

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ
СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Механика и компьютерная графика»

Расчетно-графическая работа
Расчет цилиндрической косозубой передачи

Методические указания

для студентов факультета механизации с.х.

направлений подготовки бакалавров – 35.03.06 «Агроинженерия» и
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Ставрополь 2020

Методические указания разработали:

В.Е. Кулаев, А.В.Орлянский, В.А. Лиханос, Л.И. Яковлева, И.А. Орлянская,
А.Н. Петенев, В.Ю. Гальков

Рецензент к.т.н. доцент А.А. Кожухов

Одобрены и рекомендованы к изданию методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства Ставропольского государственного аграрного университета. Протокол № 1 от 2 сентября 2020 г.

Расчет цилиндрической косозубой передачи.

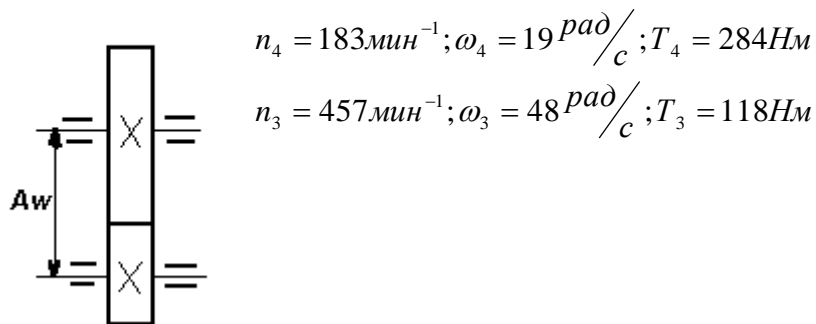


Рисунок 1 – Схема передачи

Параметры, относящиеся к шестерне принимаем с порядковым номером 1 (n_1, ω_1, T_1), а относящиеся к колесу 2 (n_2, ω_2, T_2).

1. Определяем переменные моменты для шестерни и колеса.

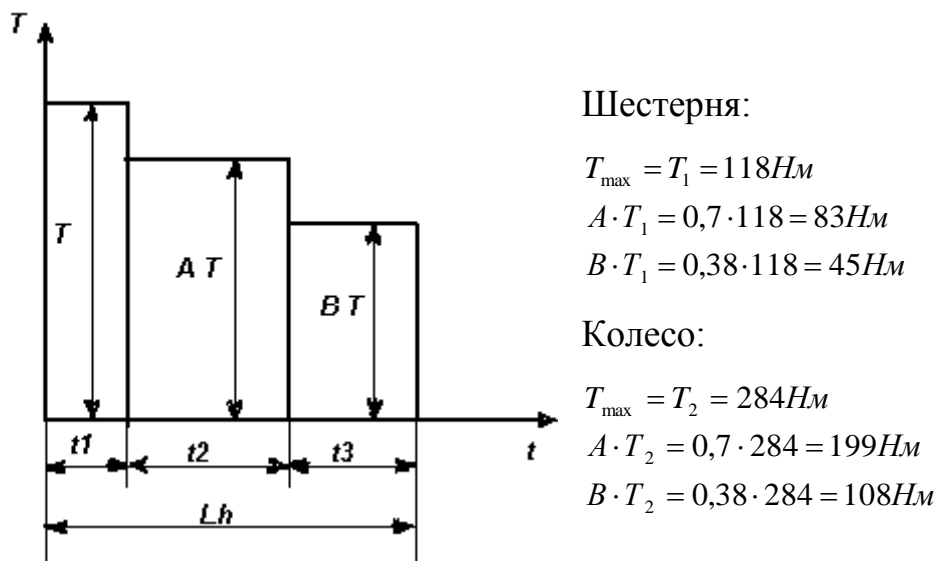


Рисунок 2 – График загрузки передачи

2. Определяем эквивалентные числа нагружения для шестерни и колеса.

Шестерня:

$$N_{HE1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^3 \cdot D + B^3 \cdot E), \text{ где } H - \text{ на контактную прочность;}$$

E_1 - эквивалентное для шестерни;

C_0 - число вхождений в зацепление за один оборот, $C_0 = 1$;

L_h - срок службы приводной станции;

n_1 - частота вращения шестерни.

$$N_{HE1} = 60 \cdot 457 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^3 \cdot 0,35 + 0,38^3 \cdot 0,5) = 1,9 \cdot 10^8$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot C_0 \cdot L_h \cdot (C + A^6 \cdot D + B^6 \cdot E)$$

где F - на изгибную прочность;

E_1 - эквивалентное для шестерни.

$$N_{FE1} = 60 \cdot 457 \cdot 1 \cdot 26061 \cdot (0,15 + 0,7^6 \cdot 0,35 + 0,38^6 \cdot 0,5) = 1,3 \cdot 10^8$$

Колесо:

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{U}, \text{ где } U - \text{ передаточное число передачи.}$$

$$N_{HE2} = \frac{1,9 \cdot 10^8}{2,5} = 0,8 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{U}$$

$$N_{FE2} = \frac{1,3 \cdot 10^8}{2,5} = 0,5 \cdot 10^8$$

3. Выбор материала шестерни и колеса.

Выбираем сталь 40Х, термообработка – улучшение.

Шестерня: Сталь 40Х, HRC29, HB=270.

Колесо: Сталь 40Х, HRC26, HB=245.

4. Определяем базовые числа циклов на контактную и изгибную прочность.

$$\text{Шестерня: } N_{HO1} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 270^{2,4} = 2,1 \cdot 10^7$$

$$\text{Колесо: } N_{HO2} = 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,6 \cdot 10^7$$

На изгибную прочность для шестерни и колеса рекомендуется: $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

5. Определяем допускаемые напряжения на контактную прочность.

$$\text{Шестерня: } [\delta]_{H1} = \frac{\delta_{H \lim} \cdot K_{HL}}{[n]}, \text{ где}$$

$\delta_{H \lim}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов, для улучшения.

$$\delta_{H \lim} = 2 \cdot HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}$$

K_{HL} - коэффициент долговечности.

$$K_{HL} \Rightarrow \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{2,1 \cdot 10^7}{1,9 \cdot 10^8}} < 1. \text{ Если } N_{HE} > N_{HO}, \text{ то } K_{HL} = 1$$

принимаем $K_{HL} = 1$;

$[n]$ - коэффициент безопасности

$[n] = 1,1 \dots 1,2$, примем $[n] = 1,15$

$$[\delta]_{H1} = \frac{610 \cdot 1}{1,15} = 530 \text{ МПа}.$$

$$\text{Колесо: } [\delta]_{H2} = \frac{\delta_{H \text{ lim}} \cdot K_{HL}}{[n]},$$

$$\delta_{H \text{ lim}} = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$$

$$K_{HL} \Rightarrow \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{1,6 \cdot 10^7}{8 \cdot 10^7}} < 1, K_{HL} = 1$$

$$[\delta]_{H2} = \frac{560 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ МПа}$$

Для косозубых передач приведенные допускаемые напряжения на контактную прочность.

$$[\delta]_H = 0,45 \cdot ([\delta]_{H1} + [\delta]_{H2}) = 0,45 \cdot (530 + 487) = 458 \text{ МПа}$$

б. Определяем допускаемые напряжения на изгибную прочность.

Шестерня: $[\delta]_{F1} = \frac{\delta_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n]}$, где $\delta_{F \text{ lim}}$ - предел изгибной выносливости при

базовом числе циклов.

$$\delta_{F \text{ lim}} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}$$

K_{FL} - коэффициент долговечности

$$\sqrt[6]{\frac{N_{FO1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 10^8}} < 1, \text{ значит } K_{FL} = 1$$

$[n]$ – коэффициент нестабильности материала. Принимаем $[n] = 1,75$

$$[\delta]_{F1} = \frac{486 \cdot 1}{1,75} = 278 \text{ МПа}$$

$$\text{Колесо: } [\delta]_{F2} = \frac{\delta_{F \text{ lim}} \cdot K_{FL}}{[n]},$$

$$\delta_{F \text{ lim}} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$$

$$\sqrt[6]{\frac{N_{FO2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 10^8}} < 1, \text{ значит } K_{FL} = 1$$

$$[\delta]_{F2} = \frac{441 \cdot 1}{1,75} = 252 \text{ МПа}$$

7. Определяем межосевое расстояние передачи из условий контактной прочности.

$$A_w = (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\delta]_H \cdot U}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{\text{ва}}}}, \text{ где } U - \text{ передаточное число передачи, } U=2,5;$$

T_2 - момент на колесе;

K_H - коэффициент нагрузки, $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$, где

$K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки, для косозубой передачи, $K_{H\alpha} = 1,1$

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,2$,
принимаем $K_{H\beta} = 1,1$;

K_{HV} - коэффициент, учитывающий влияние динамической нагрузки, $K_{HV} = 1,1$

$$K_H = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,3$$

$\Psi_{\text{ва}}$ - коэффициент ширины зубчатого колеса из стандартного ряда,

принимаем $\Psi_{\text{ва}} = 0,25$

$$A_w = (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{458 \cdot 2,5}\right)^2 \cdot \frac{284 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,25}} = 152 \text{ мм}, \text{ принимаем } A_w = 160 \text{ мм}.$$

8. Определяем нормальный модуль зацепления.

$$m_H = (0,01 \div 0,02) \cdot A_w = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}, \text{ принимаем из стандартного ряда } m_H = 2,5 \text{ мм}.$$

9. Определяем суммарное число зубьев.

$$A = \frac{m_H \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta}, \text{ где } Z_1, Z_2 - \text{ соответственно число зубьев шестерни и колеса};$$

β - угол наклона зубьев, рекомендуется $\beta = 8^\circ \div 20^\circ$, принимаем $\beta = 12^\circ$.

$$\text{Откуда: } Z_1 + Z_2 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta}{m_H} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 12^\circ}{2,5} = 125$$

$$Z_1 + Z_2 = Z_1 + U \cdot Z_1 = Z_1 \cdot (1 + U) \Rightarrow Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{1 + U};$$

$$Z_1 = \frac{125}{1 + 2,5} = 35; Z_2 = 125 - 35 = 90$$

$$\text{Уточняем передаточное число } U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{90}{35} = 2,57;$$

$$\text{Отклонение } \Delta = \frac{2,57 - 2,5}{2,5} \cdot 100\%, [\Delta] = 3\%.$$

10. Определяем действительный угол наклона зубьев.

$$\cos \beta = \frac{m_H \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot A_w} = \frac{2,5 \cdot (35 + 90)}{2 \cdot 160} = 0,976, \beta = 12^\circ 30'$$

11. Определяем геометрические размеры шестерни и колеса.

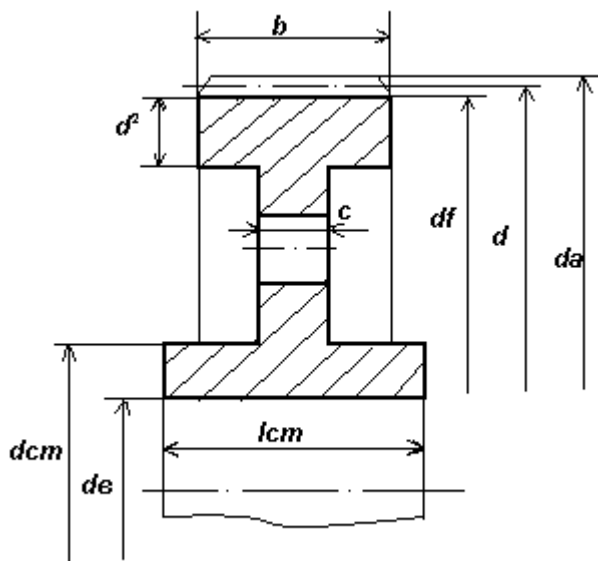


Рисунок 3 Конструктивные параметры зубчатого колеса

Определяем ширину зубчатых колес: $v_2 = \Psi_{ca} \cdot A = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм}$,

принимаем $v_1 = 45 \text{ мм}$.

Определяем толщину обода: $\delta = (3 \dots 4)m = 7,5 \dots 10 \text{ мм}$, принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$.

Определяем толщину диска колеса: $c = (0,2 \dots 0,3)v_2 = 8 \dots 12 \text{ мм}$, принимаем

$c = 10 \text{ мм}$.

Определяем делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 35}{0,9765} = 89,6 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 90}{0,9765} = 230,4 \text{ мм}$$

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{89,6 + 230,4}{2} = 160 \text{ мм}$$

Определяем диаметры выступов:

$$da_1 = d_1 + 2 \cdot m = 89,6 + 2 \cdot 2,5 = 94,6 \text{ мм}$$

$$da_2 = d_2 + 2 \cdot m = 230,4 + 2 \cdot 2,5 = 235,4 \text{ мм}$$

Определяем диаметры впадин:

$$df_1 = d_1 - 2,5 \cdot m = 89,6 - 2,5 \cdot 2,5 = 83,35 \text{ мм}$$

$$df_2 = d_2 - 2,5 \cdot m = 230,4 - 2,5 \cdot 2,5 = 224,15 \text{ мм}$$

Определяем ориентировочные диаметры валов:

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{118 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 31 \text{ мм}$$

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{284 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 41 \text{ мм}$$

где $[\tau]_{кр}$ - допускаемое напряжение на кручение, $[\tau]_{кр} = 20 \dots 25 \frac{H}{\text{мм}^2}$.

При конструировании диаметр вала увеличиваем до $d_{в1} = 50 \text{ мм}$, $d_{в2} = 55 \text{ мм}$.

Определяем диаметры ступиц: $d_{cm1} = (1,5 \dots 1,7) \cdot d_{в1} = (1,5 \dots 1,7) \cdot 50 = 75 \dots 85 \text{ мм}$
 $d_{cm2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot d_{в2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot 55 = 82,5 \dots 93,5 \text{ мм}$

Определяем длину ступиц:

$$l_{cm1} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{в1} = 60 \dots 75 \text{ мм}$$

$$l_{cm2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{в2} = 66 \dots 82,5 \text{ мм}$$

12. Определяем окружную скорость зубчатого колеса.

$$V = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2} = \frac{19 \cdot 230,4}{2 \cdot 10^3} = 2,18 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Выбираем смазку окунанием, индустриальное масло марки И-100А.

13. Определяем окружную силу.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 118 \cdot 10^3}{89,6} = 2634 \text{ Н}$$

14. Определяем расчетные контактные напряжения.

$$\delta_H = \frac{270}{A} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (U+1)^3}{\omega_2 \cdot U^2}}, \text{ где}$$

$K_{H\alpha} = 1$, $K_{H\beta} = 1,08$, $K_{HV} = 1,1$ - действительные коэффициенты.

$$\delta_H = \frac{270}{160} \cdot \sqrt{\frac{284 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 \cdot (2,57+1)^3}{40 \cdot 2,57^2}} = 407 \text{ МПа}$$

$$\delta_H = 407 \text{ МПа} < [\delta]_{H2} = 458 \text{ МПа}$$

15. Определяем эквивалентные числа зубьев.

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{35}{(0,976)^3} = 38$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{90}{(0,976)^3} = 97$$

16. Принимаем коэффициенты формы зубьев.

$$V_{F1} = 3,7, V_{F2} = 3,6$$

17. Проверяем относительную прочность зубьев шестерни и колеса.

$$\text{Шестерня: } \frac{[\delta]_{F1}}{Y_{F2}} = \frac{278}{3,7} = 75$$

$$\text{Колесо: } \frac{[\delta]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70$$

Менее прочным является зуб колеса, поэтому его будем проверять на изгиб.

18. Определяем напряжение изгиба у основания ножки зуба колеса.

$$\delta_{F2} = Y_{\beta} \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m_H} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \text{ где } Y_{\beta} - \text{коэффициент, учитывающий наклон}$$

$$\text{зубьев, } Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12,5}{140} = 0,91$$

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки, $K_{F\alpha} = 1,03$;

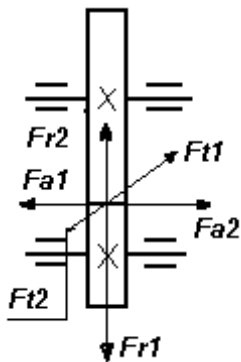
$K_{F\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, $K_{F\beta} = 1,03$;

K_{FV} - коэффициент динамичности, $K_{FV} = 1,15$;

$$\delta_{F2} = 0,91 \cdot 3,6 \cdot \frac{2634}{40 \cdot 2,5} \cdot 0,9 \cdot 1,03 \cdot 1,15 = 86 \text{ МПа}$$

$$\delta_{F2} = 86 \text{ МПа} < [\delta]_{F2} = 252 \text{ МПа}$$

19. Определяем силы, действующие в зацеплении.



$$F_{t1} = F_{t2} = 2634 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2634 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12^\circ 30'} = 982 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2634 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ 30' = 574 \text{ Н}$$

где $\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления;

Рисунок 4 – Силы в зацеплении