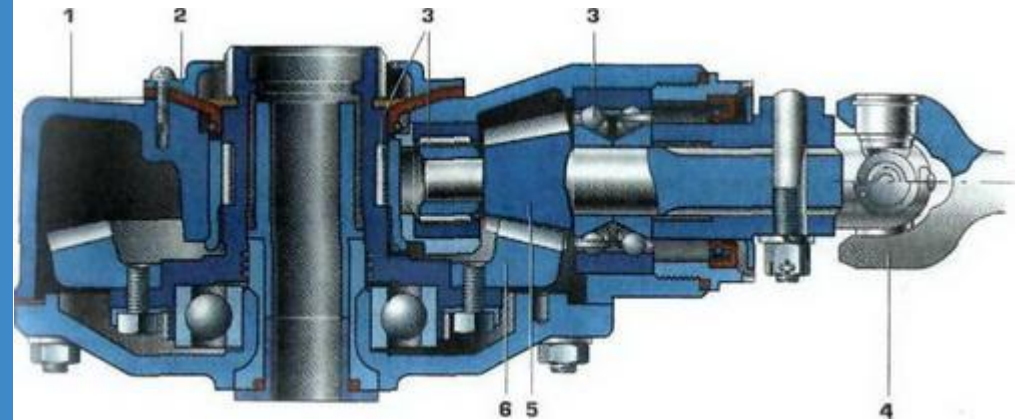
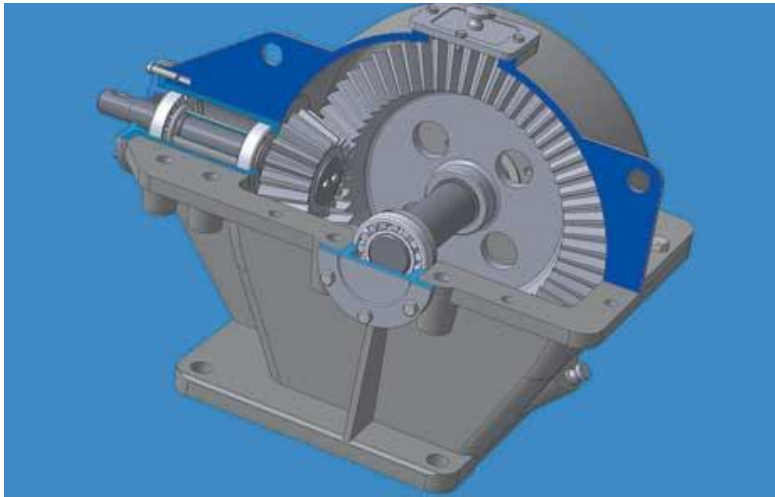


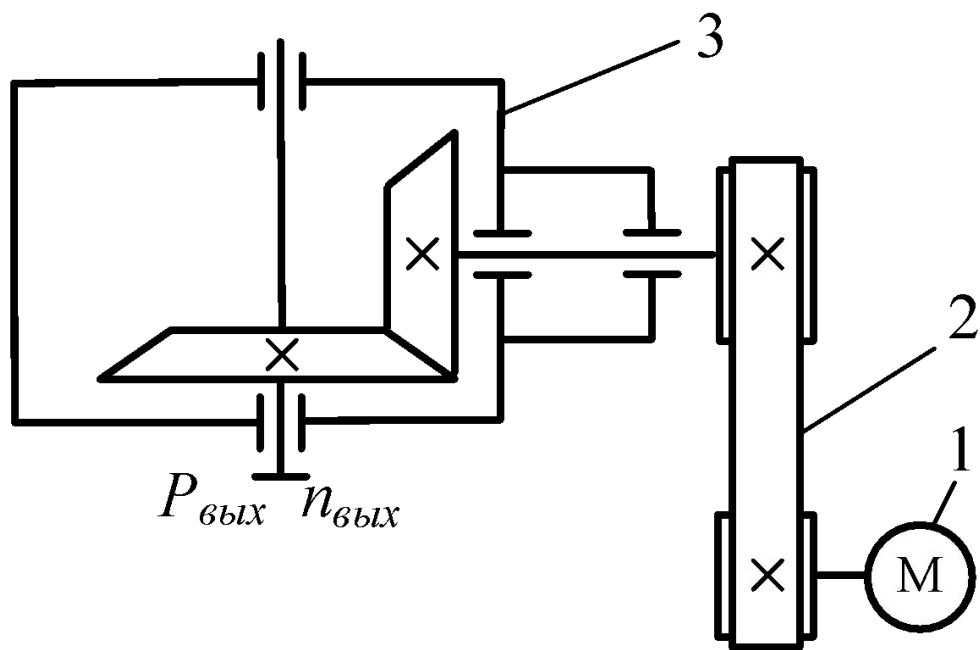
Расчет конической передачи



<http://btomo.ru/photo-video/video-zubchatie-peredachi/>

http://www.youtube.com/watch?feature=player_detailpage&v=vq-QXCeLrB0

Выполнить проектный и проверочный расчеты для закрытой конической прямозубой передачи. Для решения воспользоваться данными полученными на стадиях кинематического расчета и выбора материала



Дано:

$$u_{\text{кп}} = 4;$$

$$P_1 = 2,24 \text{ кВт};$$

$$\omega_1 = 52,3 \text{ с}^{-1};$$

$$T_1 = 48,83 \text{ Нм};$$

$$[\sigma]_H = 434,7 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_1} = 211 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа}.$$

1 – Эл. двигатель

2 – Ременная передача

3 – Закрытая коническая передача

Решение: Проектный

расчет

1. Определяем расчетные коэффициенты. Коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру при консольном расположении шестерни равен $\psi_{bd} = 0,4$ (табл.).

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки при роликоподшипниках и консольном расположении шестерни относительно опор $K_{F\beta} = 1,22$, $K_{H\beta} = 1,12$ (табл.).

2. Средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = 7700 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,85\psi_{bd}[\sigma]_H^2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot K_{H\beta}} =$$
$$= 7700 \cdot \sqrt[3]{\frac{48,83}{0,85 \cdot 0,4 \cdot (434,7 \cdot 10^6)^2} \cdot \frac{\sqrt{4^2 + 1}}{4} \cdot 1,12} = 0,0737 \text{ м} = 73,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 74$ мм.

3. Вычисляем ширину зубчатого венца

$$b = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 74 = 29,6 \text{ мм, принимаем } b = 30 \text{ мм.}$$

4. Вычисляем внешний делительный диаметр колеса

$$d_{e2} = u_e \cdot d_{кп} = u \cdot \left(d_1 + \frac{b}{\sqrt{u_{кп}^2 + 1}} \right) = 4 \cdot \left(74 + \frac{30}{\sqrt{4^2 + 1}} \right) = 325 \text{ мм.}$$

5. При числе зубьев шестерни $z_1 = 18 \square 28$ рекомендуется вычислять производственный модуль по формуле

$$m_e = \frac{d_{e2}}{(18 \div 28) \cdot u_{кп}} = \frac{325}{(18 \div 28) \cdot 4} = (4,5 \div 2,9) \text{ мм.}$$

Принимаем модуль по ГОСТ $m_e = 4$ мм (табл. 8).

Вычисляем число зубьев колеса

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{325}{4} = 81,25, \text{ принимаем } z_2 = 81.$$

Пересчитываем фактическое значение d_{e_2} :

$$d'_{e_2} = m_e \cdot z_2 = 4 \cdot 81 = 324 \text{ мм},$$

отклонение ранее определенного внешнего делительного диаметра колеса от фактического допускается до 2 %.

6. Вычисляем число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_2}{u_{кп}} = \frac{81}{4} = 20,25,$$

принимаем $z_1 = 20$.

Вычисляем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{20} = 4,05,$$

отклонение от передаточного отношения i до 2 %.

7. Углы делительных конусов:

$$\text{Для шестерни} \quad \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u_{кп}} = \frac{1}{4} = 0,25; \quad \delta_1 = 14,04^\circ;$$

$$\text{Для колеса} \quad \delta_2 = 90^\circ - 14,04^\circ = 75,96^\circ.$$

8. Вычисляем основные геометрические размеры передачи

а) внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e_1} = m_e z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};$$

б) внешний делительный диаметр вершин зубьев:

шестерни $d_{ae_1} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 = 80 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 14,04^\circ = 80 + 7,76 = 87,76 \text{ мм};$

колеса $d_{ae_2} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 = 324 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 75,96^\circ = 324 + 1,94 = 325,94 \text{ мм};$

в) внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{4 \cdot 20}{2 \cdot \sin 14,04^\circ} = 164,95 \text{ мм};$$

г) среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 164,95 - 0,5 \cdot 30 = 149,95 \text{ мм}.$$

9. Необходимо проверить следующие рекомендации:

$$\frac{b}{R_e} \leq 0,285; \quad b \leq 10m_e;$$

$$\frac{b}{R_e} = \frac{30}{164,95} = 0,18 < 0,285; \quad 30 < 40, \text{ условия соблюдаются.}$$

10. Средний модуль зацепления

$$m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = 4 - \frac{30 \cdot \sin 14,04^\circ}{20} = 3,636 \text{ мм.}$$

Фактический средний делительный диаметр шестерни

$$d'_1 = mz_1 = 3,636 \cdot 20 = 72,72 \text{ мм.}$$

Средняя окружная скорость зубчатых колес

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d'_1}{2} = \frac{52,3 \cdot 72,72 \cdot 10^{-3}}{2} = 1,9 \text{ м/с.}$$

Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес

11. Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d'_1} = \frac{2 \cdot 48,83}{72,72 \cdot 10^{-3}} = 1343 \text{ Н.}$$

12. Коэффициенты динамической нагрузки для прямозубых передач при

$HV \leq 350, v \leq 5 \text{ м/с} - K_{Hv} = 1,2; K_{Fv} = 1,4.$

13. Вычисляем расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{0,85 \cdot d_1' \cdot b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u_{\text{кн}}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} = \\ &= 436 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{1343}{0,85 \cdot 72,72 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\sqrt{4,05^2 + 1}}{4,05} \cdot 1,12 \cdot 1,2} = \\ &= 438 \text{ МПа} > 434,7 \text{ МПа} = [\sigma]_H,\end{aligned}$$

перенапряжение составило 0,75 %, что допустимо.

14. Эквивалентное число зубьев

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 14,04^\circ} = 20,62; \quad z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{81}{\cos 75,96^\circ} = 333,3.$$

Находим коэффициенты $Y_{F_1} = 4,07$; $Y_{F_2} = 3,6$.

15. Напряжение изгиба в основании зуба шестерни и колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{F_1} &= Y_{F_1} \cdot \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 4,07 \cdot \frac{1343}{0,85 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 3,636 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,22 \cdot 1,4 = \\ &= 101 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 211 \text{ МПа}\end{aligned}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1} \cdot Y_{F_2}}{Y_{F_1}} = \frac{101 \cdot 3,6}{4,07} = 89,3 < [\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа.}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

