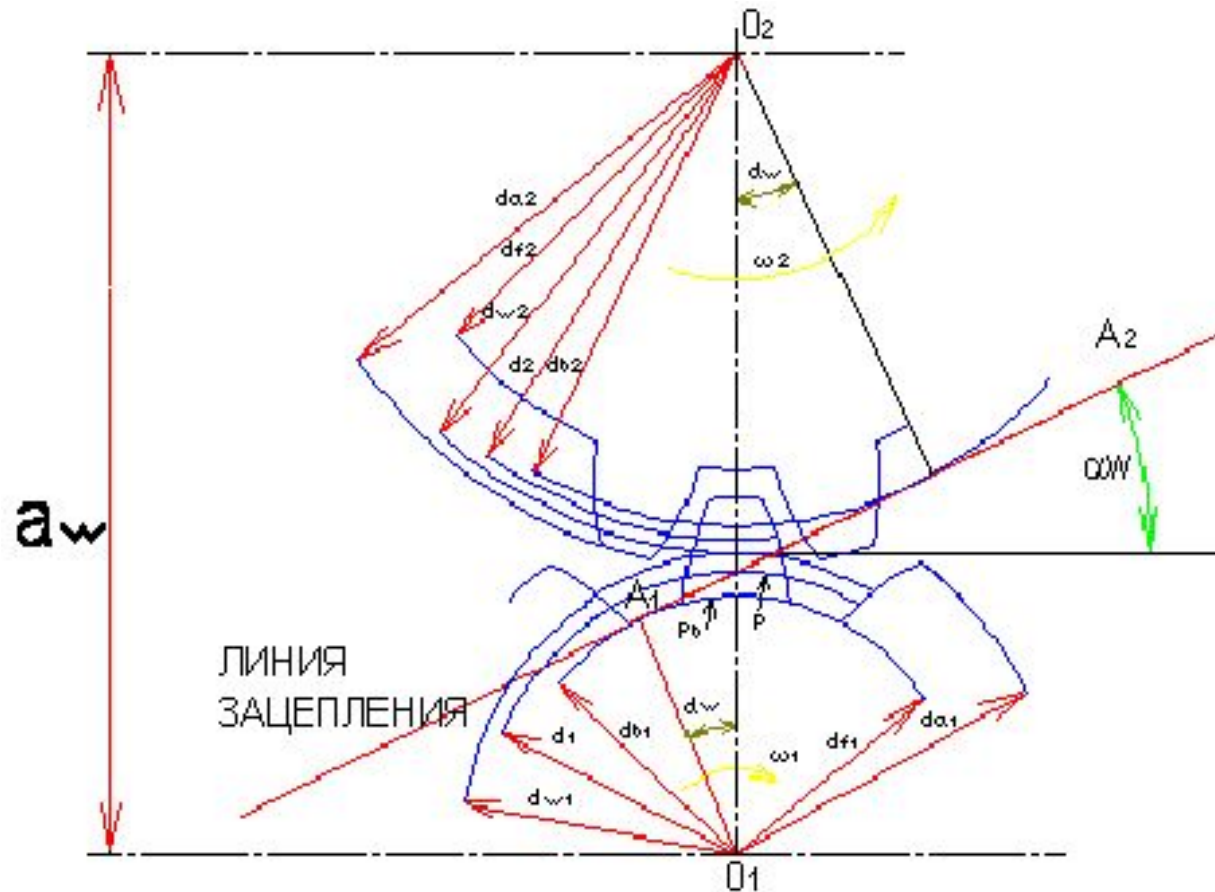


# Геометрия прямозубой цилиндрической передачи.



# Особенности расчета закрытой цилиндрической передачи.

При расчете закрытых зубчатых передач основным расчетом является расчет на контактную прочность. Этим расчетом определяются все размеры передачи.

Если, например угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$  и оба колеса передачи стальные, межосевое расстояние передачи определяется по формуле

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{U[\sigma_H]}\right)^2 \frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}}$$

Расчёт же зубьев на изгиб для закрытых передач является только проверочным.

# Особенности расчета открытых цилиндрических передач.

При расчете открытых зубчатых передач основным расчёт зубьев на изгиб. Этим расчётом определится все размеры передачи. Так, расчётом зубьев на изгиб определяется модуль передачи по формуле.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2K_F T_2 Y_F}{Z_2 \psi_{bm} [\sigma_F]}}$$

Величиной безразмерной ширины передачи  $\psi_{bm}$  задаются в пределах 6...10

$$\sigma_H = \frac{340}{au} * \sqrt{\frac{(U+1)^3}{b} * K_H T_2} \leq [\sigma_H]$$

$$a = (U+1)^3 \sqrt{\left(\frac{340}{U[\sigma_H]}\right)^2 \frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}}$$

# От чего зависит $K_{H\beta}$

Коэффициент  $K_{H\beta}$  (или  $K_{F\beta}$ ) зависит:

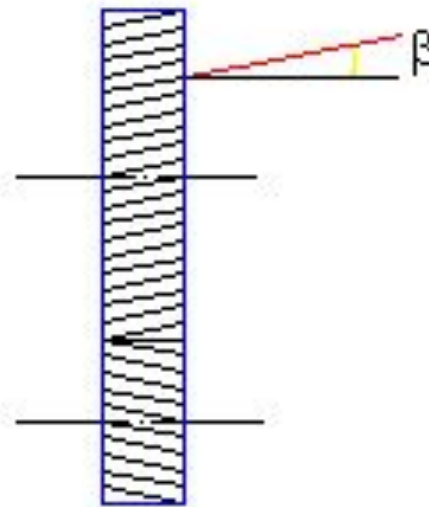
- От жесткости валов (особенно вала шестерни).
- От характера расположения шестерни относительно опор.
- От коэффициента безразмерной ширины  $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$
- От твердостей рабочих поверхностей зубьев.

# От чего зависит $K_{HV}$

Коэффициент  $K_{HV}$  (или  $K_{FV}$ ) зависит:

- От степени точности зацепления,
- От величины окружной скорости в зацеплении,
- От твердости рабочих поверхностей зубьев.

Косозубая цилиндрическая передача, особенности геометрии.



# Двойная геометрия в нормальном и торцевом сечении.

Основные размеры косозубых колес определяются по тем же формулам, что и в случае прямозубых колёс, подставляя в некоторые из них значения модуля в торцевом сечении  $t$ - $t$ , в некоторые значения модуля в нормальном к зубьям сечении  $n$ - $n$ .

Между торцевым модулем  $m_t$  и нормальным модулем  $m_n$  существует зависимость:

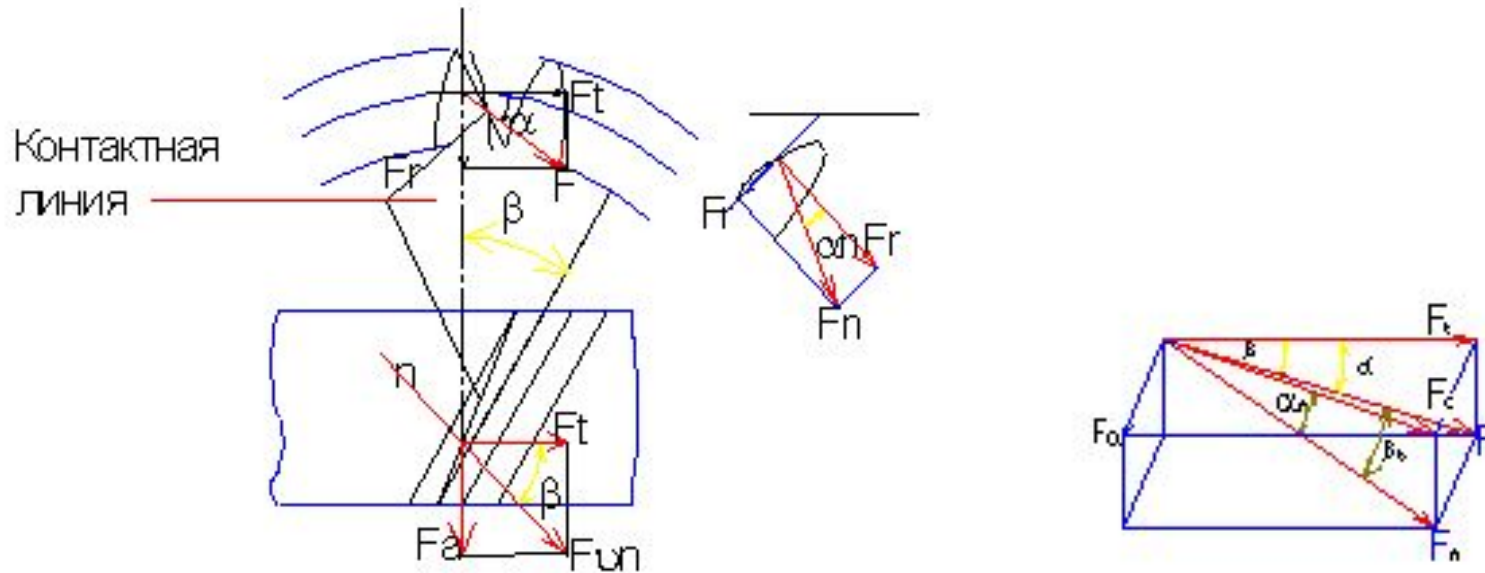
$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

Нормальный модуль  $m_n$  стандартизован.



# Силы действующие в зацеплении цилиндрической передачи.

Силы, действующие в зацеплении косозубой передачи нами, будут рассмотрены без учета сил трения. Причем, в случае косозубой передачи эти силы удобно представить в виде параллелепипеда.



# Особенности расчета на контактную прочность:

$$1. \quad \sigma_{\Sigma \min} = \frac{b \varepsilon_{\alpha} K_E}{\cos \beta_b}$$

2. Расчетная нагрузка

$$q = \frac{F_n}{\sigma_{\Sigma \min}} K_{\beta} K_{\nu}$$

$$3. \quad \rho_{np} = \frac{\rho_{n1} * \rho_{n2}}{\rho_{n2} + \rho_{n1}} = \frac{au}{(u+1)^2} * \frac{\text{Sin}\alpha}{\text{Cos}\beta_e}$$

$$4. \quad \sigma_H = \frac{280}{au} \sqrt{\frac{(u+1)^3}{b} K_H T_2} \leq [\sigma_H]$$

$$5. \quad a = (u+1)^3 \sqrt{\left(\frac{280}{u[\sigma_H]}\right)^2 \frac{K_H T_2}{\psi_{\sigma a}}}$$

# Особенности расчета косозубой цилиндрической передачи на изгиб.

1. Участие в зацеплении нескольких пар зубьев

$$y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \cdot K_\varepsilon ; \quad \varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta.$$

2. Контактная линия на боковой поверхности косого зуба занимает наклонное положение.



3. Коэффициент формы зуба  $Y_F$  в случае косозубых передач выбираются в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_v$  равноуго:  $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

$$4. \quad \sigma_F = y_F * y_\beta * y_\varepsilon \frac{2K_F T_2}{b m_n^2 z_2} \cos \beta \leq [\sigma_F]$$

$$5. \quad m_n = \sqrt[3]{\frac{2K_F T_2 Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{Z_2 \psi_{bm_n} [\sigma_F]} \cos \beta}$$