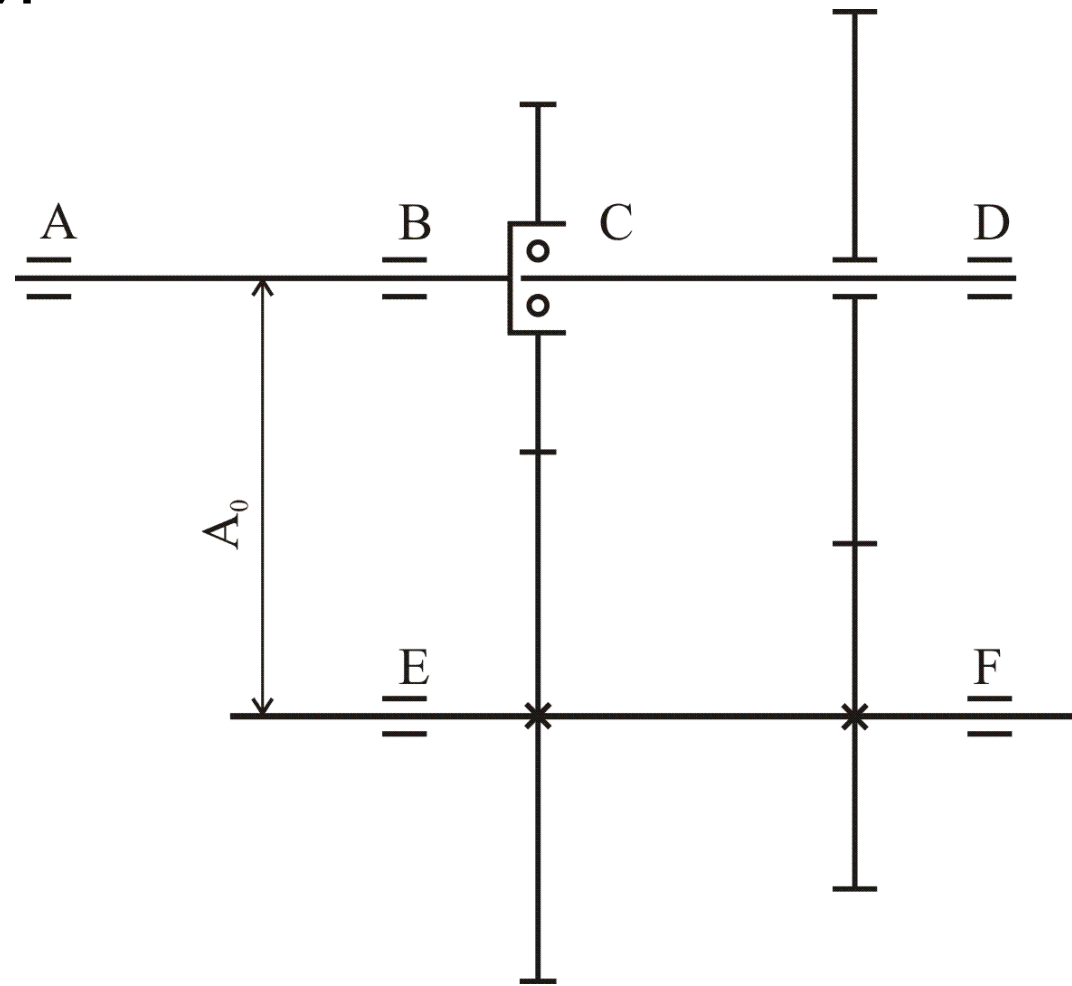
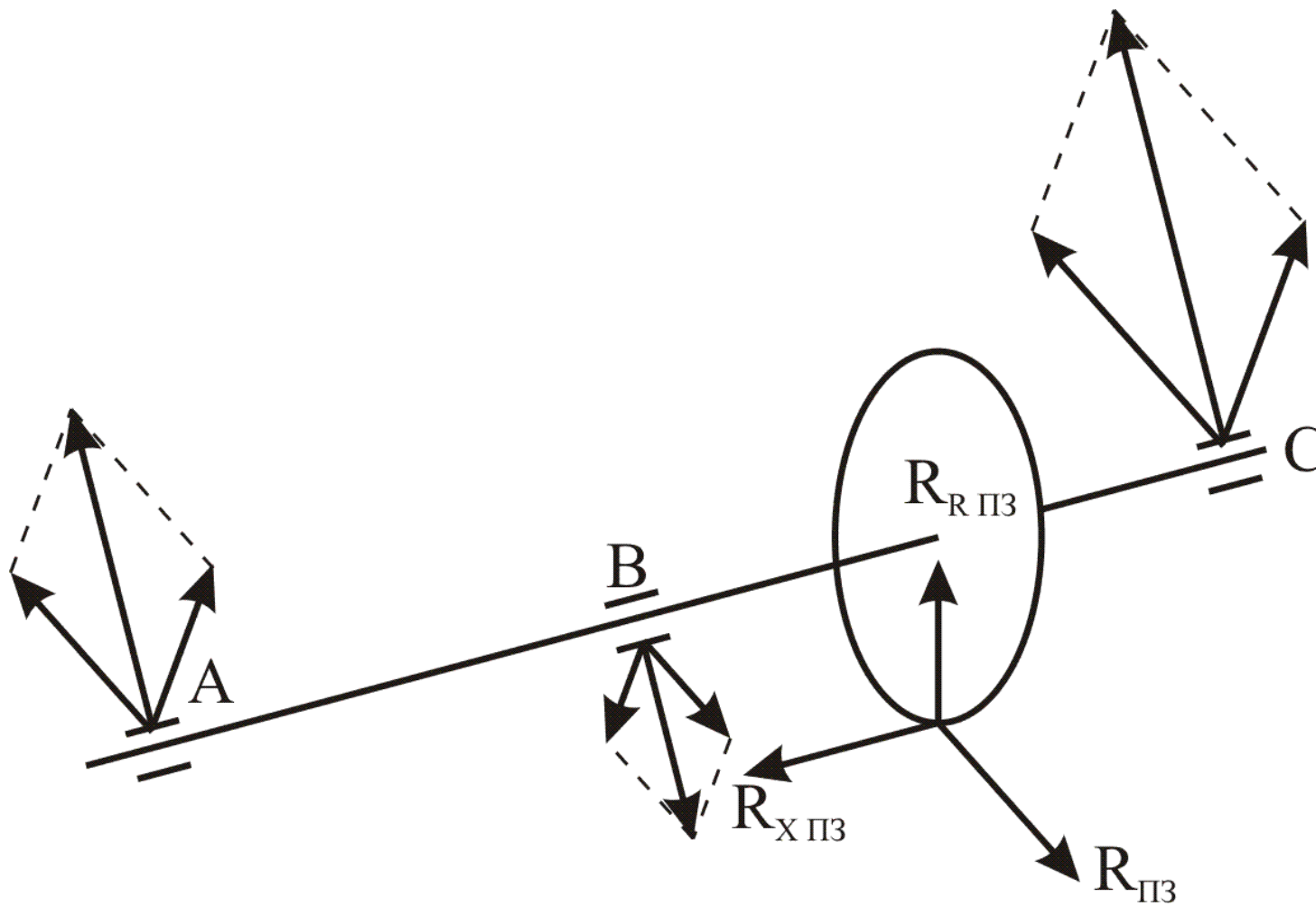


# Нагрузки в КПП

- Схема трехвальной КП при включении одной передачи



# Схема сил, действующих на шестерню и опоры первичного вала



- На зубья пары постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют следующие силы:

- Окружная 
$$P_{n.з.} = \frac{M_{к\max}}{r_{wn.з.}}$$

- Осевая 
$$P_{xn.з.} = P_{n.з.} \operatorname{tg} \beta$$

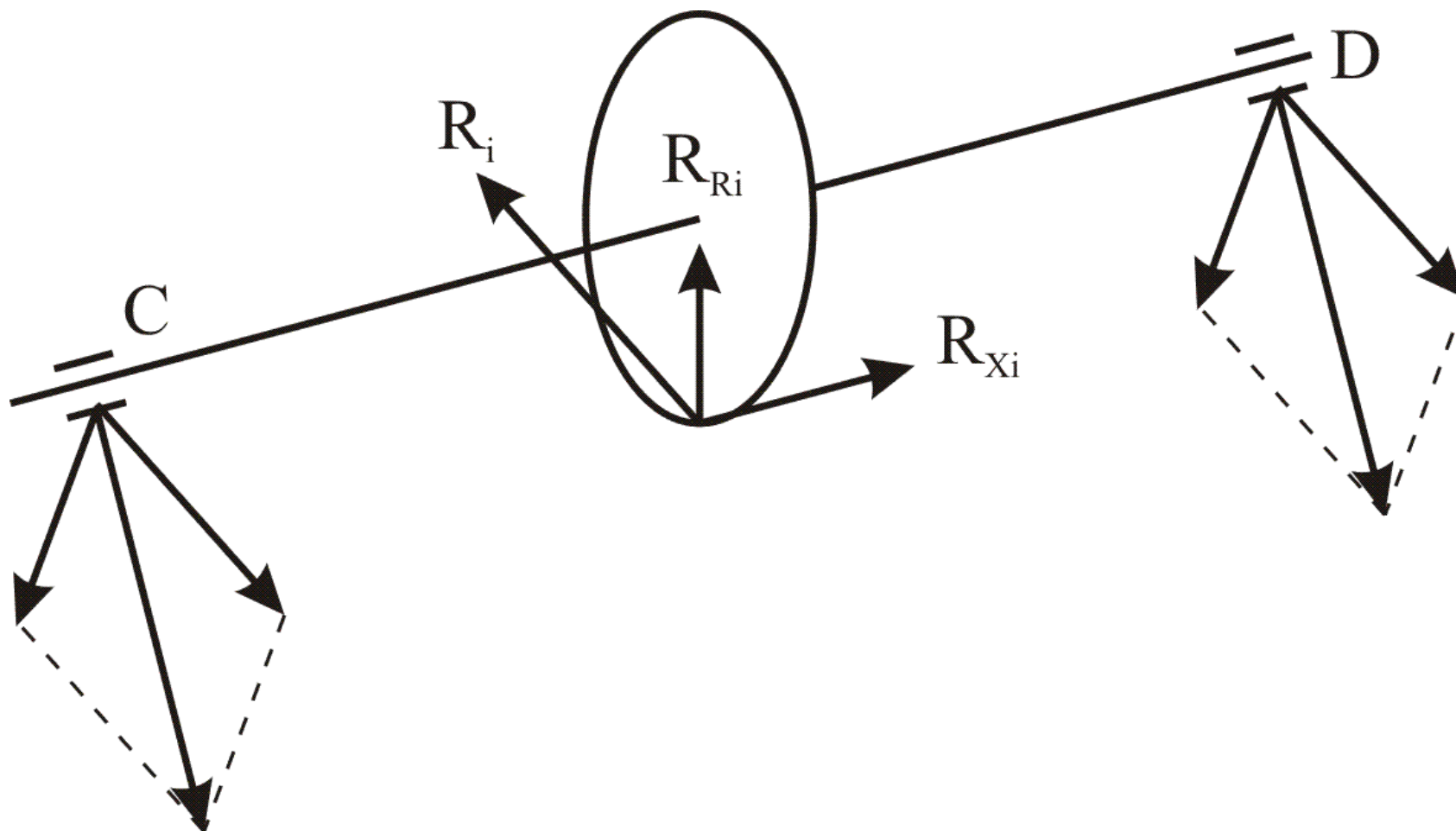
- Радиальная 
$$P_{Rn.з.} = \frac{P_{n.з.} \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$$

- Нормальная 
$$P_{nn.з.} = \frac{P_{n.з.}}{\cos \alpha_w \cos \beta},$$

# Условные обозначения

- $\alpha_w$  – угол профиля зуба;
- $\beta$  – угол наклона зубьев;
- $r_{w \text{ п.з.}}$  – радиус делительной окружности шестерни ведущего вала

# Расчетная схема вторичного вала



# Силы, действующие в зацеплении

- окружная: 
$$P_i = \frac{M_{k \max} U_i}{r_{wi}}.$$
- осевая: 
$$P_{xi} = P_i \operatorname{tg} \beta.$$
- нормальная: 
$$P_{ni} = \frac{P_i}{\cos \alpha_w \cos \beta},$$
- где  $U_i$  – передаточное число включенной передачи;
- $r_{wi}$  – радиус делительной окружности зубчатого колеса вторичного вала.

# Параметры зубчатых колес

- Прямозубые:  $m_n = \frac{d_w}{z}$ .
- Косозубые:  $m_s = \frac{d_w}{z}$ ;  $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$ ,
- где  $m_n$  – нормальный модуль;
- $m_s$  – торцевой модуль, мм;
- $d_w$  – диаметр делительной окружности колеса;
- $z$  – число зубьев.

- Ширина зубчатого колеса зависит от  $M_k$  и  $A_0$ .
- $\sim v = (5 \dots 8)m_n$
- Большая ширина требует повышенной жесткости валов.
- Расстояние между осями  $A_0 = m_n(z_1 + z_2)/2 \cos \beta$ .
- Это расстояние связано с передаваемым крутящим моментом следующей зависимостью

$$A_0 = a \sqrt[3]{M_{k \max}},$$

- где  $a = 14,5 \dots 16$  – легковой автомобиль;
- $a = 17,0 \dots 21,5$  – грузовой автомобиль.
- Обычно  $\alpha_w = 20$ ;  $m_n$  выбирают из ГОСТа

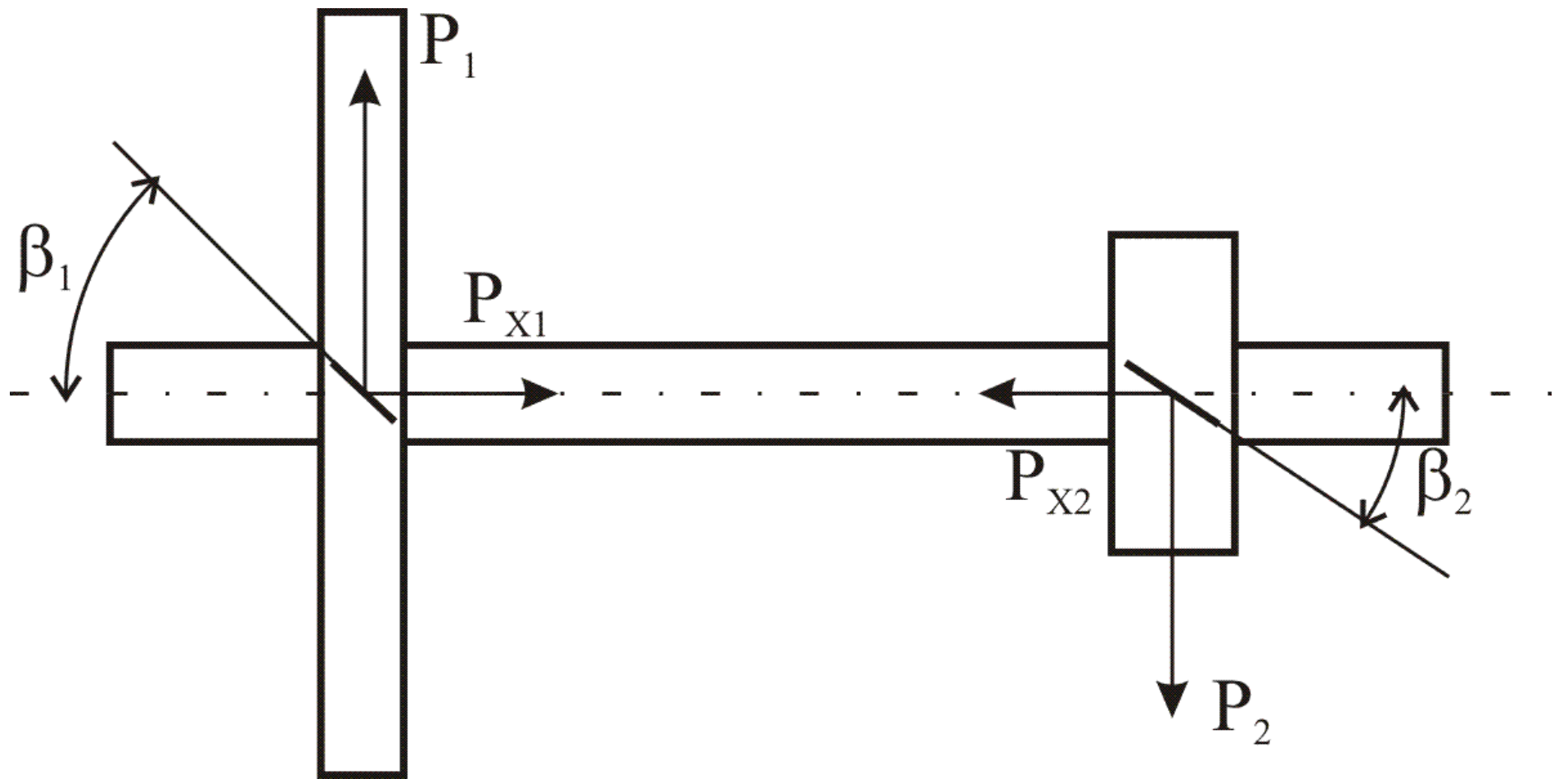


- На низших передачах  $\eta_p$  имеет более высокое значение. Косозубые колеса имеют большую степень перекрытия, что обеспечивает высокую прочность и бесшумность работы по сравнению с прямозубыми. Однако на косозубых колесах возникают осевые силы, пропорциональные углу наклона зубьев.
- Угол наклона зубьев:
- $\beta = 25 \dots 40^\circ$  – легковые автомобили;
- $\beta = 20 \dots 25^\circ$  – грузовые автомобили.

# Уравновешивание осевых сил на валах КПП

- В двухвальных коробках уравновесить осевые силы невозможно, они воспринимаются подшипниками.
- В трехвальных могут уравновешены на промежуточном валу на всех передачах.

# Схема сил на промежуточном валу КПП



- Исходим из равенства осевых сил:

- $P_{x1} = P_{x2}$

- $P_{x1} = P_1 \operatorname{tg} \beta_1$

- $P_{x2} = P_2 \operatorname{tg} \beta_2$

- $P_1 = M_{k\max} U_{\text{п.з.}} / r_{w1}$

- $P_2 = M_{k\max} U_{\text{п.з.}} / r_{w2}$

- Из равенства осевых сил находим:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{z_{w1}}{z_{w2}}$$

- Если модули обоих зубчатых колес одинаковы

$$m_{n1} = m_{n2},$$

- ТО

$$\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

# Расчет на прочность зубчатых передач

- проводится по ГОСТ 21354-87. Материалы зубчатых колес – легированные стали.
- Цементуемые - 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХГТ, 30ХГТ, 20ХГР, глубина цементации 0,8...1,5 мм.
- Цианируемые 35Х, 40Х, 40ХА – 0,2...0,4 мм
- Закаливаемые: ТВЧ 45, 55П.
- Твердость поверхности 57...64 HRC, сердцевины 30,,46 HRC, допускаемое напряжение – изгиба  $\delta_{Fp} = 700...800$  МПа.
- Контактное:  $\delta_{np} = 1000...1200$  МПа.

# Расчет валов КПП

- Воспринимают скручивающие и изгибающие нагрузки
- Валы должны быть достаточно жесткими, чтобы прогиб не вызывал перекоса зубчатых колес.
- Последовательность определения напряжений в валах:
  - - трехвальная – ведомый, промежуточный, ведущий
  - - двухвальная – любой.
- 1. Определяют силы, действующие на зубчатые колеса на всех передачах по формулам выше.
- 2. Для каждой передачи находят реакции в опорах.
- 3. Строят эпюры моментов и определяют наибольший изгибающий и крутящий моменты.

- Результирующее напряжение:

$$\sigma_{рез} = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_{кр}^2}}{W_u}; W_u = \frac{\Pi d_{в.о.}^3}{32}.$$

$d_{в.о.}$  – диаметр вала в опасном сечении



# Жесткость валов

- определяется по прогибу.
- Силы  $P_{x1}$  и  $P_{R1}$  дают прогиб  $f_B$  в плоскости, в которой лежат оси валов.
- Сила  $P_i$  – в перпендикулярной плоскости.
- Прогиб вала каждой плоскости д.б. 0,05...0,1 мм.
- Полный прогиб:  $f_n = \sqrt{f_e^2 + f_z^2}, f_n \leq 0,2 \text{ мм.}$
- Напряжение в валах 200...400 МПа.
- Шлицы проверяют на смятие  $[\tau_{см}] = 200 \text{ МПа.}$
- Материалы те же, что для зубчатых колес.