

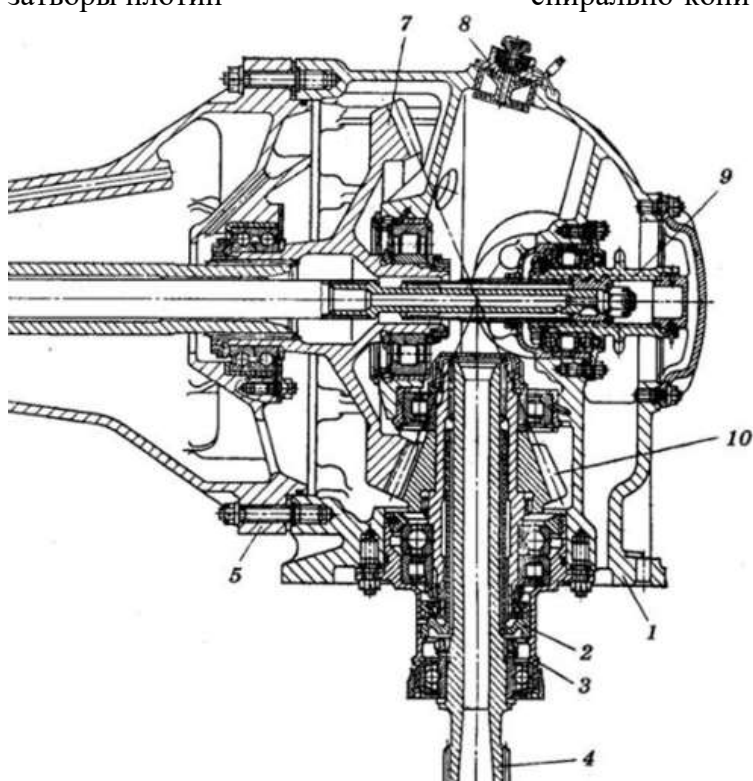
## Конические передачи



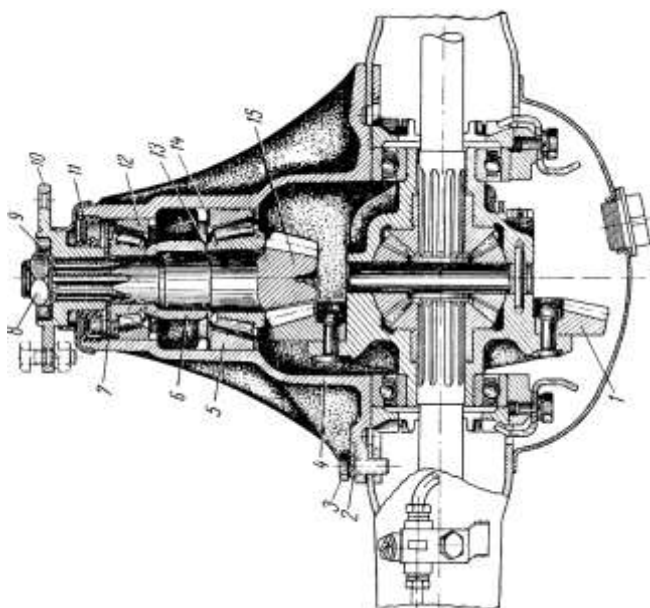
затворы плотин



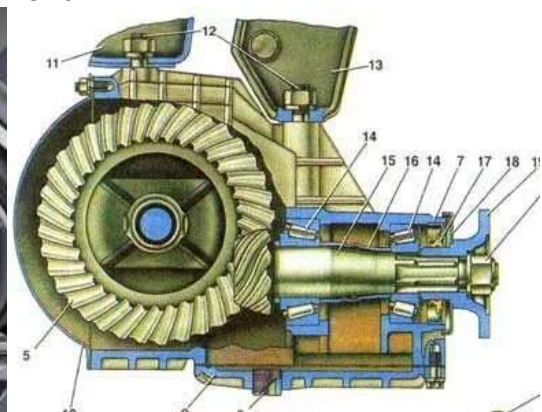
спирально-конический редуктор



хвостовой редуктор вертолета



редуктор ведущего моста ГАЗ 3102 «Волга»



дифференциал

передний мост Нивы (со смещением)

### Конические зубчатые передачи. Устройство.



Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют **конической**.

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом. Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между

осями  $Z = 90^\circ$  - ортогональная, но могут быть передачи и с углом и более  $90^\circ$  и до  $170^\circ$ .

КЗП различаются по форме зуба:

- с прямыми зубьями
- с тангенциальными зубьями
- с круговыми зубьями



Разновидностью конической передачи является передача **гипоидная передача**. Оси колес не пересекаются, а перекрещиваются. Эта передача находит применение в автомобилях.



Гипоидная передача (со смещением)

#### Достоинства и недостатки

- + передача движения под углом. Удобство компоновки.
- Нагрузочная способность на 20% меньше соизмерных цилиндрических передач
- это так из-за особенности расположения валов (под углом), возникают проблемы с расположением опор и одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,8 -0,85 цилиндрической.
- необходимость регулирования зацепления в процессе сборки и эксплуатации.
- БОльшая сложность изготовления
- из-за значительных осевых нагрузок увеличивается нагрузка на опоры



## Геометрические параметры конических зубчатых колес



По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары  $u \leq 6,3$ .

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов. Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передач:

$\delta_1$  — угол делительного конуса шестерни;

$\delta_2$  — угол делительного конуса колеса;

$d_{e1}$  — внешний делительный диаметр шестерни;

$d_{e2}$  — то же, колеса;

$d_{m1}$  — средний делительный диаметр шестерни;

$d_{m2}$  — то же, колеса;

$b$  — ширина зубчатого венца (длина зуба);

$R_e$  — внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции).

**Передаточное число конической передачи** определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности.

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный диаметр связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е.  $d = mZ$ , определяют внешний  $d_e$  и средний  $d_m$  делительные диаметры:

$$d_{ei} = m_e Z_i; d_{mi} = m_m Z_i,$$

где  $m_e$  — внешний окружной модуль;  $m_m$  — средний окружной модуль.

Расчет КП с прямыми зубьями проводят согласно ГОСТ 19624-74, с круговыми зубьями — ГОСТ 19326-74.

Внешний окружной модуль  $m_e$  обычно выбирают из стандартного ряда. Округление внешнего модуля до стандартного значения не является обязательным

требованием. Этот модуль называют производственным и по его значению определяют все геометрические параметры зубчатых колес (задают размеры зубьев на внешнем торце, на котором удобно производить измерения).

Средний окружной модуль  $m_m$  рассчитывают в зависимости от внешнего окружного модуля  $m_e$ . По среднему окружному модулю производят расчет передачи на прочность при изгибе.

### Расчет геометрических параметров прямозубой конической передачи

1. Внешний делительный диаметр конического колеса  $d_{e2}$  определяют из условия прочности:  $d_{e2} = 1700 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma]^2}}$ , где  $K_{H\beta}$  – коэффициент нагрузки, где индекс  $H$

означает, что речь о контактной нагрузке, а  $\beta$  – что относительно опор.

2. Коэффициент ширины шестерни относительно конусного расстояния  $K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,315$ , предварительно принимают равным 0,285 с последующим уточнением.

3. При  $K_{be} = 0,285$  определяют ширину зубчатого венца:  $b = K_{be} R_e = K_{be} d_{e2} \frac{\sqrt{1+u^2}}{2u}$ , и тут берется из ГОСТа.

4. Рассчитывают внешний делительный модуль  $m_e \geq \frac{b}{\psi_{bm}^*}$ . Коэффициент ширины  $\psi_{bm}^*$  предварительно принимают равным 1.

5. Число зубьев колеса  $Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}$ , округляют до целого, с учетом, что  $Z_{min} = 15$ .

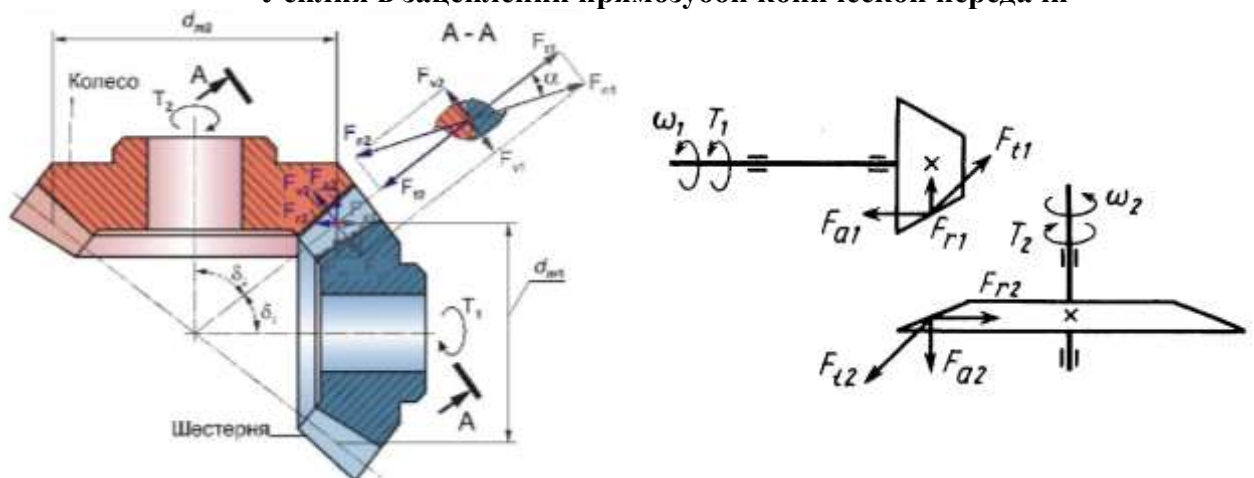
6. Число зубьев шестерни  $Z_1 = \frac{Z_2}{u}$ . Его тоже округляют до целого.

7. Уточняют внешний диаметр колеса:  $d_{e2} = m_e Z_2$ .

8. Считают фактическое передаточное число:  $u = \frac{Z_2}{Z_1}$ .

9. Выполняют проверку передаточного числа:  $\Delta u = \left| \frac{u - u_{факт}}{u} \right| 100\% \leq 4\%$ .

### Усилия в зацеплении прямозубой конической передачи



Силы в зацеплении конической зубчатой передачи

В передаче действует одна сила (в месте зацепления), обусловленная давлением зуба шестерни на зуб колеса. Эта сила как обычно раскладывается на 3 составляющие:

окружная  $F_{ti}$ , радиальная  $F_{ri}$  и осевая  $F_{ai}$ . Принцип их действия такой же как и в цилиндрической передаче, но в связи с особенностями передачи, будут отличия.

Окружная сила:  $F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{T_1}{d_1}$ , где  $T_1$  – крутящий момент на шестерне,  $d_1$  –

диаметр шестерни. Значения сил равны.

Радиальная сила – действует вдоль радиуса к центру вращения:  $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$  для шестерни и  $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$  – для колеса, где  $\alpha = 20^\circ$  – стандартный угол зацепления. Вообще, не всегда  $20$ , но чаще всего – да.

Осевая сила:  $F_{a1} = F_{r2}$ ,  $F_{a2} = F_{r1}$ . Впрочем, это видно из рисунка.

Вот отсюда и берутся большие осевые нагрузки на шестеренку.

## Проверочный расчет

### Расчет зубьев прямозубой конической передачи на изгиб

Расчет производят по аналогии с расчетом цилиндрической прямозубой передачи.

Опытным путем установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже, чем цилиндрической. В соответствии с этим в расчетные формулы для зубьев конической передачи вводят коэффициент  $K_{FO}$ , учитывающий снижение их нагрузочной способности по сравнению с зубьями цилиндрических передач.

**Расчет на прочность зубьев при изгибе** производят по среднему значению модуля зубьев  $m$ . Коэффициент формы зуба  $Y_F$  выбирают по аналогии с цилиндрической прямозубой передачей, это величина табличная.

Расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие прочности выражаются формулой

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} Y_F}{0,85mb} \leq [\sigma]_F, \text{ где из нового для вас } \psi_{bd} \text{ — коэффициент длины зуба.}$$

### Расчет конических прямозубых передач на контактную прочность

В основе данного расчета опять формула Герца

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} d_1^3 u^2}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma]_H, \text{ где } Z_H \text{ — коэффициент, учитывающий форму}$$

сопряжения поверхности зубьев;  $Z_M$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материала.