

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
ХАРЬКОВСКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ
ГОРОДСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для выполнения расчетов редуктора в курсовом проекте
по курсу

«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

*(для слушателей второго высшего образования
специальности 7.05070203 «Электрический транспорт»)*

Методические указания для выполнения расчетов редуктора в курсовом проекте по курсу «Прикладная механика» (для слушателей второго высшего образования специальности 7.05070203 «Электрический транспорт») / Харьк. нац. акад. гор. хоз-ва; сост.: Э. В. Лукина, Е. И. Чернушенко. – Х.: ХНАГХ, 2012. – 18 с.

Составители: Э. В. Лукина
Е. И. Чернушенко

Рецензент доцент кафедры ИСТвГХ кандидат технических наук М. В. Чернявская

Утверждено на заседании кафедры «Информационные системы и технологии в городском хозяйстве», протокол № 85 от 06.02.2012 г.

ВВЕДЕНИЕ

Учебными планами подготовки бакалавров второго высшего образования по специальности «Электротехника» предусматривается изучение дисциплины «Прикладная механика».

Программа по этой дисциплине предусматривает, наряду с изучением теоретического курса, выполнение курсового проекта. Целью курсового проекта является развитие инженерного мышления с точки зрения освоения и усовершенствования методов, правил и норм расчетов и конструирования деталей механизмов и машин подвижного состава городского электротранспорта. Выполнение курсового проекта поможет студентам систематизировать и углубить знания теоретического материала и получить навыки в применении теоретических знаний к решению практической инженерной задачи по расчету редуктора, научить пользоваться справочной литературой и стандартами.

При выполнении курсового проекта студент должен проявить самостоятельность в выборе различных расчетных параметров и научиться грамотно их обосновывать.

В курсовом проекте по дисциплине «Прикладная механика» «Редуктор» необходимо выполнить следующие работы:

- 1) определить частоты вращения и крутящие моменты на валах, выбрать электродвигатель;
- 2) выполнить прочностные и геометрические расчеты цилиндрической передачи;
- 3) рассчитать на прочность ведомый вал, подшипники и шпоночное соединение ведомого вала;
- 4) разработать сборочный чертеж редуктора и т.д.

Настоящие методические указания ограничиваются лишь расчетом цилиндрических прямозубых и косозубых зубчатых передач на прочность.

Расчет цилиндрических зубчатых передач с учетом основных видов их разрушения регламентируются ДСТУ ISO/TR 1064-2:2006.

Согласно им закрытые передачи рассчитываются: на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев (проектировочный расчет); на выносливость зубьев при изгибе, контактную прочность; прочность при изгибе и прочность при действии максимальной нагрузки (проверочный расчет).

В настоящих методических указаниях предлагается ограничить расчет цилиндрической зубчатой передачи лишь выполнением проектировочного расчета с определением межцентрового расстояния зубчатых колес a_w , а также проверочных расчетов на выносливость зубьев при изгибе и на контактную прочность. Как показывает опыт расчета и проектирования закрытых зубчатых передач, именно эти расчеты определяют как размеры, так и прочность зубчатых колес.

Расчет зубчатой передачи

Эскиз зубчатой передачи показан на рис. 1

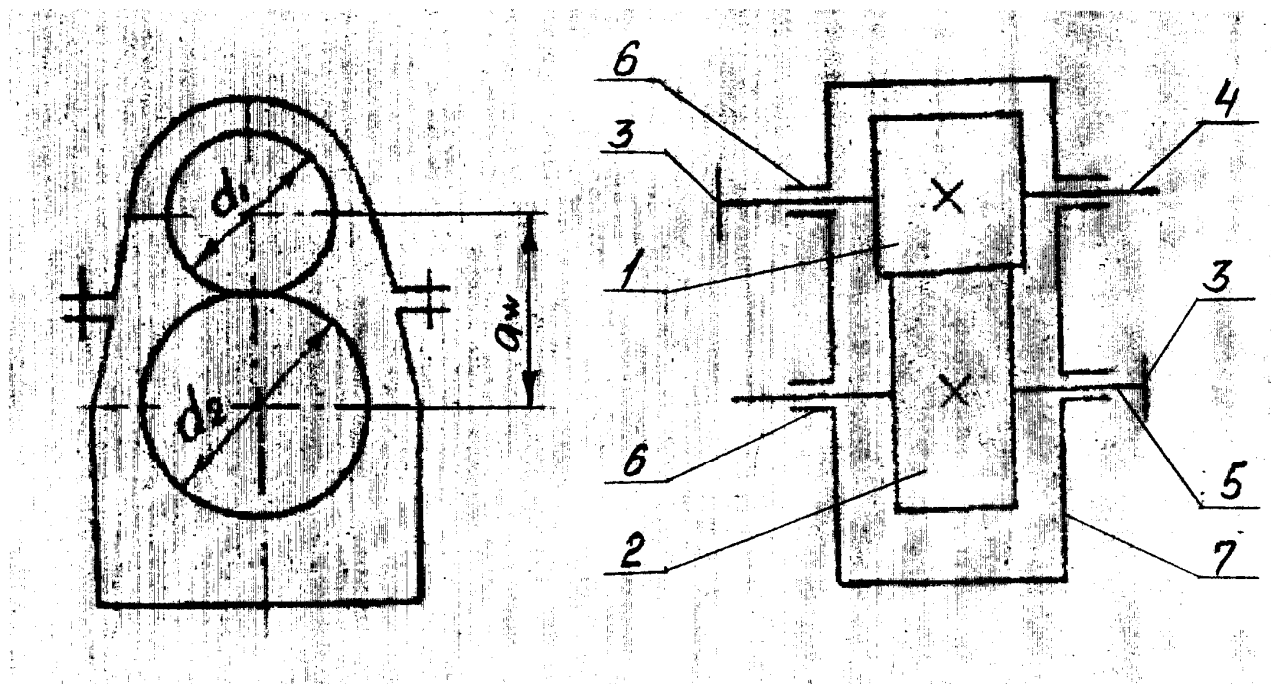


Рис. 1 – Кинематическая схема зубчатой передачи:

1 – шестерня, 2 – колесо, 3 – муфты, 4 – быстроходный вал редуктора,
5 – тихоходный вал редуктора, 6 – опоры валов (подшипники),
7 – корпус редуктора.

Задачей прочностного расчета зубчатой передачи является выбор материала для зубчатого колеса и шестерни, расчет зубьев зубчатого колеса на контактную и изгибную выносливости, определение размеров шестерни и зубчатого колеса, обеспечивающих отсутствие повреждений зубьев.

Рассчитать цилиндрическую прямозубую или косозубую передачу одноступенчатого редуктора, выполненного в виде отдельного агрегата, при условии, что мощность, передаваемая ведущим валом $P_1 = 5,5$ кВт, обороты ведущего вала $n_1 = 730$ мин⁻¹, обороты ведомого вала $n_2 = 150$ мин⁻¹, срок службы передачи $t = 30\,000$ часов (рис. 1).

Материал для шестерни и колеса принять с твердостью $HВ \leq 350$. Для зубчатых колес принять 8-ую степень точности согласно ДСТУ ISO/TR 1064-2:2006.

Расчет зубчатой передачи

1. Передаточное число редуктора

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{730}{150} = 4,86. \quad (1)$$

Согласно номинальному значению передаточных чисел, принимаем стандартное передаточное число $U_{ст} = 5$ [1, 2, 3]

Погрешность в определении передаточного числа составляет

$$\frac{U_{ст} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{5 - 4,86}{4,86} \cdot 100\% = 2,87\%,$$

что менее допустимых 4%.

2. Коэффициент полезного действия редуктора

$$\eta = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{п.к.}^2, \quad (2)$$

где $\eta_{з.п.} = 0,97 \div 0,98$ – к.п.д. зубчатой передачи;

$\eta_{п.к.} = 0,99 \div 0,995$ – к.п.д. пары подшипников качения.

Принимаем $\eta_{з.п.} = 0,97$, $\eta_{п.к.} = 0,99$, тогда к.п.д. всего редуктора

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95.$$

3. Мощность на ведомом валу

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 5,5 \cdot 0,95 = 5,24 \text{ кВт}. \quad (3)$$

4. Угловые скорости валов:

ведущего вала

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,5 \text{ с}^{-1}; \quad (4)$$

ведомого вала

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ с}^{-1} \quad (5)$$

5. Определяем крутящие моменты:

ведущего вала

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{76,5} = 72 \text{ Н·м}; \quad (6)$$

ведомого вала

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5,24 \cdot 10^3}{15,7} = 334 \text{ Н·м}; \quad (7)$$

6. Выбираем марку материала, назначаем химико-термическую обработку зубьев, определяем допускаемые напряжения. [4], [7].

Для изготовления зубчатых колес выбираем распространенную сталь 45 со средними механическими характеристиками с термической обработкой – закалка, высокий отпуск, т.е. улучшение, с механическими характеристиками:

временное сопротивление $\sigma_B = 780 \div 890$ МПа и предел текучести $\sigma_T = 540 \div 650$ МПа [5, 7].

Назначаем твердость – для шестерни HB 230, для колеса HB 190.

Допускаемые контактные напряжения

для прямозубой передачи

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \lim_B K_{HL}}{S_H} Z_R Z_V, \quad (8)$$

где $\sigma_H \lim_B$ – предел контактной усталости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений [7].

При термообработке – нормализации для улучшения и твердости поверхности зубьев $HB \leq 350$ предел контактной усталости подсчитываем по формуле [1], [7]

$$\sigma_H \lim_B = 2 HB + 70; \quad (9)$$

для шестерни

$$\sigma_H \lim_B = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_H \lim_B = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}.$$

Для зубчатых колес с однородной структурой материала принимается коэффициент $S_H = 1,1$, а с поверхностным упрочнением $S_H = 1,2$.

Коэффициент долговечности K_{HL} определяют в зависимости от отношения $\frac{N_{HE}}{N_{HO}}$ по графику, [1, 7, рис. 12.20]

где N_{HE} – эквивалентное число циклов напряжений в зубьях, соответствующее рабочему числу циклов передачи с постоянным режимом работы;

N_{HO} – базовое число циклов напряжений в зубьях, которое принимают в зависимости от твердости HB рабочей поверхности зубьев по графику [1, 7, рис. 12.21].

При $HB \leq 200$ (ориентируемся по колесу, имеющему меньшую прочность зубьев) $N_{HO} = 10^7$ циклов.

Эквивалентное число циклов напряжений

$$N_{HE} = 60cn_2t, \quad (10)$$

где c – число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

n_2 – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса;

t – продолжительность работы передачи под нагрузкой за расчетный срок службы.

Для данного случая – $c=1$; $n_2 = 150 \text{ мин}^{-1}$; $t = 3 \cdot 10^4$ часов.

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 150 \cdot 3 \cdot 10^4 = 270 \cdot 10^6$$

$$\frac{N_{HE}}{N_{HO}} = \frac{270 \cdot 10^6}{10^7} = 27.$$

Согласно графику [1, 6, 7, рис. 12.20] .

$$K_{HL} = 1$$

$Z_R = 0,9 \div 1,0$ – коэффициент, учитывающий шероховатость зубьев.

Большее значение относится к большей шероховатости зубьев.

Принимаем $Z_R = 1$.

$Z_V = 1,0 \div 1,16$ – коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи.

При $V \leq 5$ м/с, принимаем $Z_V = 1$.

Подставляя полученные величины в (8), получаем расчетные допускаемые контактные напряжения прямозубой передачи:

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{530 \cdot 1,0}{1,2} 1,0 = 440 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{450 \cdot 1,0}{1,2} 1,0 = 375 \text{ МПа}.$$

Для косозубой передачи, в которой зубья шестерни значительно превышают твердость зубьев колеса, расчетное контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) < 1,23 [\sigma_H]_{\min}, \quad (11)$$

здесь $[\sigma_H]$ – показатель контактной усталостной прочности материала зубчатой передачи;

$[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$ – допускаемые контактные напряжения зубьев шестерни и колеса, определенных для прямозубой передачи;

$[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное допускаемое напряжение.

Подставляя значения $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$, получаем

$$[\sigma_H] = 0,45 (440 + 375) = 365 \text{ МПа},$$

что удовлетворяет неравенству

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot 375 = 470 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения на изгиб

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \lim_B K_{FL} K_{FC}}{S_F}, \quad (12)$$

где $\sigma_F \lim_B$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений [1, 7, табл. 12.6].

Для шестерни

$$\sigma_F \lim_B = 1,35 \text{ HB} + 100 = 1,35 \cdot 230 + 100 = 410 \text{ МПа}.$$

Для колеса

$$\sigma_F \lim_B = 1,35 \cdot 190 + 100 = 356 \text{ МПа}.$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (13)$$

где $m = 6$ – для зубчатых колес с $\text{HB} \leq 350$;

$m = 9$ – для зубчатых колес с $\text{HB} > 350$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов напряжений;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений при работе передачи с постоянной нагрузкой

$$N_{FE} = 60 c n_1 t, \quad (14)$$

где $c = 1$ – число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

$n_1 = 730 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения рассчитываемой шестерни;

$t = 3 \cdot 10^4$ часов – продолжительность работы передачи под нагрузкой.

Подставив эти величины в (14), получим

$$N_{FE} = 60 \cdot 1 \cdot 730 \cdot 3 \cdot 10^4 = 1310 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE} > N_{FO}$, принимаем $K_{FL} = 1$. [1, 4, 6, 7].

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки на зубья.

При одностороннем действии – $K_{FC} = 1$.

При двустороннем действии – $K_{FC} = 0,7 \div 0,8$ (большее значение при $HV > 350$).

Коэффициент безопасности $S_F = 1,7 \div 2,2$ (большее значение для литых заготовок).

Принимаем $S_F = 2,2$ и $K_{FC} = 1$, тогда

для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \frac{410 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{2,2} = 186 \text{ МПа}$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{356 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{2,2} = 162 \text{ МПа}.$$

7. Определяем межосевое расстояние из условия расчета зубьев на контактную выносливость:

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HB}}{U^2 \varphi_{ba} [\sigma_H]}}, \quad (15)$$

где $K_a = 495$ – для прямозубых передач;

$K_a = 430$ – для косозубых передач;

$\Psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию;

$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_w}$ – коэффициент ширины венца по диаметру делительной

окружности;

$\Psi_{ba} = 0,315 \div 0,4$ – для зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении;

$\Psi_{bd} = 0,25 \div 0,5$ – для зубчатых колес из закаленных сталей при несимметричном расположении;

$\Psi_{ba} = 0,4 \div 0,5$ – при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор.

Согласно стандарту ДСТУ ISO/TR 1064-3:2005 для прямозубой и косозубой передач принимаем $\Psi_{ba} = 0,4$ (симметричное расположение колес).

Коэффициенты Ψ_{ba} и Ψ_{bd} связаны зависимостью

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U + 1), \quad (16)$$

Коэффициент ширины венца принимают [3]:

при симметричном расположении зубчатых колес –

$$\Psi_{bd} = 0,4 \div 1,6;$$

при несимметричном расположении на жестких валах –

$$\Psi_{bd} = 0,3 \div 1,4;$$

при консольном расположении колес –

$$\Psi_{bd} = 0,2 \div 0,6.$$

Принимаем $\Psi_{bd} = 1,2$.

Определяем коэффициенты.

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями в передачах.

Значение $K_{H\alpha}$ определяется по графику в зависимости от окружной скорости V и степени точности [6, 7, рис. 12.17]. При 8-й степени точности и V до 15 м/с $K_{H\alpha} = 1,05 \div 1,17$.

Для косозубой передачи принимаем $K_{H\alpha} = 1,1$

для прямозубой – $K_{H\alpha} = 1$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий в результате погрешностей в зацеплении и деформации зубьев.

Ориентировочно $K_{H\beta}$ можно определить в зависимости от типа передачи, твердости поверхности зубьев и коэффициента Ψ_{bd} [1, 2, 5, 6, 7].

При $HV \leq 350$ и симметричном расположении колес относительно опор $\Psi_{bd} = 1,2$.

Принимаем $K_{H\beta} = 1,06$.

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, возникающей в зацеплении. Величина его зависит от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости.

Согласно [1],[6] для зубчатых колес 8-й степени точности (HV_1 и HV_2) ≤ 350 , при $V = 4 \div 6$ м/с:

для прямозубой передачи $K_{HV} = 1,16 \div 1,24$, принимаем $K_{HV} = 1,2$;

для косозубых колес $K_{HV} = 1,04 \div 1,06$, принимаем $K_{HV} = 1,05$.

Подставив полученную величину в формулу (15), имеем для прямозубой передачи

$$a_w = 495 (5 + 1) \sqrt[3]{\frac{334 \cdot 1,2}{5^2 \cdot 0,4 \cdot 375^2}} = 200 \text{ мм};$$

для косозубой передачи

$$a_w = 430 (5 + 1) \sqrt[3]{\frac{334 \cdot 1,06}{5^2 \cdot 0,4 \cdot 365^2}} = 175 \text{ мм}.$$

Согласно ДСТУ ISO/TR 1064-5:2007 принимаем стандартное значение:

для прямозубой передачи $a_w = 200$ мм;

для косозубой передачи $a_w = 180$ мм.

8. Модуль зубьев передачи.

Для прямозубой передачи окружной модуль

$$m_t = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 200 = (2 \div 4) \text{ мм}. \quad (17)$$

Для косозубой передачи нормальный модуль

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot 180 = (1,8 \div 3,6) \text{ мм}. \quad (18)$$

Согласно стандартам и ГОСТу ДСТУ ISO/TR 1064-5:2007 принимаем значения:

$$m_t = 4 \text{ мм}; m_n = 3 \text{ мм}.$$

9. Суммарное число зубьев.

Для прямозубой передачи

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t} = \frac{2 \cdot 200}{4} = 100 \quad (19)$$

Для косозубой передачи

$$Z_c = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (20)$$

где $\beta = 8 \div 15^\circ$ – угол наклона линии зуба. Принимаем $\beta = 10^\circ$, тогда

$$Z_c = \frac{2 \cdot 180^\circ \cos 10^\circ}{3} = 118.$$

10. Число зубьев шестерни и колеса.

Для прямозубой передачи

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U+1} = \frac{100}{5+1} = 16,7. \quad (21)$$

Принимаем $Z_1 = 17$, тогда $Z_2 = Z_c - 17 = 83$.

Для косозубой передачи

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U+1} = \frac{118}{5+1} = 19,7. \quad (22)$$

Принимаем $Z_1 = 20$, тогда $Z_2 = 118 - 20 = 98$.

11. Уточняем передаточные числа.

Для прямозубой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{83}{17} = 4,88. \quad (23)$$

Для косозубой передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{98}{20} = 4,9.$$

12. Определяем отклонение величины передаточного числа от номинального.

Для прямозубой передачи

$$\frac{U_{\text{нн}} - U}{U_{\text{нн}}} \cdot 100\% = \frac{5 - 4,88}{5} \cdot 100\% = 2,4 \%$$

Для косозубой передачи

$$\frac{U_{\text{нн}} - U}{U_{\text{нн}}} \cdot 100\% = \frac{5 - 4,9}{5} \cdot 100\% = 2 \%,$$

что меньше допустимой погрешности, равной 4%.

13. Уточняем угол β для косозубой передачи:

$$\cos \beta = \frac{Z_1 + Z_2}{2a_w} m_n = \frac{20 + 98}{2 \cdot 180} \cdot 3 = 0,983 \quad (24)$$

$$\beta = 10^\circ 30'.$$

14. Делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 .

Для прямозубой передачи

$$\begin{aligned} \text{шестерни } d_1 &= m_t Z_1 = 4 \cdot 17 = 68 \text{ мм;} \\ \text{колеса } d_2 &= m_t Z_2 = 4 \cdot 83 = 332 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (25)$$

Для косозубой передачи делительные диаметры

$$\begin{aligned} \text{шестерни } d_1 &= \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 20}{0,983} = 61 \text{ мм;} \\ \text{колеса } d_2 &= \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 98}{0,983} = 299 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (26)$$

15. Уточняем межосевое расстояние.

Для прямозубой передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{68 + 332}{2} = 200 \text{ мм.} \quad (27)$$

Для косозубой передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{61 + 200}{2} = 180 \text{ мм.}$$

16. Ширина венца колеса b_1 и шестерни b_2 .

Для прямозубой передачи

$$\text{колеса } b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм;} \quad (28)$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + (5 \div 10) = 80 + 6 = 86 \text{ мм.} \quad (29)$$

Для косозубой передачи

$$\text{колеса } b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 180 = 72 \text{ мм;} \quad (30)$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + (5 \div 10) = 72 + 6 = 78 \text{ мм.}$$

17. Коэффициент ширины шестерни по диаметру.

Для прямозубой передачи

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{86}{68} = 1,26. \quad (30)$$

Для косозубой передачи

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{78}{61} = 1,27,$$

что соответствует установленным нормам.

18. Окружная скорость.

Для прямозубой передачи

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76,5 \cdot 68}{2 \cdot 10^3} = 2,6 \text{ м/с.} \quad (31)$$

Для косозубой передачи

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76,5 \cdot 61}{2 \cdot 10^3} = 2,3 \text{ м/с.}$$

19. Уточняем степень точности.

Из 12-ти степеней точности изготовления зубчатых передач, регламентированных для цилиндрических передач стандартами ДСТУ ISO/TR 1064-4:2005, наиболее распространены 6, 7, 8 и 9-я степени.

Для передач общего машиностроения, не требующих особой точности, при окружных скоростях до 6 м/с для прямозубых и до 10 м/с для косозубых колес рекомендуется 8-я степень точности [1, 6, 7]. Таким образом, для нашего задания мы правильно предварительно задались степенью точности, т.к. окружная скорость $V = 2,6 \text{ м/с} < 6 \text{ м/с}$.

20. Уточняем коэффициенты распределения контактной нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$.

Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1$.

Для косозубой передачи при $V = 2,33 \text{ м/с}$ согласно графику [1, 2, 3, 7, рис. 12.17], при 8-й степени точности, $K_{H\alpha} = 1,07$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии $K_{H\beta}$.

Для прямозубой передачи, при $H\text{B}_2 \leq 350$ и $\Psi_{bd} = 1,26$, согласно графику [7, рис. 12.18], $K_{H\beta} = 1,07$.

Для косозубой передачи, при $H\text{B}_2 \leq 350$ и $\Psi_{bd} = 1,27$, $K_{H\beta} = 1,072$.

Коэффициент динамической контактной нагрузки K_{Hv} .

Для прямозубой передачи, при 8-й степени точности, $H\text{B} \leq 350$ и $V = 2,6 \text{ м/с}$ - $K_{Hv} = 1,1$.

Для косозубой передачи, при 8-й степени точности, $H\text{B} \leq 350$ и $V = 2,3 \text{ м/с}$ - $K_{Hv} = 1,02$.

21. Проверяем рабочие поверхности зубьев на контактную прочность.

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \frac{U+1}{U} \sqrt{\frac{10^2 T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} (U+1)}{2 a_w^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \quad (32)$$

где $[\sigma_H]$ и σ_H – в МПа; T_2 – в Нм; a_w – в мм.

Для зубчатых колес с термообработкой – нормализацией, улучшением или объемной закалкой с отпуском - $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$.

Коэффициенты формы сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}, \quad (33)$$

где $\alpha_{tw} = \alpha_t$ – угол зацепления, согласно стандартам ДСТУ ISO/TR 10495:2004 [1, 5, 7].

$\alpha_{tw} = 20^\circ$;

$\beta_b = \beta$ - угол наклона линии зуба.

Для прямозубой передачи

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos 0^\circ}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1}{0,643}} = 1,77.$$

Для косозубой передачи

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos 10^\circ 30'}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,983}{0,643}} = 1,75.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев

$$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1 - \mu^2)}}, \quad (34)$$

Для стальных зубчатых колес модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$ [4], $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$.

Коэффициент суммарной длины контактных линий сопряженных зубьев - Z_ϵ .

Для прямозубой передачи

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}. \quad (35)$$

При приближенном расчете коэффициент торцевого перекрытия ϵ_α принимают равным 1,6, тогда

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,9.$$

Для косозубой передачи

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}, \quad (36)$$

где коэффициент перекрытия ϵ_α определяется по формуле:

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 (1/Z_1 + 1/Z_2)] \cos \beta = [1,88 - 3,2 (1/20 + 1/98)] \cos 10^\circ 30' = 1,64. \quad (37)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78.$$

Расчетное контактное напряжение.

Для прямозубой передачи

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,9 \frac{4,88 + 1}{4,88} \sqrt{\frac{10^2 \cdot 334 \cdot 1,07 \cdot 1,1 \cdot (4,88 + 1)}{2 \cdot 200^3 \cdot 0,4}} = 375 \text{ МПа} \leq [\sigma_H].$$

Для косозубой передачи

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,78 \frac{4,84 + 1}{4,84} \sqrt{\frac{10^2 \cdot 334 \cdot 1,07 \cdot 1,072 \cdot 1,02 \cdot (4,84 + 1)}{2 \cdot 160^3 \cdot 0,4}} = 400 \text{ МПа} > [\sigma_H]$$

= 365 МПа, что недопустимо.

Необходимо увеличить твердость зубчатых колес. Назначим твердость колеса HB = 210, тогда

$$\sigma_H \lim_B = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{490 \cdot 1,0}{1,2} \cdot 1,0 = 407 \text{ МПа}; [\sigma_{H2}] = 407 \text{ МПа} > \sigma_H.$$

22. Силы, действующие в зацеплении (рис.2)

Для прямозубой передачи

окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (38)$$

где d_1 – делительный диаметр шестерни.

$$F_t = \frac{2 \cdot 72 \cdot 10^3}{68} = 2120 \text{ Н};$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 2120 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 730 \text{ Н}. \quad (39)$$

Для косозубой передачи

окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 72 \cdot 10^3}{55} = 2620 \text{ Н}; \quad (40)$$

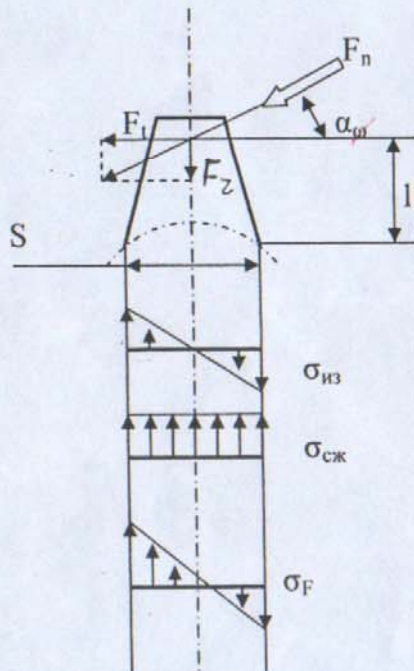
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

ПРЯМОЗУБАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ

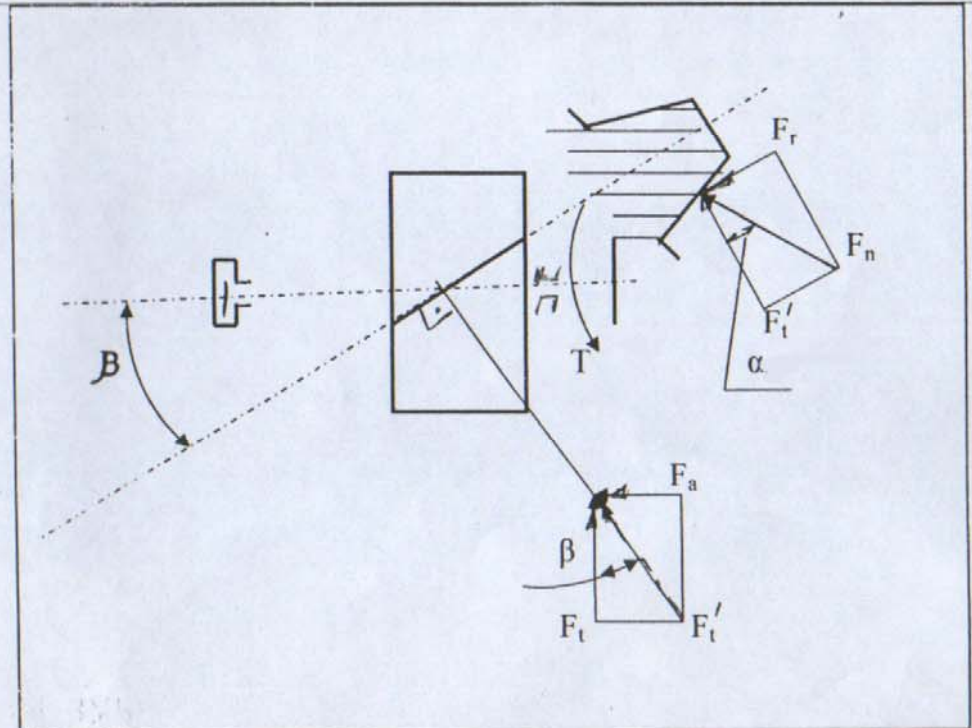
$$\text{норм } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$$\text{окр } F_t = \frac{2T}{d}$$

$$\text{рад } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$



КОСОЗУБАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ



$$\text{норм } F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

$$\text{окр } F_t = \frac{2T}{d}$$

$$\text{рад } F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{осев } F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Рис. 2 – Распределение усилий в зубчатых передачах

радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \beta} = 2620 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{tg} 10^\circ 30'} = 5650 \text{ Н.} \quad (41)$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 2620 \cdot 0,169 = 443 \text{ Н.} \quad (42)$$

23. Расчетное напряжение изгиба зубьев в опасном сечении

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_\beta K_{Fa} K_{Fv} \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{Z_1^2 \Psi_{bd} m^3}. \quad (43)$$

Определение коэффициентов, входящих в формулу (43).

Коэффициент формы зуба Y_F и концентрации изгибаемых напряжений в зависимости от эквивалентных чисел зубьев определяется по графику [1, 7, рис. 12.23] в зависимости от коэффициента смещения и числа зубьев Z для прямозубого зубчатого колеса или от эквивалентного числа зубьев Z_v для косозубого.

При $x = 0$ (зубчатая передача без смещения).

Прямозубая передача:

для шестерни при $Z_1 = 17$, $Y_F = 4,4$;

для колеса при $Z_2 = 83$, $Y_F = 3,6$.

Косозубая передача:

для шестерни $Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,983^3} = 21$, $Y_F = 4,1$;

для колеса $Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{0,983^3} = 102$, $Y_F = 3,6$.

$m = m_t$ для прямозубых и $m = m_n$ для косозубых колес;

Y_ϵ – коэффициент перекрытия зубьев для прямозубых и косозубых передач [2, 3];

Y_β – коэффициент наклона зубьев для прямозубых передач;

для косозубых передач

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{95^\circ}{140} = 0,93, \quad (44)$$

K_{Fa} – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

Для прямозубых передач $K_{Fa} = 1$.

Для косозубых передач его значение принимают по графику [7, рис. 12.17] в зависимости от окружной скорости V , передачи и степени точности и ДСТУ ISO/TR 10405:2004.

При $V = 2,1$ м/с и 8-й степени точности $K_{Fa} = 1,22$.

Значение коэффициента неравномерности нагрузки по ширине венца (по длине зуба) зубчатого колеса. $K_{F\beta}$ для колес с симметричным расположением колес относительно опор ориентировочно можно определить по графику [4] в

зависимости от типа передачи, твердости поверхности зубьев HB и коэффициента

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}.$$

При HB = 350 и симметричном расположении колес $\Psi_{bd} = 1,26 \div 1,27$, $K_{F\beta} = 1,05$ для прямозубых и косозубых передач.

K_{FV} – коэффициент динамической изгибной нагрузки, в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев, окружной скорости, и определяется из таблицы [1, 2, 5, 6, 7].

Для HB ≤ 350 и 8-й степени точности находим:

для прямозубых колес при $V = 2,6$ м/с, $K_{FV} = 1,254$;

для косозубых колес при $V = 2,1$ м/с, $K_{FV} = 1,085$.

Подставив полученные величины в формулу (43), имеем:

для шестерни прямозубой передачи

$$\sigma_F = \frac{4,4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,254 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 72}{17^2 \cdot 1,26 \cdot 4^3} = 37,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_F];$$

для шестерни косозубой передачи

$$\sigma_F = \frac{4,1 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 1,22 \cdot 1,05 \cdot 1,085 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 72}{20^2 \cdot 1,27 \cdot 3^3} = 72 \text{ МПа} \leq [\sigma_F].$$

Таким образом, σ_F для прямозубой и косозубой передач значительно меньше допустимого, т.е. прочность зубьев передач на изгиб обеспечена.

В зубчатых передачах с твердостью колес HB ≤ 350 прочность зависит, главным образом, от контактной деформации. При этом напряжения изгиба оказываются много меньше допускаемых.

24. Определяем необходимые размеры шестерни и колеса.

24.1 Прямозубая передача.

По стандартам

коэффициент высоты головок зубьев $h_{\alpha}^* = 1$;

коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Тогда,

высота головок зубьев

$$h_{\alpha} = h_{\alpha}^* m = 1 \cdot 4 = 4 \text{ мм};$$

высота ножек зубьев

$$h_f = (h_{\alpha}^* + c^*) m = (1 + 0,25) \cdot 4 = 5 \text{ мм};$$

высота зубьев

$$h = h_{\alpha} + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр d_1 , равный начальному диаметру d_{w1} , диаметр вершин d_a и диаметр впадин d_f

для шестерни –

$$d_1 = 68 \text{ мм (вычислен ранее);}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{\alpha} = 68 + 2 \cdot 4 = 76 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 + 2h_f = 68 - 2 \cdot 5 = 58 \text{ мм};$$

для колеса –

$$d_2 = Z_2 m = 83 \cdot 4 = 332 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_\alpha = 332 + 2 \cdot 4 = 340 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = 332 - 2 \cdot 5 = 322 \text{ мм}.$$

24. 2 Косозубая передача.

Размеры шестерни и колеса определяются аналогично прямозубой передаче. Остальные размеры колес (диаметр ступицы, длины ступицы и др.) компоновка редуктора следует брать в источниках [2], [3], [6], [7], [1, 2, 3, 6, 7] и др.

ИСТОЧНИКИ

1. Курмас Л.В., Скобейда А.Т. Детали машин. Проектирование. – Москва: Высш. шк., 2005. – 380с.
2. Проектирование механических передач /С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1988.
3. Курсовое проектирование деталей машин /С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселев и др. – М.: Машиностроение, 1987.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т., – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1, 2.
5. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2000 – 383 с.
6. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991.
7. Гузенков П.Г. Детали машин. – М: Высш. шк., 1986

Навчальне видання

Методичні вказівки
для виконання розрахунків редуктора в курсовому проєкті
з курсу

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

*(для слухачів другої вищої освіти
спеціальності 7.05070203 «Електричний транспорт»)*

(Рос. мовою)

Укладачі: **ЛУКІНА** Ельміра Володимирівна
ЧЕРНУШЕНКО Олена Іванівна

Відповідальний за випуск *А. І. Кузнецов*

За редакцією автора

Комп'ютерний набір *О. І. Чернушенко*

Комп'ютерне верстання *Є. Г. Панова*

План 2012, поз. 628М

Підп. до друку 12.11.2012р.
Друк на ризографі
Зам. №

Формат 60 x 84/16
Ум. друк. арк. 0,6
Тираж 50 пр.

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4064 від 12.05.2011 р.