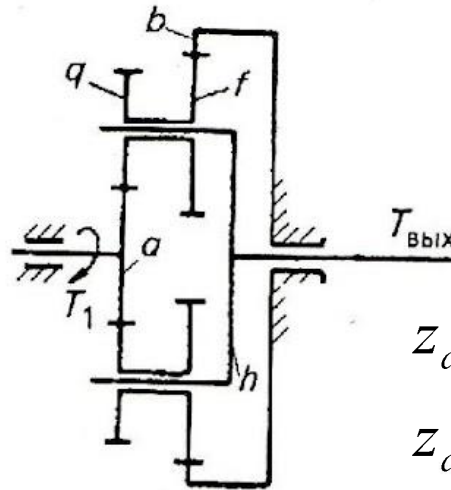
- Условие соосности – геометрические оси центральных колес должны совпадать с осью вращения водила.
- Условия сборки – зубья всех звеньев планетарной передачи должны входить в зацепление.
- Условие соседства – сателлиты не должны касаться друг друга.



$$z_a + z_q = z_b - z_q$$

$$z_a + z_b / n_c = \gamma$$

$$(z_a + z_q) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq z_q + 2$$



$$z_a + z_q = z_b - z_f$$

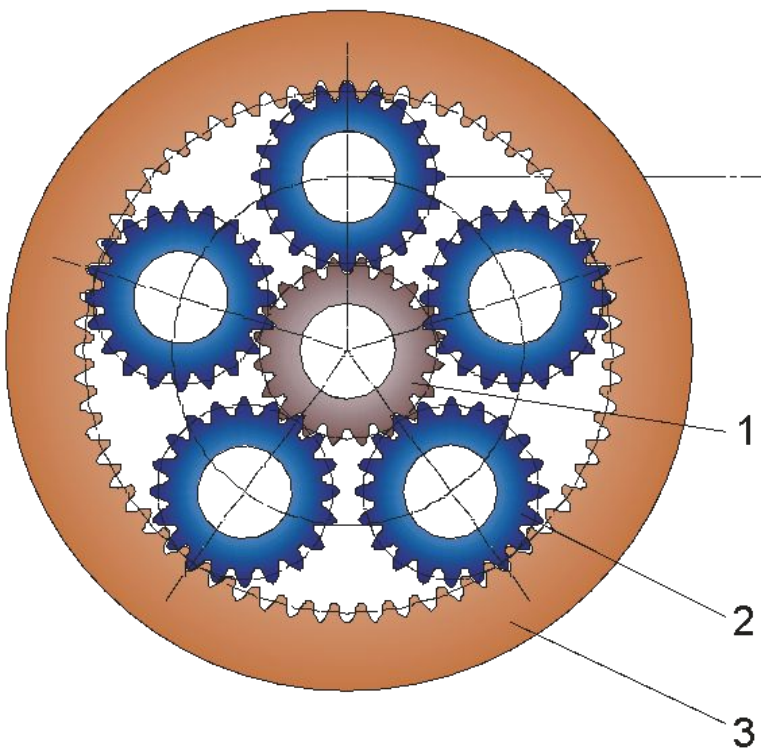
$$z_a / n_c = \gamma; z_b / n_c = \gamma$$

$$(z_a + z_q) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq (z_q + 2)$$

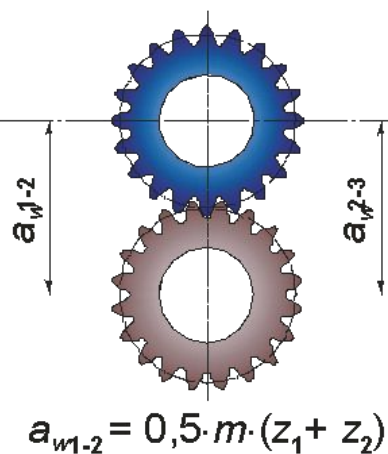
$$(z_b - z_f) \sin \frac{\pi}{n_c} \geq (z_f + 2)$$

## УСЛОВИЕ СООСНОСТИ

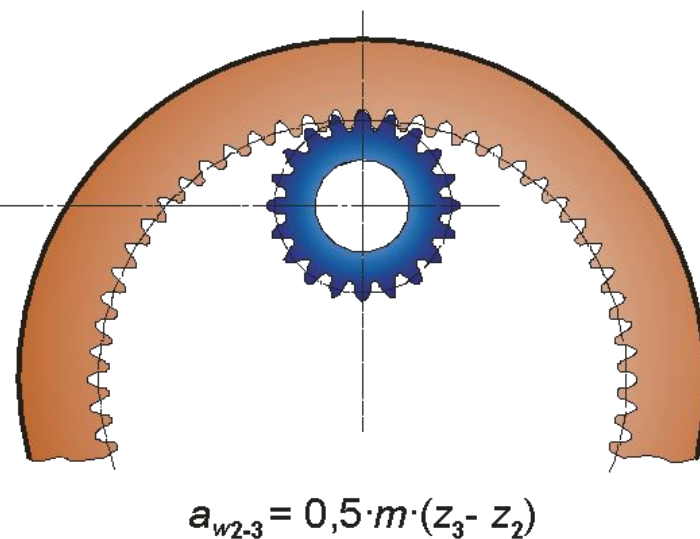
Схема передачи



Внешнее зацепление  
зубчатых колес



Внутреннее зацепление  
зубчатых колес



Условие соосности:

$$a_{w1-2} = a_{w2-3},$$

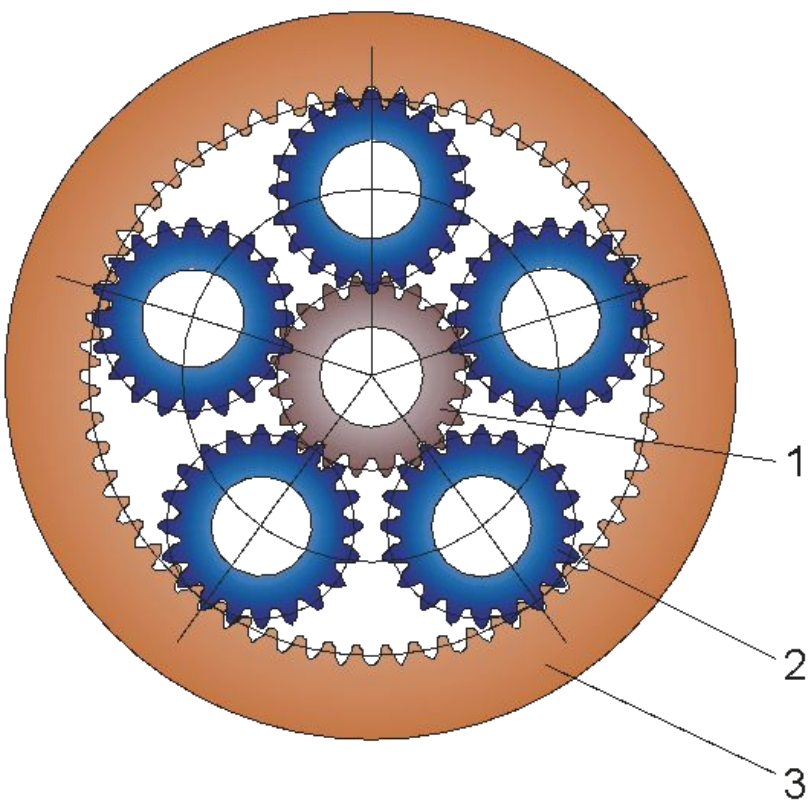
откуда  $z_1 + z_2 = z_3 - z_2.$



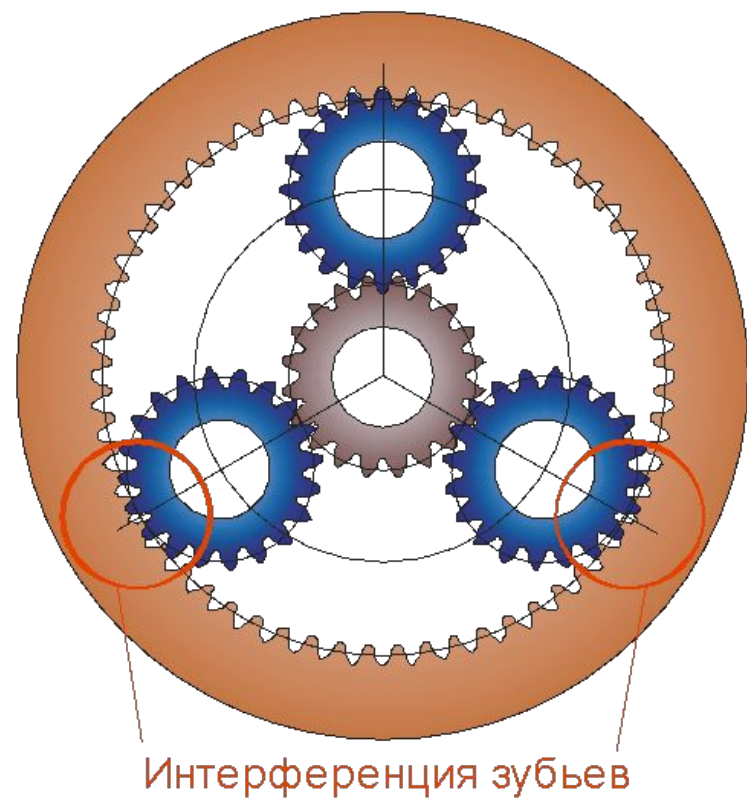
## УСЛОВИЕ СБОРКИ

Условие сборки:  $\frac{z_1 + z_3}{n_w} = \text{целое число}$

Условие сборки выполняется

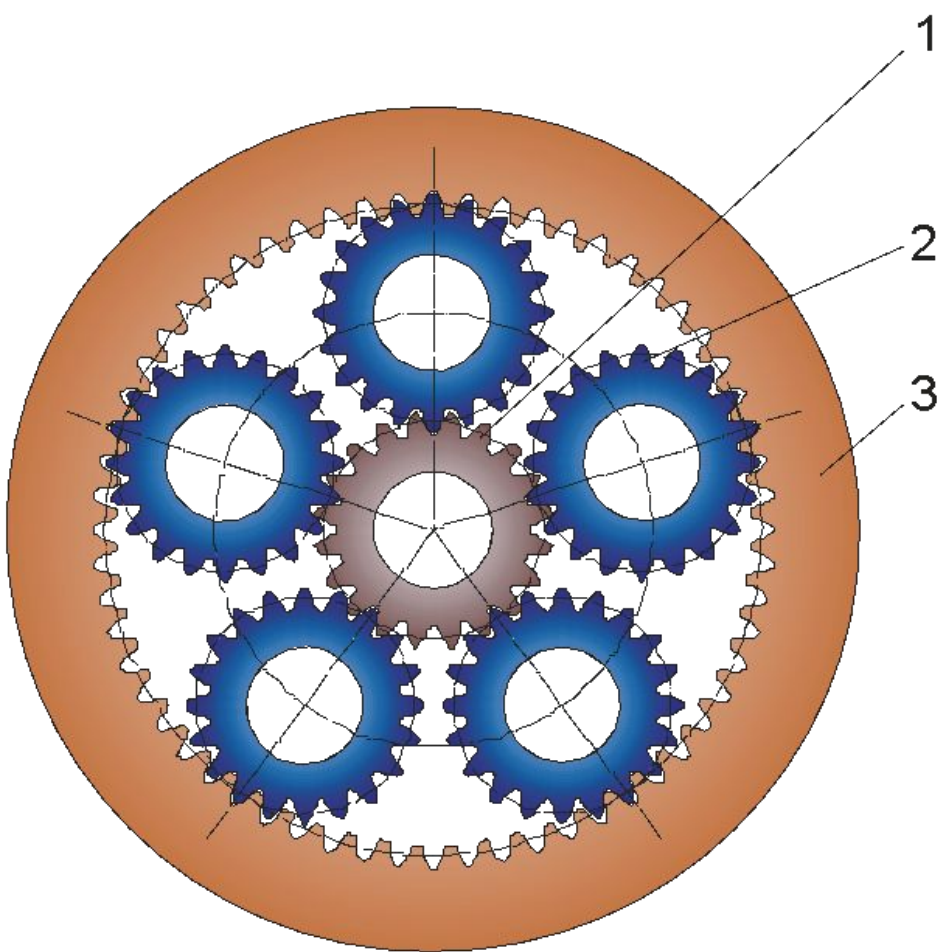


Условие сборки не выполняется





## Схема передачи



## Условие соседства:

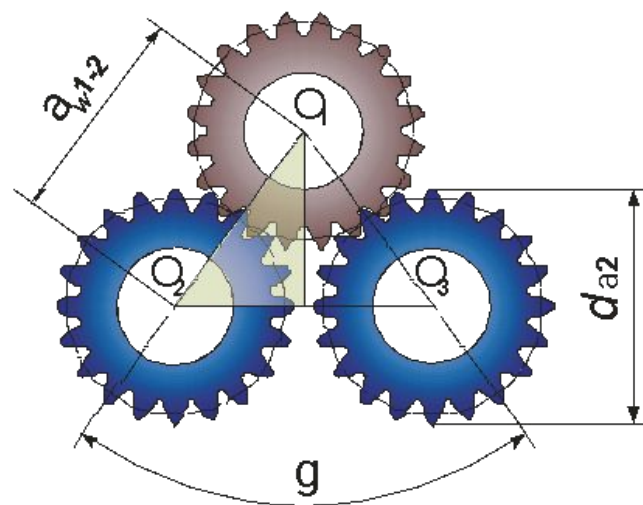
$$O_2O_3 > d_{a2},$$

где  $O_2O_3 = 2 \cdot a_{w1-2} \cdot \sin \frac{g}{2};$

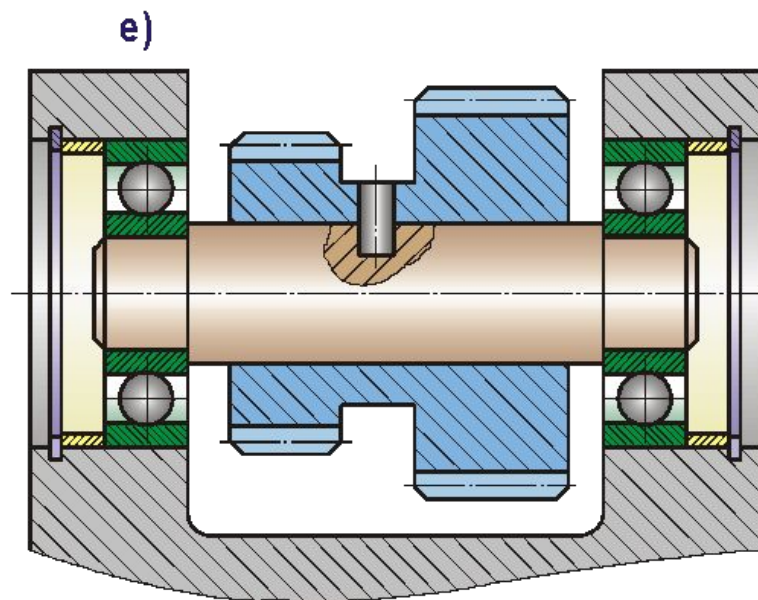
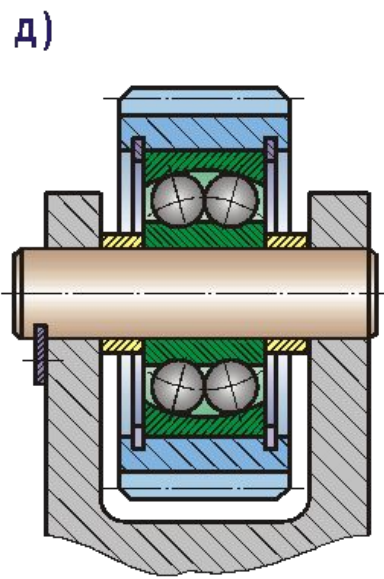
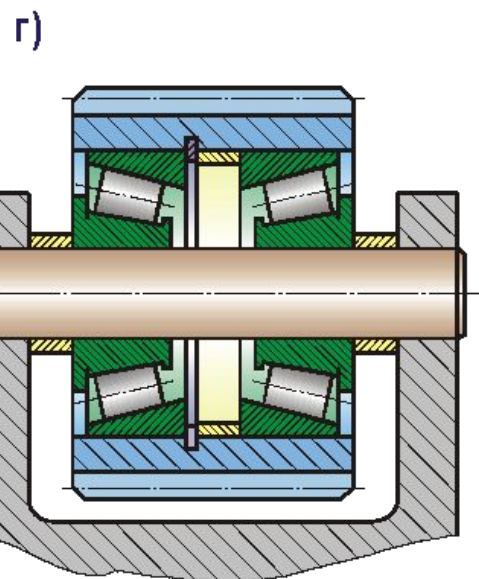
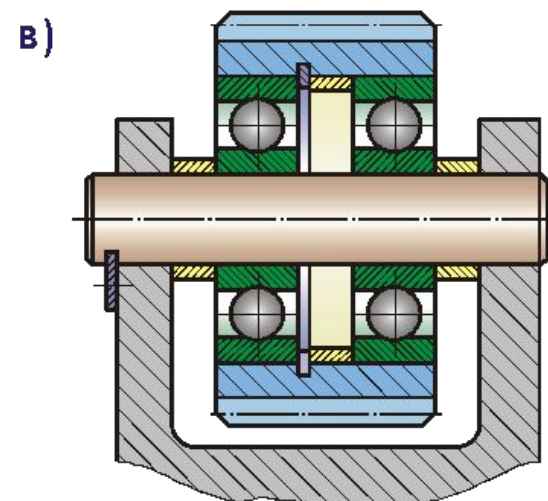
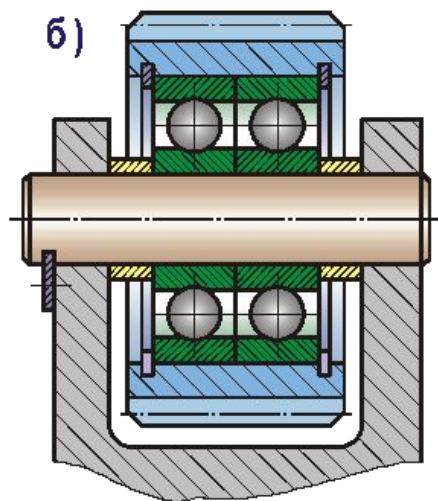
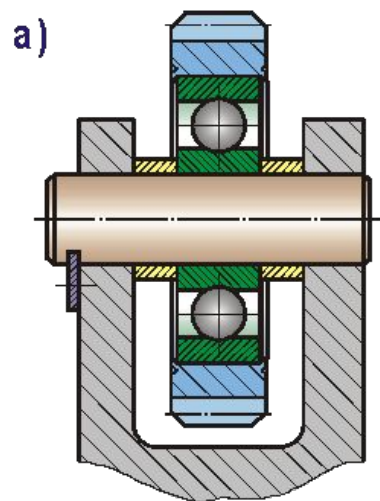
$$a_{w1-2} = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2); \quad g = \frac{2 \cdot p}{n_w};$$

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2),$$

откуда  $n_w < \frac{p}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}}.$

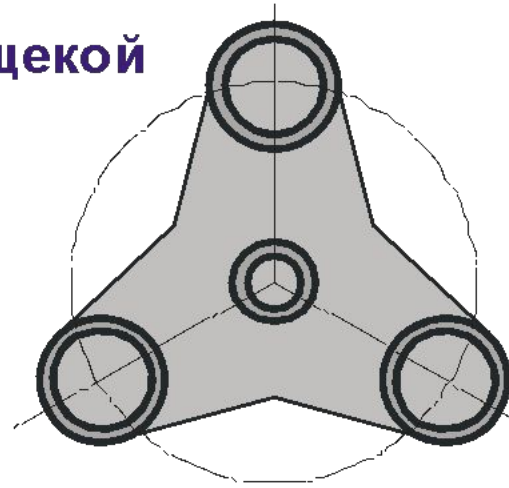
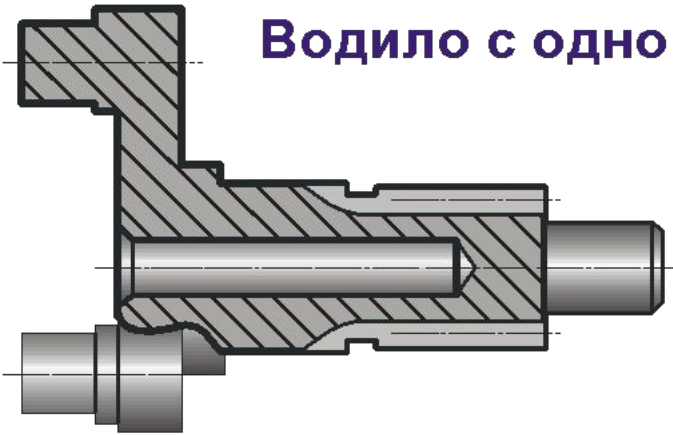


## КОНСТРУКЦИИ ОПОР САТЕЛЛИТОВ

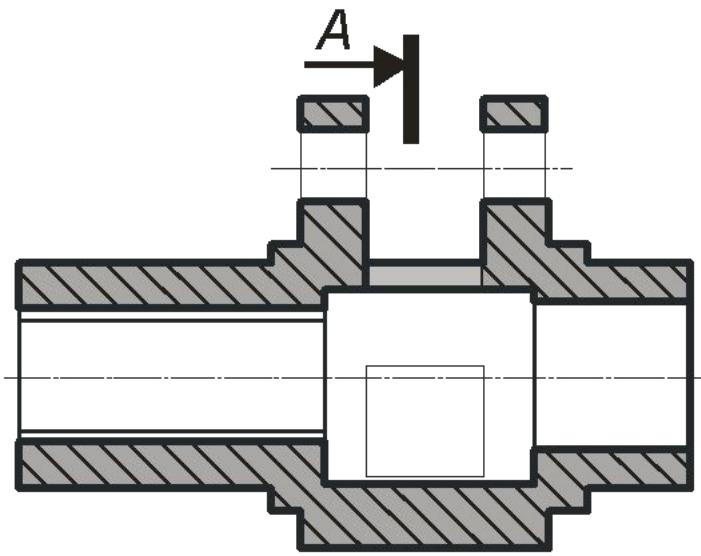


# КОНСТРУКЦИИ ВОДИЛ

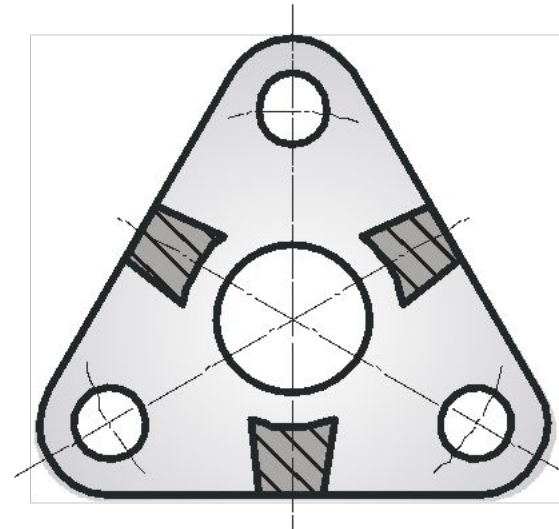
Водило с одной щекой



Водило с двумя щеками

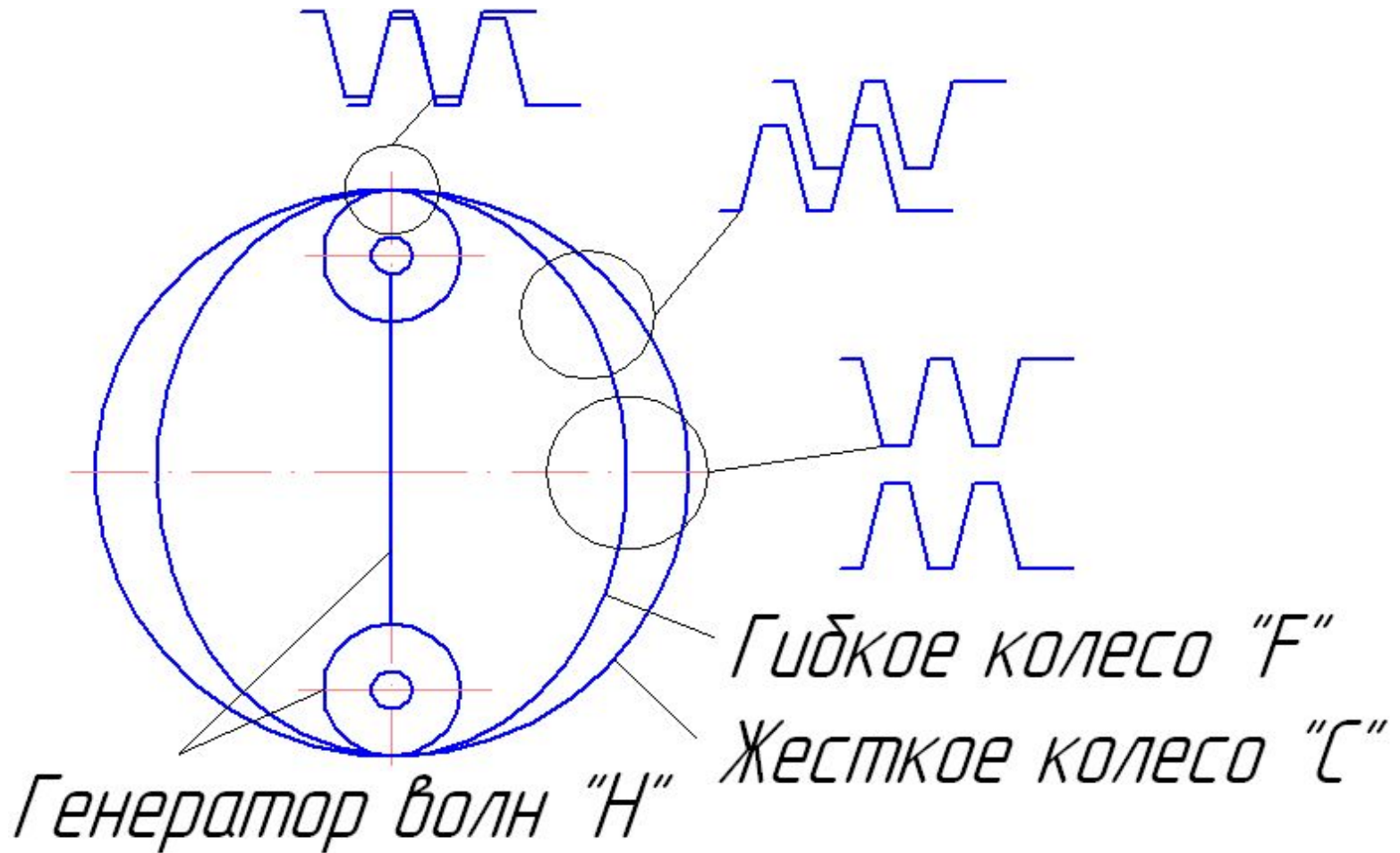


A - A



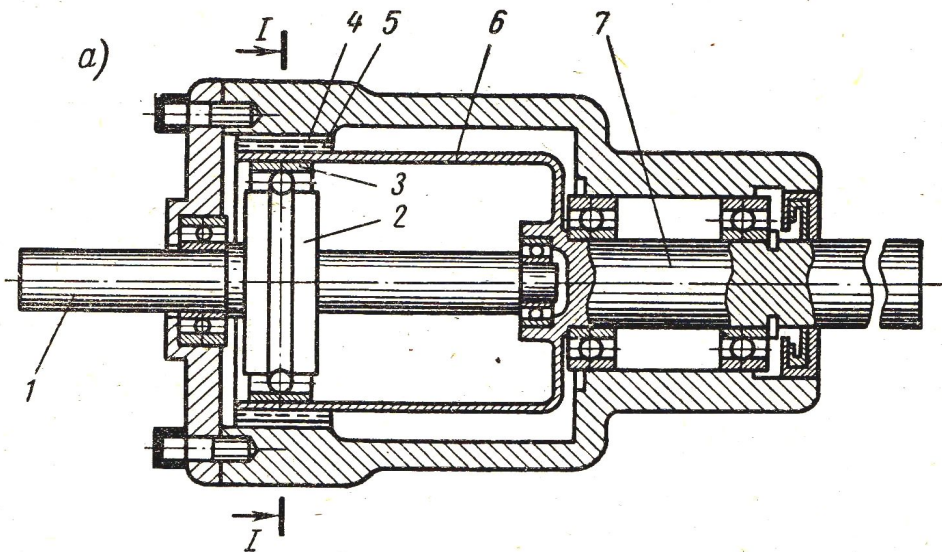
# ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Волновая передача** – это механизм, в котором движение между звеньями передается перемещением волны деформации гибкого звена

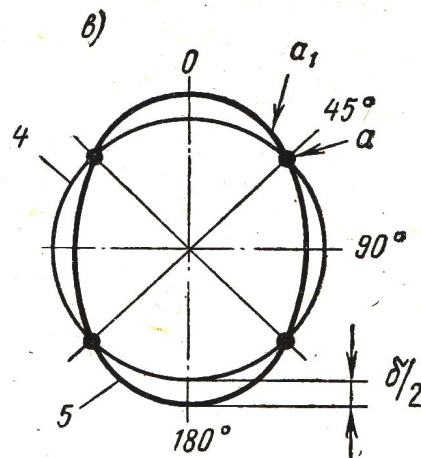
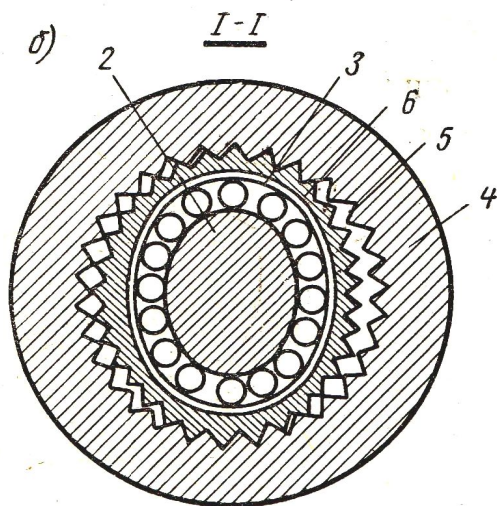




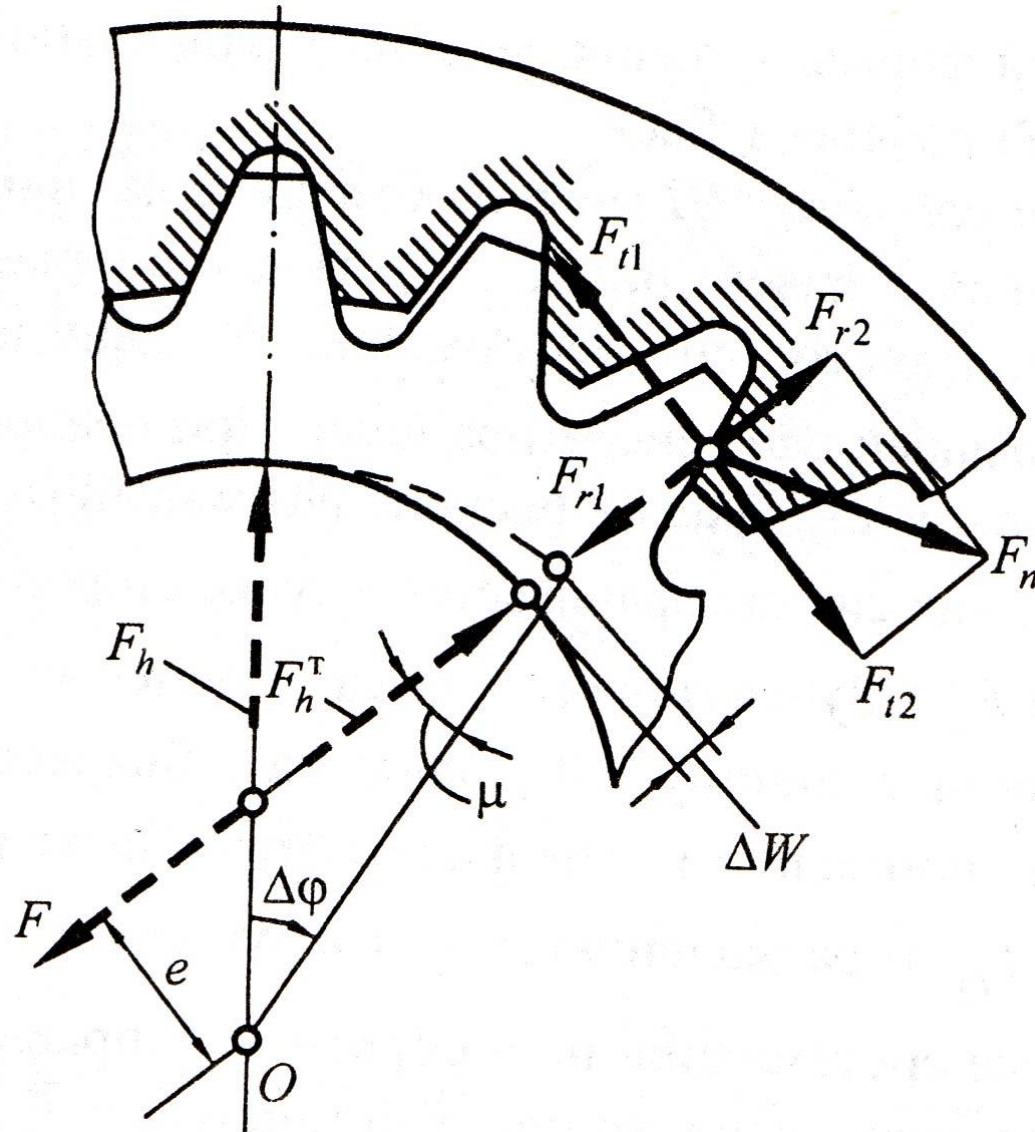
# СХЕМА КОНСТРУКЦИИ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ



- 1 – ведущий вал;
- 2 – кулачок;
- 3 – эллиптическое кольцо генератора;
- 4 – корпус волновой передачи с зубчатым венцом 5;
- 6 – тонкостенная цилиндрическая труба с ведомым валом 7



# ПРИНЦИП РАБОТЫ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ





# ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

## □ ПРЕИМУЩЕСТВА:

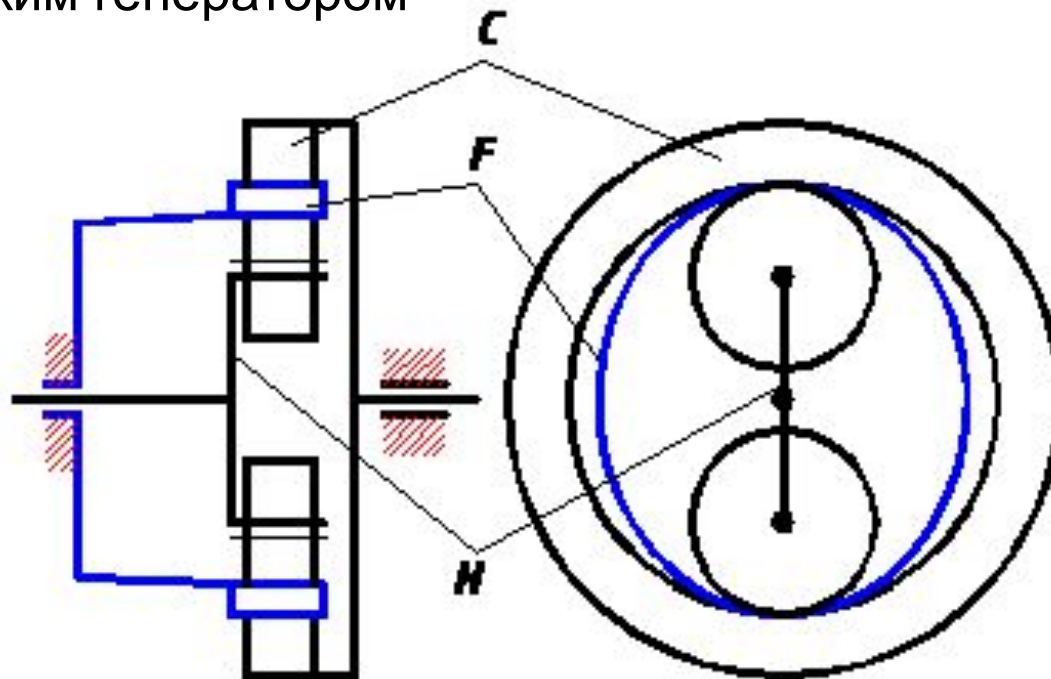
- возможность реализации большого передаточного числа ( $u = 70 \dots 320$ )
- плавность вращения выходного вала
- невысокий уровень шума
- контактные напряжения и напряжения изгиба в зубьях волновых передач значительно ниже, чем в зубьях обычных зубчатых передач, так как у ВП одна поверхность зуба выпуклая, а другая вогнутая.
- на рабочих поверхностях зубьев почти не происходит заедания и задиров, поэтому могут быть снижены требования к чистоте их обработки, смазке и материалу колес.

## □ НЕДОСТАТКИ:

- сложность изготовления колес мелких модулей (0,15...2 мм)
- сложность изготовления гибких тонкостенных колес (требуется специальная технологическая оснастка)
- ограниченные частоты вращения генератора волн из-за возникновения вибрации

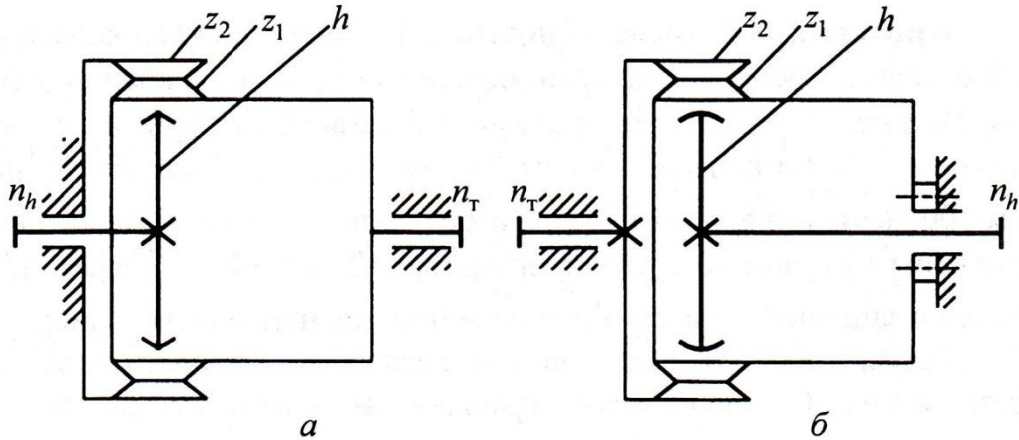
# КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

- С механически генератором (двухволновые, трехволновые)
- С электрическим генератором
- С гидравлическим генератором
- С пневматическим генератором



**Наибольшее применение имеют волновые зубчатые передачи с двухволновым механическим генератором.**

# КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

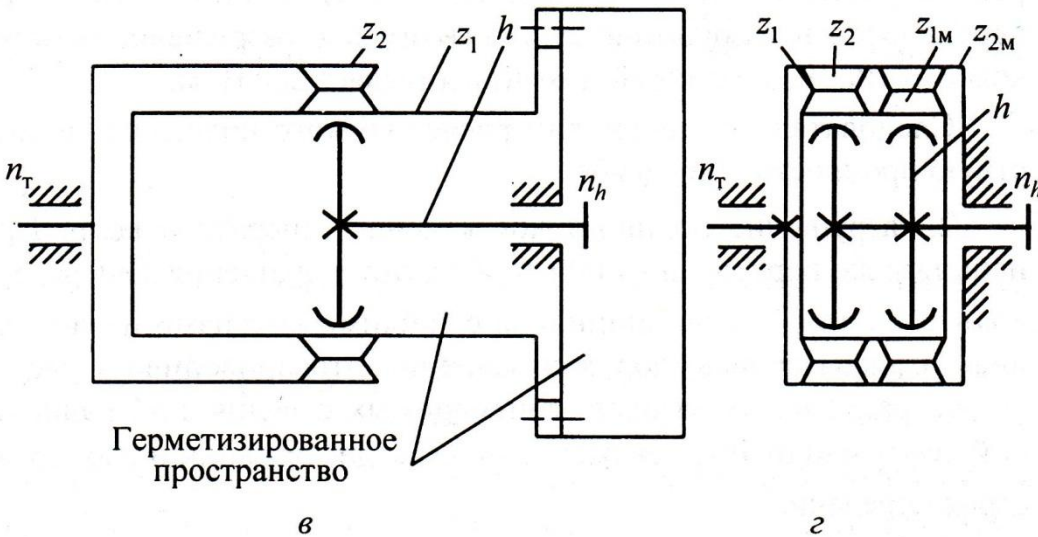


а – жесткое колесо  $z_2$  закреплено.  
Вращение передается от  $h$  к  $z_1$

$$u_{h,1}^{(2)} = - \frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

б, в – ведущее звено – генератор волн  $h$ ,  
ведомое жесткое колесо  $z_2$ ,  
колесо  $z_1$  – неподвижно

$$u_{h,2}^{(1)} = - \frac{z_2}{z_2 - z_1}$$



г – передача с коротким гибким колесом  
Применяют при

$$z_{1m} = z_{2m} = z_1$$

Используют как подвижное шлицевое  
соединение

# ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В МАШИНАХ И ПРИБОРАХ

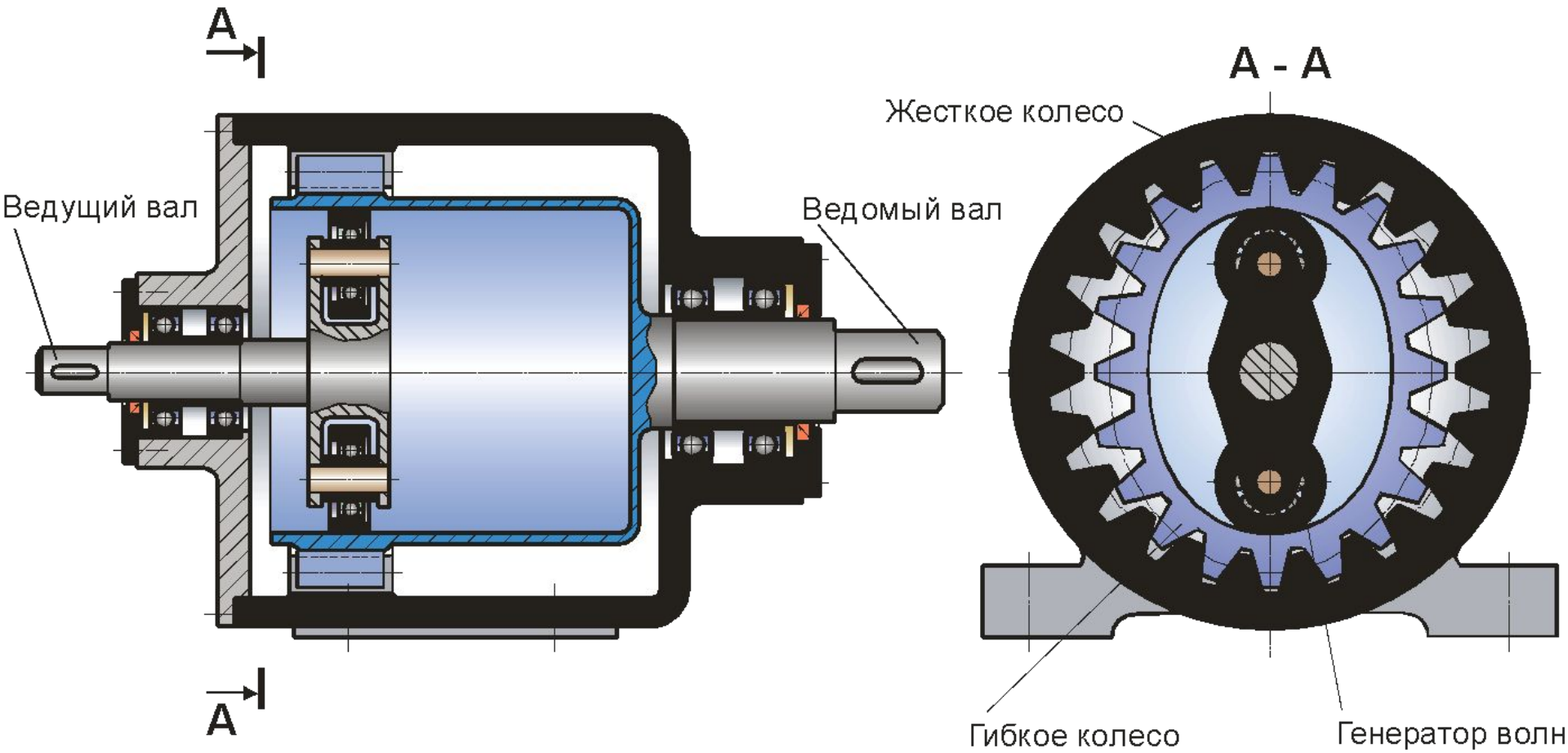
- ракеты
- атомные реакторы
- вакуумные установки
- приводы газовых турбин
- судовые механизмы
- грузовые лебедки
- механизмы приборов с повышенной точностью поворота

# ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

$$i_{HF}^C = \frac{\omega_C}{\omega_F} = - \frac{2\pi \cdot d_F}{2\pi \cdot (d_C - d_F)} = - \frac{m \cdot z_F}{m(z_C - z_F)}$$

$$i_{HC}^F = \frac{z_C}{z_C - z_H}$$

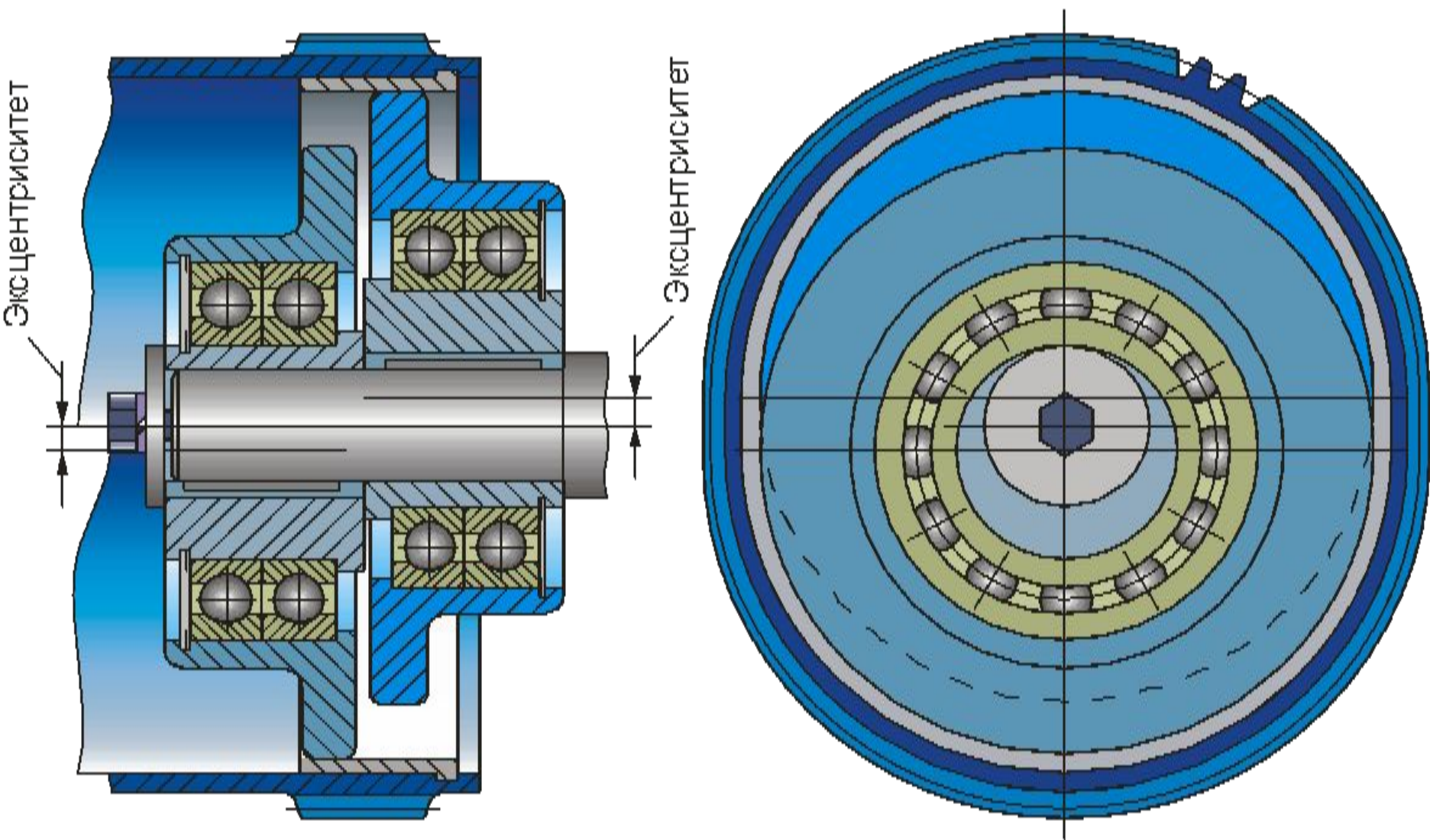
## ВОЛНОВОЙ РЕДУКТОР



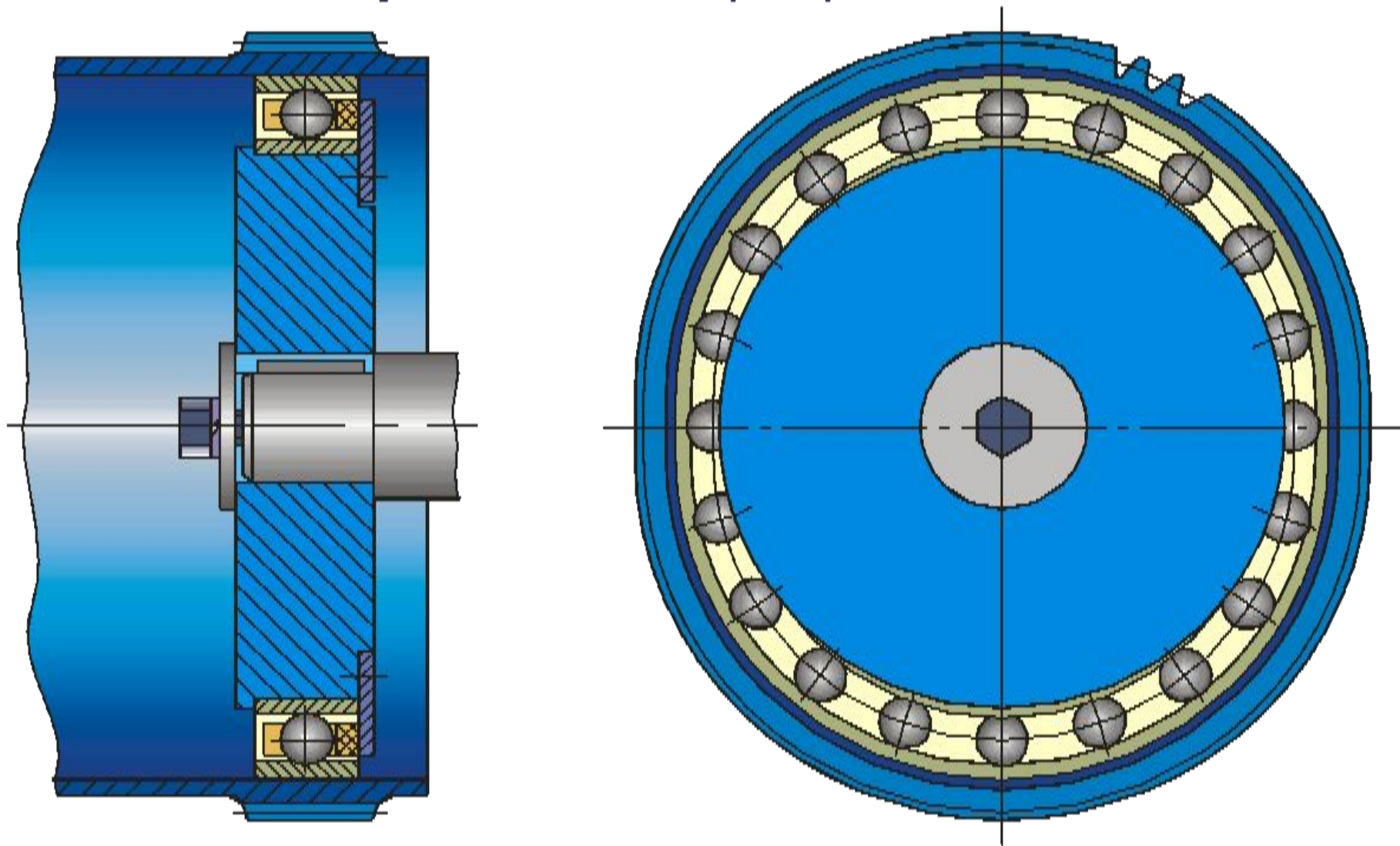


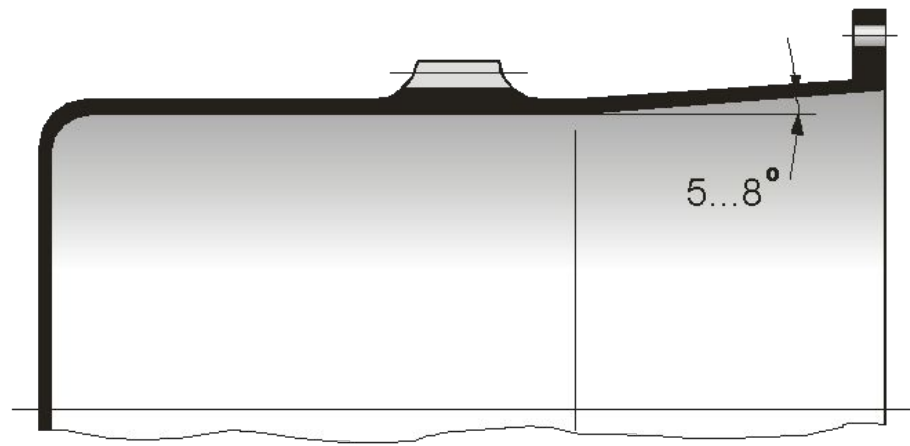
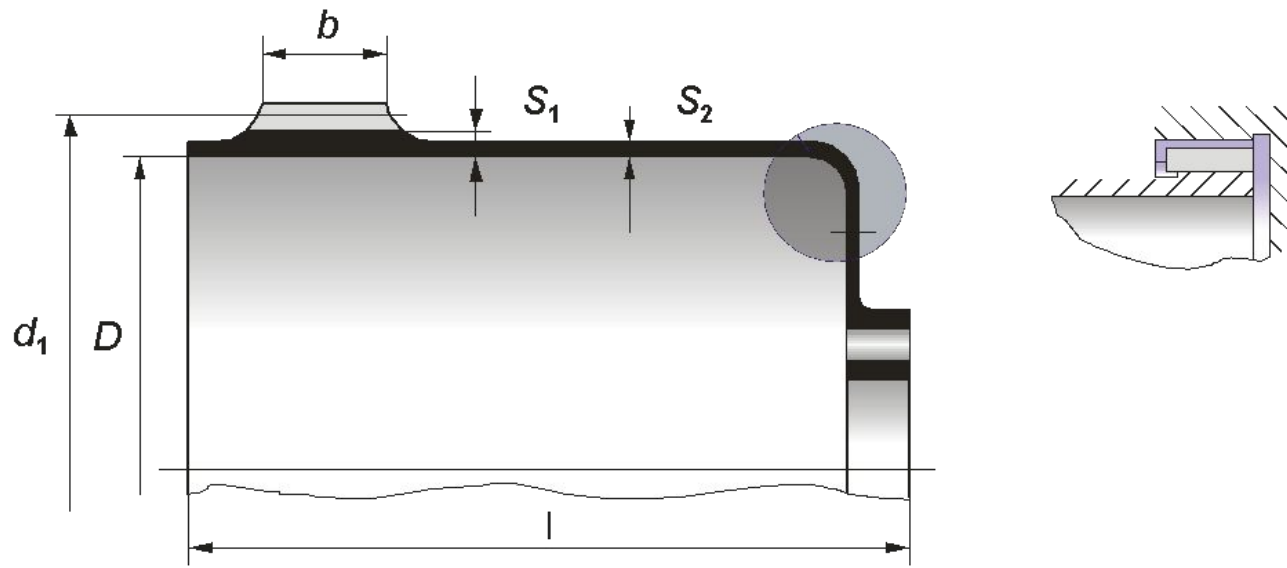
# КОНСТРУКЦИИ ГЕНЕРАТОРОВ ВОЛН ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

## Дисковый генератор волн



## Кулачковый генератор волн





# РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ПО НАПРЯЖЕНИЯМ СМЯТИЯ

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{z_p \cdot b_w \cdot \frac{h_d}{2}} = \frac{4T_2}{K_h \cdot K_z \cdot b_w \cdot d^2} \leq [\sigma_{см}]$$

$h_d = K_h \cdot m$  – максимальная глубина захода зубьев;

$K_h \approx 1,5$  – коэффициент глубины захода;

$z_p = K_z \cdot z$  – рабочее число зубьев;

$K_z \approx 0,25$  – коэффициент рабочего числа зубьев.

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого венца.

$$\sigma_{cm} \approx \frac{10T_2}{b_w \cdot d^2}$$

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{10T_2}{[\sigma_{cm}] \cdot \psi_{bd}}}$$