

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЗУБЧАТО-ВИНТОВЫХ
ПЕРЕДАЧ
Методические указания к курсовому проектированию

Введение

В методических указаниях изложена методика расчета закрытых передач, используемых в силовых приводах, изучаемых студентами в курсе «Прикладная механика». Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов закрытых передач в курсовых проектах и работах.

Цель расчета: определение параметров зацепления, геометрических размеров зубчатых колёс и сил, действующих в зацеплении.

Для закрытых передач проектный расчет выполняется на выносливость по допускаемым контактным напряжениям, чтобы не допустить усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев.

Определив на основе этого расчета размеры колес и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет на выносливость зубьев по напряжениям изгиба, чтобы установить, не появляется ли опасность усталостного разрушения зубьев – основного вида отказа данного типа передач.

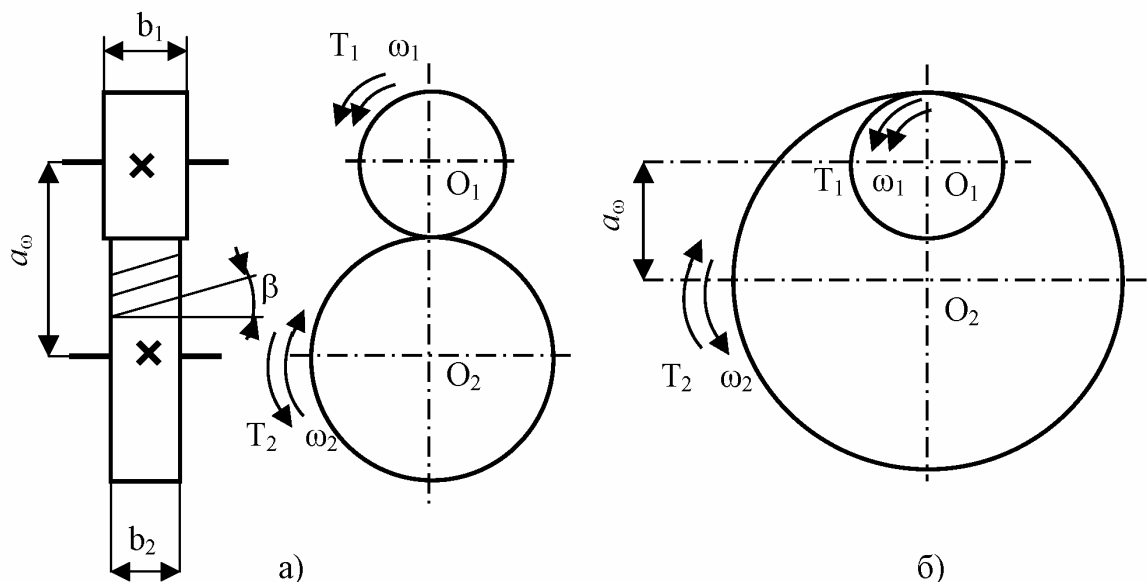
Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и примеры расчетов цилиндрических, конических и червячных закрытых передач.

В методических указаниях принята единая система физических единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах (ИСО и ГОСТ) на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (мм), силы в ньютонах (Н), и соответственно напряжения в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате ($\text{Н}/\text{мм}^2$), т.е. мегапаскалях (МПа), а моменты в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп соответствующих формул даны соответствующие примечания.

После выполнения расчетов рекомендуется выполнить расчеты на ЭВМ, вызвав необходимую программу указав `C:/DMRA/start.bat`. В процессе этих расчетов можно варьировать некоторые данные передачи и сделать проверку правильности расчетов.

1 Расчет закрытых цилиндрических передач

Закрытые цилиндрические передачи (прямозубые, косозубые, шевронные, с внешним и внутренним зацеплением) и обозначение их параметров показаны на рисунке 1.



а – внешнее зацепление; б – внутреннее зацепление

Рисунок 1

Исходные данные для расчета передачи выбираются из кинематического расчета силового привода с соответствующих валов и вводятся новые обозначения: параметры для зубчатой шестерни обозначаются с индексом единица, а параметры для зубчатого колеса обозначаются с индексом два.

Вращающий момент:

$$T_1 = T_2 = \quad (H \cdot мм).$$

Угловая скорость:

$$\omega_1 = \omega_2 = \quad (с^{-1}).$$

Частота вращения:

$$n_1 = n_2 = \quad (об/мин).$$

Передаточное число:

$$U_{12} = |i_{12}| = u = \quad .$$

1.1 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений

В редукторостроении экономически целесообразно применять стали с $HВ \leq 350$.

1.1.1 Материал колеса выбираем по таблице (А.1) приложения – сталь с $HB < 350$, например, сталь 45, термообработка – улучшение.

Твердость $HB_2 = 200$.

Предел прочности $\sigma_{H2} = 690$ МПа (Н/мм²).

Предел текучести $\sigma_{T2} = 340$ МПа (Н/мм²).

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot K_{HL},$$

где σ_{Hlimb2} - предел контактной выносливости при базовом числе циклов,

$\sigma_{Hlimb2} = 2HB_2 + 70$ МПа;

K_{HL} - коэффициент долговечности, для редукторостроения $K_{HL} = 1,0$;

$S_H = 1,1 - 1,2$ - коэффициент безопасности.

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flimb2}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

где σ_{Flimb2}^0 - предел выносливости при базовом числе циклов переменных напряжений

$\sigma_{Flimb2}^0 = (1,7 - 1,8)HB_2$,

$S_F = 1,7 - 1,8$ - коэффициент безопасности,

$K_{FL} = 1,0$ - коэффициент долговечности,

K_{FC} - коэффициент, учитывающий реверсивность движения,

$K_{FC} = 1,0$ - для нереверсивного движения,

$K_{FC} = 0,7 - 0,8$ - для реверсивного движения.

1.1.2 Материал шестерни должен быть тверже материала колеса, так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса.

$HB_1 = HB_2 \sqrt[6]{u}$ или $HB_1 \geq HB_2 + (20 - 50)$.

По найденной твердости HB_1 по таблице А.1 выбираем материал шестерни. Например: Сталь 45, термообработка – улучшение.

Твердость $HB_1 = 230$,

Предел прочности $\sigma_{B1} = 780$ МПа.

Предел текучести $\sigma_{T1} = 440$ МПа.

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} \cdot K_{HL}.$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Hlim1}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}.$$

Расчетное контактное напряжение для прямозубых колес:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} \text{ МПа};$$

Расчетное контактное напряжение для косозубых и шевронных принимаем в соответствии с выполнением неравенства:

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2} \leq 1,25[\sigma]_{H2(\min)}.$$

Если условие не выполняется, то принимаем:

$$[\sigma]_H = 1,25[\sigma]_{H2(\min)}.$$

1.2 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

1.2.1 Принимаем расчетные коэффициенты в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор:

1) коэффициент нагрузки K_H :

$K_H=1,1-1,15$ – для симметричного расположения;

$K_H=1,15-1,25$ – для несимметричного расположения;

$K_H = 1,25 - 1,4$ - консольного расположения колес.

2) коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию –

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_{\omega}},$$

большее значение принимают для симметричного, среднее - несимметричного, меньшее - консольного расположения зубчатых колес относительно опор:

$\psi_{ba\omega} \leq 0,2; 0,25; 0,315$ - для прямозубых колес,

$\psi_{ba\omega} \leq 0,315; 0,4; 0,5$ - для косозубых.

1.2.2 Определяем минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности:

$$a_{\omega} \geq (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{C}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_H}{\psi_{ba\omega}}}, \text{ мм},$$

где $(u+1)$ – для передач с внешним зацеплением;

$(u-1)$ – для передач с внутренним зацеплением;

$C=310$ – для прямозубых передач;

$C=270$ – для косозубых передач;

T_2 – момент на колесе в Н·мм.

Расчетные значения a_{ω} округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ2185-66 (СТ СЭВ 229-75) (таблица А.2 приложения).

1.2.3 Определяем нормальный модуль:

для внешнего зацепления

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_{\omega}, \text{ мм}.$$

Для внутреннего зацепления:

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_{\omega} \cdot \frac{u+1}{u-1},$$

Расчетное значение округляем до стандартного (таблица А.3 приложения). Уменьшение модуля, т.е. увеличение числа зубьев зубчатых колес Z_1 и Z_2 увеличивает коэффициент перекрытия ε_α , т.е. увеличивает плавность зацепления, но уменьшает прочность зуба на изгиб. Поэтому, если передача находится после электродвигателя принимаем меньшее значение модуля, а для тихоходной ступени, большее значение модуля.

1.2.4 Для косозубых колес предварительно назначаем угол наклона зубьев

$\beta = 8^\circ - 15^\circ$ - для косозубых колес,

$\beta = 15^\circ - 30^\circ$ - для шевронных колес.

1.2.5 Определяем число зубьев шестерни и колеса.

Суммарное число зубьев косозубых шестерни и колеса:

$$Z_c = \frac{2a_\omega}{m_n} \cdot \cos\beta$$

Z_c - округляем до целого значения и уточняем угол наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{Z_c m_n}{2a_\omega},$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{Z_c m_n}{2a_\omega}\right), \text{ (вычисляют с точностью до 4 знака).}$$

Суммарное число зубьев прямозубых шестерни и колеса:

$$Z_c = \frac{2a_\omega}{m_n},$$

Z_c - должно получиться целым значением (при необходимости изменить модуль зацепления и межосевое расстояние).

Для внешнего зацепления:

число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_c}{u+1} \geq 17;$$

число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_c - Z_1.$$

Для внутреннего зацепления:

$$Z_1 = \frac{2\alpha_\omega}{m_n(u-1)} \geq 17; Z_2 = Z_1 \cdot u$$

Если Z_1 окажется меньше 17, то изменяем модуль в меньшую сторону и заново рассчитываем числа зубьев.

Значения Z_1 и Z_2 округляем до целых чисел.

Уточняем передаточное число:

$$u' = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Расхождения с исходным значением

$$\Delta u = \left| \frac{u - u'}{u} \right| \cdot 100\% \leq 3\%.$$

Если $\Delta u > 3\%$, то увеличивают или уменьшают модуль зацепления, а затем заново определяют числа зубьев Z_1 и Z_2 .

1.2.6 Определяем основные геометрические размеры передачи.

Диаметры делительных окружностей, (мм):

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta};$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}.$$

Проверяем условие:

$$a_{\omega} = \frac{d_2 + d_1}{2} - \text{для внешнего зацепления};$$

$$a_{\omega} = \frac{d_2 - d_1}{2} - \text{для внутреннего зацепления}.$$

Диаметры окружностей выступов (мм):

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2m_n - \text{для внутреннего зацепления}.$$

Диаметры окружностей впадин (мм):

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5m_n - \text{для внутреннего зацепления}.$$

Ширина зубчатых колес (мм):

$$b_2 = \psi_{ba_{\omega}} \cdot a_{\omega};$$

$$b_1 = b_2 + 5.$$

Значения b_1 и b_2 округляем до целых чисел.

Проверяем условие

$$b_2 < d_1 - \text{для прямозубых колес},$$

$$b_1 < 1,5d_1 - \text{для косозубых колес}.$$

Если условие не выполняется, то принимаем $b_2 = d_1$ и $b_2 = 1,5d_1$ соответственно.

Определяем коэффициент ширины относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}.$$

1.3 Проверочные расчеты передачи

1.3.1 Проверяем условие прочности по контактным напряжениям.

Окружная скорость, м/с:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Назначаем степени точности изготовления колес 7,8,9.

Уточняем коэффициент нагрузки

$$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица А.4 приложения);

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.5 приложения);

$K_{H\nu}$ - динамический коэффициент (таблица А.6 приложения).

Проверяем условие прочности

$$\sigma_H = \frac{C}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H}{b_2} \cdot (u \pm 1)^3} \leq [\sigma]_H.$$

Допускается недогрузка на 10% и перегрузка на 5%. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности, либо увеличивают b_2 , не выходя за предела рекомендуемых, либо увеличивают a_w . Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

1.3.2 Проверяем условие прочности зубьев по направлениям изгиба.

Для косозубых колес определяем приведенное число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}; \quad Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Определяем по ГОСТ 21354-87 коэффициенты формы зуба - Y_{F1} и Y_{F2} (таблица А.7 приложения).

Проводим сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} =$$

Дальнейший расчет ведем по минимальному значению найденных отношений.

Определяем коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu},$$

где $K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\alpha} = 1,0$ - для прямозубых колес,

$K_{F\alpha} = 0,75$ - для косозубых колес,

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.8 приложения);

K_{Fv} - коэффициент динамичности (таблица А.9 приложения).

Коэффициент, учитывающий наклон зубьев (для косозубых колес),

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140} \approx \cos \beta.$$

Проверяем условие прочности по минимальному значению $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$,

подставив параметры шестерни или зубчатого колеса в формулу вычисления напряжений изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2T_{1(2)}K'_F}{Z_{1(2)}b_2m_n^2} \cdot Y_F \cdot Y_{\beta} \leq [\sigma]_F;$$

Возможна большая недогрузка.

Если условие прочности не выполняется то задаются большим значением m_n не изменяя a_w , т.е. не нарушая контактной прочности.

Если это не дает положительного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

1.4 Определение сил, действующих в зацеплении

В прямозубой передаче сила нормального давления раскладывается на окружную и радиальную составляющие силы (рисунок 2а).

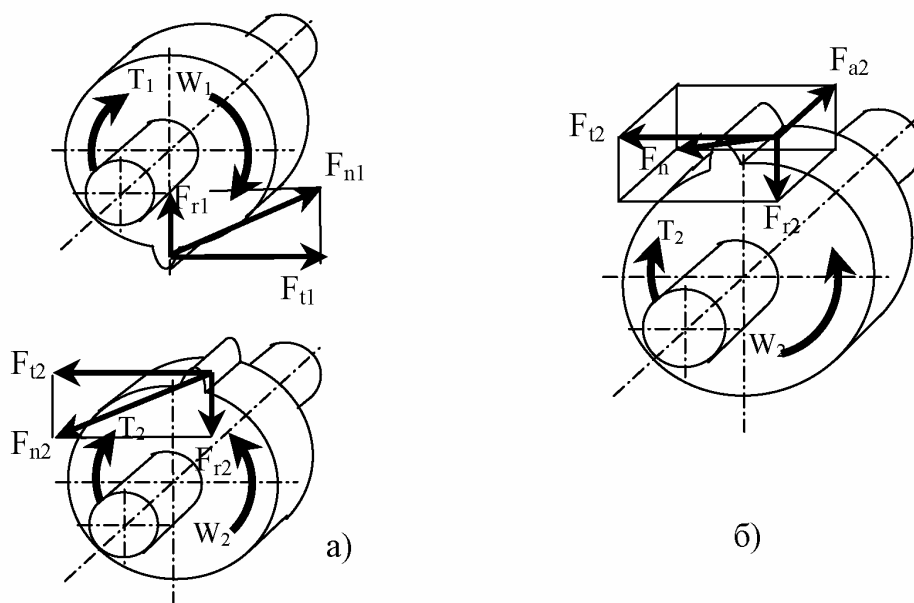


Рисунок 2 – Силы, действующие в зацеплении

Окружные силы, в ньютонах:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

где T_1, T_2 - вращательный момент на шестерне или колесе, Н·мм;

d_1, d_2 - диаметр делительной окружности шестерни или колеса, мм.

Радиальные силы, в ньютонах:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

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

Силы нормального давления, в ньютонах:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}.$$

В косозубой передаче появляется осевая составляющая (рисунок 2б).

Окружные силы в ньютонах:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Осевые силы в ньютонах:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Радиальные силы в ньютонах:

$$F_{r1} = F_{r2} = F'_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Силы нормального давления в ньютонах:

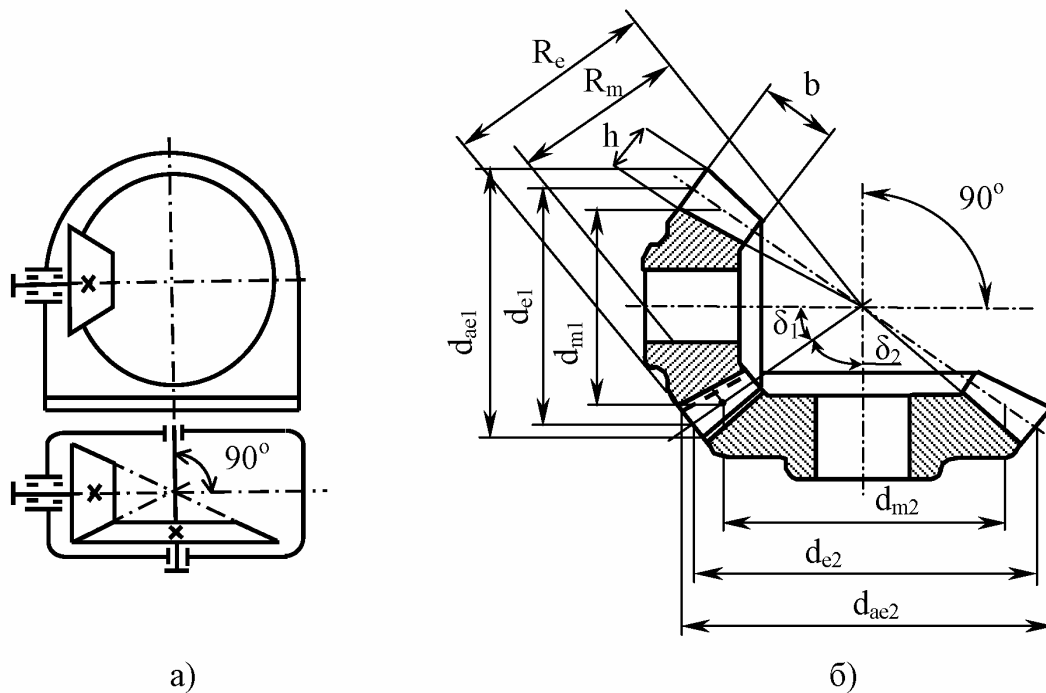
$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F'_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta},$$

где $\alpha = 20^\circ$,

β - уточненное значение угла наклона зубьев.

2 Расчет закрытых конических передач

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под углом. Основное применение имеют передачи с пересекающимися под углом 90° осями (рисунок 3).



а) кинематическая схема; б) – геометрические параметры

Рисунок 3 – Прямозубая коническая передача

Исходные данные для расчета конической передачи выбираются из кинематического расчета силового привода с соответствующих валов и вводятся новые обозначения: параметры для зубчатой шестерни обозначаются с индексом единица, а параметры для зубчатого конического колеса обозначаются с индексом два.

Вращающий момент:
 $T_1 = T_2 = (H \cdot мм).$

Угловая скорость:
 $\omega_1 = \omega_2 = (с^{-1}).$

Частота вращения:
 $n_1 = n_2 = (об/мин).$

Передаточное число:
 $U_{12} = |i_{12}| = u =$

2.1 Выбор материала конических колес, назначение упрочняющей обработки и определение допустимых напряжений

2.1.1 Материал колеса (см. расчет закрытых цилиндрических передач п. 1.1.1).

2.1.2 Материал шестерни (см. там же п. 1.1.2).

Расчетное контактное напряжение для прямозубых колес:

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2} \leq 1,15[\sigma]_{H2(\min)}.$$

2.2 Определение размеров конических колес и параметров зацепления

2.2.1 Принимаем расчетные коэффициенты:

1) коэффициент нагрузки $K_H = 1,3 - 1,4$ при консольном расположении колес.

2) коэффициент ширины зубчатого венца по конусному расстоянию:

$$\psi_{b\lambda a} = \frac{b}{R_e} = 0,285 \quad \text{по ГОСТ 12289 -76.}$$

2.2.2 Определяем внешний делительный диаметр колеса из условия контактной прочности, мм:

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\left[\frac{950}{(1 - 0,5\psi_{bRe})[\sigma]_H} \right]^2 \cdot \frac{T_2}{\psi_{bRe}} \cdot K_H \cdot u},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н·мм.

Расчетные значения d_{e2} округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ2185-66 (СТ СЭВ 229-75) (таблица А.2 приложения).

2.2.3 Определяем внешний окружной модуль, мм:

$$m_t = \frac{d_{e2}}{(22 - 36) \cdot u}.$$

По таблице А.3 (приложения), рекомендуется принимать такие стандартные значения модуля m_t , которому соответствует целое число зубьев колеса:

$$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}.$$

2.2.4 Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_2}{u}.$$

Значения Z_1 округляем до целого числа.

2.2.4 Уточняем передаточное число:

$$u' = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Расхождения с исходным значением:

$$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

Если нет, тогда увеличивают или уменьшают Z_2 на единицу и корректируют модуль зацепления (п.2.2.3).

2.2.6 Определяем основные геометрические размеры передачи

Углы делительного конуса:

$$\delta_2 = \arctg u;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Внешние делительные диаметры, мм:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1;$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2.$$

Внешние диаметры окружностей выступов, мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2.$$

Внешние диаметры окружностей впадин, мм:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_2.$$

Внешние конусное расстояние, мм:

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}.$$

Ширина зубчатого венца, мм:

$$b = \psi_{bRe} \cdot R_e \leq 0,3R_e.$$

Значение округляем до целого числа.

Среднее конусное расстояние, мм:

$$R = R_e - 0,5b.$$

Средние делительные диаметры, мм:

$$d_{m1} = (1 - 0,5\psi_{bRe}) \cdot d_{e1};$$

$$d_{m2} = (1 - 0,5\psi_{bRe}) \cdot d_{e2}.$$

Средний модуль, мм:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{Z_1} = (1 - 0,5\psi_{bRe}) \cdot m_e.$$

Коэффициент ширины колеса по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_{m1}}.$$

2.3 Проверочные расчеты передачи

2.3.1 Проверяем условие прочности по контактным напряжениям

Средняя окружная скорость, м/с

$$V_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Назначаем степени точности изготовления колес 7 или 8, или 9.

Уточняем коэффициент нагрузки

$$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица А.4 приложения);

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.5 приложения);

K_{Hv} - динамический коэффициент (таблица А.6 приложения).

Проверяем условие прочности, Н/мм²:

$$\sigma_H = \frac{950}{(1 - 0,5\Psi_{bRe})} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H \cdot u}{d_{e2}^3 \cdot \Psi_{bRe}}} \leq [\sigma]_H.$$

Допускается недогрузка до 10% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то можно увеличить d_{e2} . Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

2.3.2 Проверяем условие прочности зубьев по направлениям изгиба

Определяем приведенное число зубьев:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

Определяем по ГОСТ 21354-87 коэффициенты формы зуба - Y_{F1} и Y_{F2} (таблица А.7 приложения).

Проводим сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} =$$

Дальнейший расчет ведем по минимальному значению найденных отношений. Определяем коэффициент нагрузки:

$$K'_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где $K_{F\alpha} = 1,0$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.8 приложения);

K_{Fv} - коэффициент динамичности (таблица А.9 приложения).

Проверяем условие прочности по $\frac{[\sigma]_F}{Y_F} \min$:

$$\sigma_F = \frac{2,36 \cdot T_{1(2)} \cdot K'_F}{Z_{1(2)} \cdot b \cdot m_n^2} \cdot Y_F \leq [\sigma]_{F2}.$$

Возможна большая недогрузка.

Если условие прочности не выполняется, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

2.4 Определение сил, действующих в зацеплении

В конической передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 4).

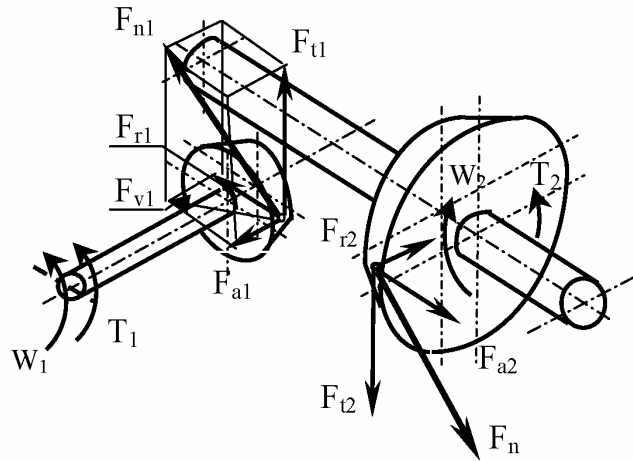


Рисунок 4 – Силы, действующие в зацеплении

Окружные силы, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}},$$

где T_1 (T_2) - вращающий момент на шестерне (колесе), Н·м;
 d_{m1} (d_{m2}) - средний диаметр шестерни (колеса), мм.

Осевая сила шестерни, равная радиальной силе колеса, Н:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{rv1} \cdot \sin \alpha_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \alpha_1.$$

Радиальная сила шестерни, равная осевой силе колеса:

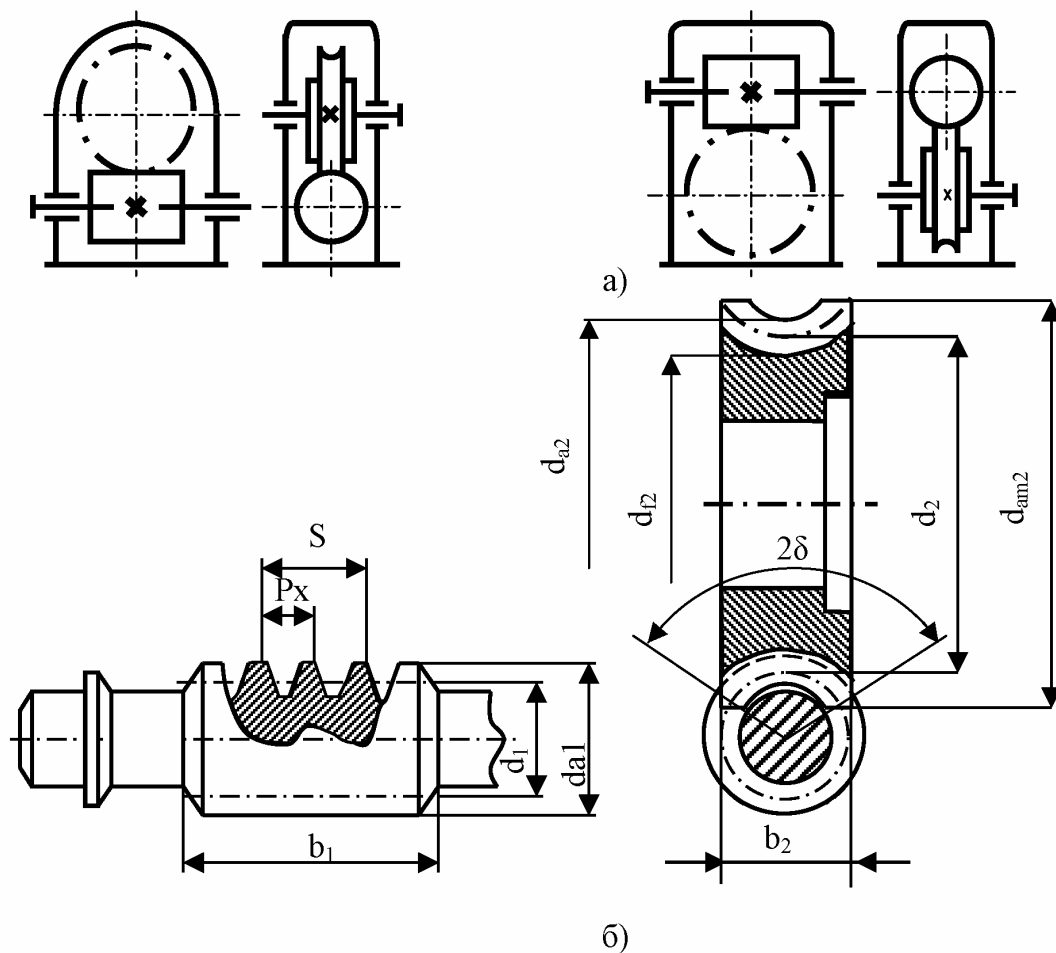
$$F_{r1} = F_{a2} = F_{rv1} \cdot \cos \alpha_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_1.$$

Сила нормального давления, Н:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta}.$$

3 Расчет червячных передач

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. Червячные передачи применяют между перекрещивающимися осями валов для получения большого передаточного числа. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками (рисунок 5).



а- кинематические схемы;

б – геометрические параметры

Рисунок 5 – Червячная передача

Исходные данные для расчета червячной передачи выбираются из кинематического расчета силового привода с соответствующих валов и вводятся новые обозначения: параметры для червяка обозначаются с индексом единица, а параметры для червячного колеса обозначаются с индексом два.

Вращающий момент:

$$T_1 = T_2 = (H \cdot \text{мм}).$$

Частота вращения:

$$n_1 = n_2 = (\text{об/мин}).$$

Угловая скорость:

$$\omega_1 = \omega_2 = (c^{-1}).$$

Передаточное число:

$$U_{12} = |i_{12}| = u = .$$

3.1 Выбор материала червячной пары. Назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений

3.1.1 Материал червячного колеса

В большинстве случаев червячные колеса делают составными: зубчатый венец из бронзы, а центр – из чугуна или стали. При скорости скольжения $V_S \geq 8$ м/с применяют оловянные бронзы. При $2 \leq V_S \leq 7-8$ м/с – более дешевые безоловянные бронзы. При $V_S < 2$ м/с – серый чугун.

Предварительно скорость скольжения определяем по формуле:

$$V_S = \frac{4n_1}{10^5} \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad \text{м/с.}$$

По таблице А.10 приложения принимаем материал для венца червячного колеса. Например, при скорости скольжения 5 м/с принимаем безоловянную бронзу БрАж-9-4л, отливка в землю.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_{H2} = 160 \text{ Н/мм}^2 \quad (\text{таблицы А.10, А11 приложения}).$$

Если в таблице А.10 нет значения $[\sigma]_{H2}$, то его рассчитывают по формуле:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_H \cdot K_{HL}.$$

где $[\sigma]_H$ - табличное значение допускаемых контактных напряжений (таблица А.11 приложения),

K_{HL} - коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_\Sigma}},$$

где $N_0 = 10^7$ - базовое число изменений циклов напряжений;

$N_\Sigma = 60 n_2 t$ – суммарное число изменений циклов напряжений;

n_2 - частота вращения червячного колеса, об/мин;

t – срок службы привода, например 20000 ч.

Во всех случаях $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$.

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_0]_F = [\sigma_0] \cdot K_{FL},$$

где $[\sigma_0]_F$ - табличное значение допускаемых напряжений изгиба (таблица А.11 приложения);

K_{FL} - коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_\Sigma}},$$

где $N_0 = 10^6$ - базовое число изменений циклов напряжений;

$N_\Sigma = 60 n_2 t$ – суммарное число изменений циклов напряжений.

Во всех случаях $0,43 \leq K_{FL} \leq 1,0$.

3.1.2 Материал червяка

Для выбранной бронзы принимаем материал червяка: Сталь 45 с закалкой до твердости HRC ≥ 45 с последующим шлифованием витков (таблица А.10, А.11 приложения).

3.2 Определение размеров и параметров червячного зацепления

3.2.1 Число заходов червяка и число зубьев колеса

Принимаем $Z_1 = 1, 2, 4$ в зависимости от u (Лучше вести параллельно два расчета с различными значениями Z_1).

$$Z_1 = \frac{40 - 60}{u} ,$$

Число заходов червяка Z_1 округляем до целого числа, тогда число зубьев червячного колеса составит:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u .$$

3.2.2 Предварительно принимаем расчетные коэффициенты:

1) коэффициент нагрузки $K_H \approx 1,2 - 1,4$

2) коэффициент диаметра червяка определяем по формуле:

$$q = 0,25 \cdot Z_2 .$$

Полученное значение коэффициента диаметра червяка округляем до стандартного значения (таблица А.13).

3.2.3 Определяем минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности:

$$a_{\omega} \geq \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma]_{H2}} \right)^2 T_2 \cdot K_H } , \quad \text{мм},$$

где T_2 – вращательный момент на колесе, в Н·мм.

Расчетный модуль, мм:

$$m = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{Z_2 + q} .$$

3.2.4 Принимаем основные параметры передачи по ГОСТ 2144-76 (таблица А.12, А.13 приложения)

$$a_{\omega} = \quad , m = \quad , q = \quad .$$

Если принятые параметры передачи и $u = Z_2 / Z_1$ не совпали со стандартными значениями по таблице А.12, то передачу следует выполнять со смещением.

Коэффициент смещения:

$$\xi = \frac{a_{\omega}}{m} - \frac{q + Z_2}{2}.$$

Коэффициент смещения должен быть в пределах $-1 \leq \xi \leq 1$. Если условие и не выполняется, то либо увеличивают, либо уменьшают параметры передачи не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

3.2.5 Определяем основные геометрические размеры передачи

Диаметры делительных окружностей, мм:

$$d_1 = m \cdot q;$$

$$d_2 = m \cdot Z_2.$$

Диаметры начальных окружностей, мм:

$$d_{\omega 1} = d_1 + 2 \cdot \xi \cdot m;$$

$$d_{\omega 2} = d_2.$$

Диаметры окружностей выступов, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot \xi \cdot m.$$

Диаметры окружностей впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m - 2 \cdot \xi \cdot m.$$

Наибольший диаметр червячного колеса, мм:

$$d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}.$$

Длина нарезной части червяка, мм:

$$b_1 \geq (11 + 0,1 \cdot Z_2) \cdot m + 25.$$

Ширина венца червячного колеса, мм:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}.$$

Значения b_1 и b_2 округляют до целых, принимая из ряда предпочтительных чисел.

Угол подъема винтовой линии:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}.$$

3.3 Проверочные расчеты передачи

3.3.1 Проверяем условие прочности по контактным напряжениям

Окружная скорость червяка, м/с:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Скорость скольжения, м/с:

$$V_{\text{ск}} = \frac{V_1}{\cos \gamma}.$$

Назначаем степени точности изготовления 7 или 8, или 9.

Уточняем коэффициент нагрузки:

$$K'_H = K_\beta \cdot K_v,$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X),$$

θ - коэффициент деформации червяка (таблица А.14 приложения);

X - коэффициент, зависящий от характера изменений нагрузки,

$X=1,0$ ($K_\beta = 1,0$) - при спокойной нагрузке,

$X=0,6$ - при переменной нагрузке;

K_{Hv} - коэффициент динамичности (таблица А.15 приложения).

Проверяем условие прочности:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}{a_\omega^3}} \leq [\sigma]_{H2}.$$

Допускается недогрузка 10% и перегрузка $\pm 5\%$. Если условие прочности не выполняется, то назначают другие параметры или материалы червячной передачи и расчет повторяют.

3.3.2 Проверяем условие прочности зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба

Коэффициент нагрузки $K'_F = 1,2 - 1,4$.

Приведенное число зубьев червячного колеса:

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Определяем коэффициент формы зуба Y_{F2} (таблица А.16 приложения).

Проверяем условие прочности:

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_2 K'_F}{Z_2 b_2 m^2} \cdot Y_{F2} \leq [\sigma_0]_{F2}.$$

Если условие прочности не выполняется, то назначают другие материалы и расчет повторяют.

3.4 Определение сил, действующих в зацеплении, и КПД передачи

В червячной передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 6).

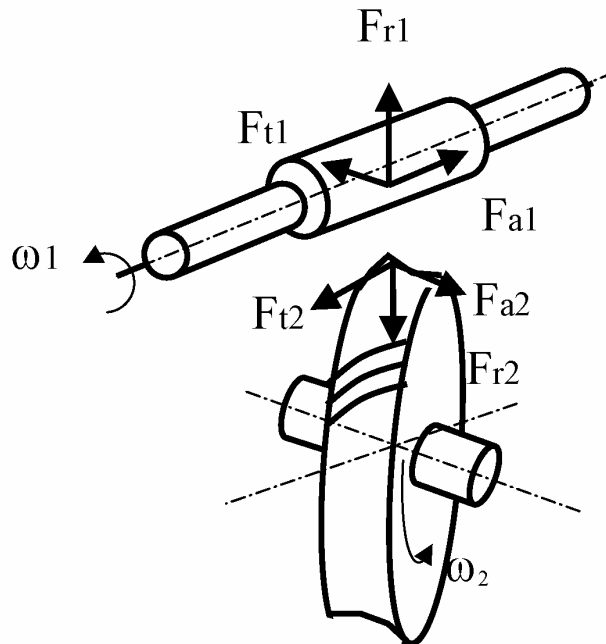


Рисунок 6

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Окружная сила на червячном колесе равна осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальные силы на червяке и червячном колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha.$$

Силы нормального давления:

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha \cdot \cos\gamma}.$$

КПД передачи с учетом потерь на разбрызгивание и перемешивание масла:

$$\eta = (0,95 - 0,96) \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)},$$

где ρ - приведенный угол трения (таблица 17 приложения).

3.4 Тепловой расчет и охлаждение червячных передач

Червячные передачи работают с большим тепловыделением. Тепловой расчет проводят на основе теплового баланса – количество теплоты, выделяющееся в червячной передаче, должно отводиться свободной поверхностью корпуса передачи и фланцем крепления к фундаментной плите или раме. По тепловому балансу определяют рабочую температуру масла t_m , которая не должна превышать максимально допустимую величину $[t_m]$.

Температура масла:

$$t_m = t_o + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)},$$

где t_o - температура окружающего воздуха, °С;

P_1 – мощность на червяке принимается из кинематического расчета силового привода или определяется:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 / 1000, \text{ Вт};$$

η – КПД передачи;

A – поверхность теплоотдачи корпуса передачи, в которую включается 50% поверхности ребер, м^2 :

$$A = 20 \left(\frac{a_\omega}{1000} \right)^{1,7},$$

a_ω - межосевое расстояние, мм;

K_T – коэффициент теплоотдачи, равный 11...13 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°С}$) при отсутствии циркуляции воздуха, 15 - 18 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°С}$) при наличии хорошей циркуляции воздуха, 20 - 30 Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{°С}$) при искусственном обдуве стенок редуктора;

ψ – коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму, принимается от 0,15 - 0,25.

Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
2. Зубчатые передачи: Справочник. Под. Ред. Е.Г. Гинзбурга. –Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин. Под ред. Кудрявцева В.Н. – М.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин. Под ред. Чернавского С.А. – М.: Машиностроение, 1979. – 350 с.
5. Расчет деталей машин на ЭВМ. Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. – М.: Высшая школа, 1985. – 368 с.
6. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцев Б.С. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984 – 560 с.

Приложение А

(справочное)

Таблица А.1 - Механические свойства сталей

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм | Предел прочности σ_B Н/мм ² | Предел текучести σ_T Н/мм ² | Твердость НВ (средняя) | Термообработка |
|-------------|-----------------------|---|---|------------------------|----------------|
| 45 | 100-500 | 570 | 200 | 190 | Нормализация |
| 45 | До 90 | 780 | 440 | 230 | Улучшение |
| | 90-120 | 730 | 390 | 210 | |
| | Св. 130 | 690 | 340 | 200 | |
| 30ХГС | До 140 | 1020 | 840 | 260 | |
| | Св. 140 | 930 | 740 | 250 | |
| 40Х | До 120 | 930 | 690 | 270 | |
| | 120-160 | 880 | 590 | 260 | |
| | Св. 160 | 830 | 540 | 245 | |
| 40ХН | До 150 | 930 | 690 | 280 | |
| | 140-180 | 880 | 590 | 265 | |
| | Св. 180 | 835 | 640 | 250 | |
| 40Л | | 520 | 290 | 160 | Нормализация |
| 45Л | | 540 | 310 | 180 | |
| 35ГЛ | | 590 | 340 | 190 | Улучшение |
| 35ГСЛ | | 790 | 590 | 220 | |

Таблица А.2 - Межосевое расстояние a_ω и d_e по ГОСТ2185-66 (СТ СЭВ 229-75) (мм)

| | | | | | | | | | | | |
|-------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Ряд 1 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 |
| Ряд 2 | | 71 | 90 | 112 | 140 | 180 | 224 | 280 | 355 | 450 | 560 |

Таблица А.3 - Модуль m_n по ГОСТ9563-60 (СТ СЭВ 310-76) (мм)

| | | | | | | | | | |
|-------|------|------|------|-----|-----|-----|---|---|----|
| Ряд 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 |
| Ряд 2 | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 |

Таблица А.4 - Значения коэффициента $K_{H\alpha}$

| Степень точности | Окружная скорость (м/с) | | | | |
|------------------|-------------------------|------|------|------|------|
| | до 1 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| 6 | 1 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,05 |
| 7 | 1,02 | 1,05 | 1,07 | 1,10 | 1,12 |
| 8 | 1,06 | 1,09 | 1,13 | - | - |
| 9 | 1,1 | 1,16 | - | - | - |

Таблица А.5 - Значения коэффициента $K_{H\beta}$

| $\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$ | Консольное расположение колес | Несимметричное расположение колес по отношению к опорам | Симметричное расположение колес по отношению к опорам |
|-------------------------------|-------------------------------------|---|--|
| 0,4 | 1,15 | 1,04 | 1,0 |
| 0,6 | 1,24 | 1,06 | 1,02 |
| 0,8 | 1,30 | 1,08 | 1,03 |
| 1,0 | - | 1,11 | 1,04 |
| 1,2 | - | 1,15 | 1,05 |
| 1,4 | - | 1,18 | 1,07 |
| 1,6 | - | 1,22 | 1,09 |
| 1,8 | - | 1,25 | 1,11 |
| 2,0 | - | 1,30 | 1,14 |

Таблица А.6 - Значения коэффициента K_{Hv}

| Передача | Окружная скорость V м/с | | | |
|--------------------------|---------------------------|------|------|------|
| | до 5 | 10 | 15 | 20 |
| | Степень точности | | | |
| | 8 | 8 | 7 | 7 |
| Прямозубая | 1,05 | - | - | - |
| Косозубая (шевронная) | 1,0 | 1,01 | 1,02 | 1,05 |

Таблица А.7 - Значения коэффициента Y_F

| Z или Z_v | 17 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 и более |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------|
| Y_F | 4,18 | 4,09 | 3,90 | 3,80 | 3,70 | 3,66 | 3,62 | 3,61 | 3,60 |

Таблица А.8 - Значения коэффициента $K_{F\beta}$

| $\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$ | Симметричное расположение колес относительно опор | Несимметричное расположение колес относительно опор | Консольное расположение колес | Установка вала на роликовых подшипниках |
|-------------------------------|---|---|-------------------------------------|---|
| 0,2 | 1,0 | 1,04 | 1,18 | 1,10 |
| 0,4 | 1,03 | 1,07 | 1,37 | 1,21 |
| 0,6 | 1,05 | 1,12 | 1,62 | 1,40 |
| 0,8 | 1,08 | 1,17 | - | 1,59 |
| 1,0 | 1,10 | 1,23 | - | - |
| 1,2 | 1,13 | 1,30 | - | - |
| 1,4 | 1,19 | 1,38 | - | - |
| 1,6 | 1,25 | 1,45 | - | - |
| 1,8 | 1,32 | 1,53 | - | - |

Таблица А.9 - Значения коэффициента K_{FV}

| Степень точности | Окружная скорость V м/с | | |
|------------------|---------------------------|----------|----------|
| | до 3 | 3-8 | 8-12,5 |
| 6 | 1/1 | 1,2/1 | 1,3/1,1 |
| 7 | 1,15/1 | 1,35/1 | 1,45/1,2 |
| 8 | 1,45/1,3 | 1,45/1,3 | -/1,4 |

В числителе значения K_{FV} - для прямозубых колес, в знаменателе для косозубых

Таблица А.10 - Материалы для червяков и червячных колес

| Материалы | | $[\sigma]_H$, Н/мм ² при $V_{СК}$ м/с | | | | | | | |
|-------------------------|----------------------------------|---|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|
| венца червячного колеса | червяка | 0,25 | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 |
| БрАЖ9-4Л | Сталь с HRC 45 | - | 182 | 179 | 173 | 167 | 161 | 150 | 138 |
| БрАЖИ 10-4-4Л | -“- | - | 196 | 192 | 187 | 181 | 175 | 164 | 152 |
| СЧ15-32 или СЧ18-36 | Сталь 20 или 20Х цементированная | 155 | 128 | 113 | 84,5 | - | - | - | - |
| СЧ12-28 или СЧ15-32 | Сталь 45 или Ст. 6 | 141 | 113 | 98 | 71 | - | - | - | - |

Таблица А.11 - Механические характеристики для материалов червячных колес, МПа

| Марка бронзы или чугуна | Способ литья | σ_B , Н/мм ² | Допускаемые напряжения при твердости червяка | | | | | |
|-------------------------|-------------------|--------------------------------|--|----------------|--------------|-----------------|----------------|--------------|
| | | | <HRC 45 | | | ≥HRC 45 | | |
| | | | $[\sigma_o]'_F$ | $[\sigma_1]_F$ | $[\sigma]_H$ | $[\sigma_o]'_F$ | $[\sigma_1]_F$ | $[\sigma]_H$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| БрОФЮ-1 | В песчанную форму | 177 | 39 | 28 | 128 | 49 | 35 | 157 |
| БрОФЮ-1 | В кокили | 255 | 57 | 186 | 186 | 71 | 51 | 221 |
| БрОНФ | Центробежн. | 287 | 64 | 206 | 206 | 80 | 56 | 246 |
| БрОЦС 6-6-3 | В песчаную форму | 147 | 35 | 111 | 111 | 45 | 32 | 133 |
| БрОЦС 6-6-3 | В кокиль | 177 | 45 | 132 | 132 | 53 | 38 | 194 |
| БрОЦС 6-6-3 | Центробеж. | 216 | 51 | 162 | 162 | 62 | 45 | - |
| БрАЖ9-4Л | В песчаную форму | 392 | 81 | - | - | 98 | 75 | - |
| БрАЖ9-4Л | В кокиль | 490 | 85 | - | - | 108 | 83 | - |

Продолжение таблицы А.11

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|--------------|------------------|-----|-----|---|---|-----|----|---|
| БрАЖ 10-4-4Л | В кокиль | 590 | 101 | - | - | 130 | 98 | - |
| СЧ12-28 | В песчаную форму | 118 | 33 | - | - | 41 | 25 | - |
| СЧ15-32 | То же | 147 | 37 | - | - | 47 | 29 | - |
| СЧ18-36 | -"- | 177 | 42 | - | - | 53 | 33 | - |
| СЧ21-40 | -"- | 206 | 47 | - | - | 59 | 36 | - |

Таблица А.12 - Основные параметры червячных передач (ГОСТ 2144-76)

| $a_w, \text{мм}$ | | $m, \text{мм}$ | Q | $Z_2 : Z_1 = U$ | | |
|------------------|-------|----------------|------|-----------------|------|------|
| 1 ряд | 2 ряд | | | | | |
| 63 | | 3,15 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| 80 | | 4 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| 100 | | 5 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| | | 4 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| 125 | | 5 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| | | 4 | 12,5 | 50:4 | 50:2 | 50:1 |
| | 140 | 5 | 16 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| | | 5 | 10 | 46:4 | 46:2 | 46:1 |
| 160 | | 6,3 | 10 | 32:4 | 40:2 | 32:1 |
| | | 8 | 8 | 32:4 | 32:4 | 32:1 |
| 200 | | 10 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| | | 8 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| 250 | | 12,5 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| | | 10 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| | | 8 | 12,5 | 50:4 | 50:2 | 50:1 |
| | 280 | 10 | 16 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| | | 10 | 10 | 46:4 | 46:2 | 46:1 |
| 400 | | 20 | 8 | 32:4 | 32:2 | 32:1 |
| | | 16 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| 500 | | 20 | 10 | 40:4 | 40:2 | 40:1 |
| | | 16 | 12,5 | 50:4 | 50:2 | 50:1 |

Таблица А.13 - Сочетание m и q (ГОСТ 2144-76)

| m | q | m | q |
|-----|------|-----|------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 2,0 | 8,0 | 6,3 | 8,0 |
| | 10,0 | | 10,0 |
| | 12,5 | | 12,5 |
| | 16,0 | | 16,0 |
| | 20,0 | | 20,0 |

Продолжение таблицы А.13

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|------|------|------|------|
| 2,5 | 8,0 | 8,0 | 8,0 |
| | 10,0 | | 10,0 |
| | 12,5 | | 12,5 |
| | 16,0 | | 16,0 |
| | 20,0 | | 20,0 |
| 3,15 | 8,0 | 10,0 | 8,0 |
| | 10,0 | | 10,0 |
| | 12,5 | | 12,5 |
| | 16,0 | | 16,0 |
| | 20,0 | | 20,0 |
| 4,0 | 8,0 | 12,5 | 8,0 |
| | 10,0 | | 10,0 |
| | 12,5 | | 16,0 |
| | 16,0 | | 16,0 |
| | 20,0 | | 20,0 |
| 5,0 | 8,0 | 16,0 | 8,0 |
| | 10,0 | | 10,0 |
| | 12,5 | | 12,5 |
| | 16,0 | | 16,0 |
| | 20,0 | | 20,0 |

Таблица А.14 - Коэффициент деформации червяка θ .

| Z_1 | Коэффициент деформации θ при q | | | | | | |
|-------|---|----|----|-----|-----|-----|-----|
| | 7,5 | 8 | 9 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| 1 | 63 | 72 | 89 | 108 | 147 | 179 | 194 |
| 2 | 50 | 57 | 71 | 86 | 117 | 149 | 163 |
| 3 | 46 | 51 | 61 | 76 | 103 | 131 | 144 |
| 4 | 42 | 47 | 58 | 70 | 94 | 120 | 131 |

Таблица А.15 - Значения коэффициента K_V

| Степень точности | Скорость скольжения V_C , м/с | | | |
|------------------|---------------------------------|-------------|-------------|--------------|
| | до 1,5 | от 1,5 до 3 | от 3 до 7,5 | от 7,5 до 12 |
| 6 | - | - | 1 | 1,1 |
| 7 | 1 | 1 | 1,1 | 1,2 |
| 8 | 1,15 | 1,25 | 1,4 | - |
| 9 | 1,25 | - | - | - |

Таблица А.16 - Коэффициенты формы зуба Y_F для червячных колес

| Z_V | 28 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 65 | 80 | 100 | 150 |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Y_F | 2,43 | 2,41 | 2,32 | 2,27 | 2,22 | 2,19 | 2,12 | 2,09 | 2,08 | 2,04 |

Таблица А.17 - Значения коэффициентов трения f' и углов трения ρ'

| $V_{\text{СК}} \frac{\text{м}}{\text{с}}$ | f' | ρ' | $V_{\text{СК}} \frac{\text{м}}{\text{с}}$ | f' | ρ' |
|---|-------------|-------------|---|-------------|-------------|
| 0,1 | 0,08-0,09 | 4°34'-5°09' | 2,5 | 0,030-0,040 | 1°43'-2°17' |
| 0,25 | 0,065-0,075 | 3°34'-4°17' | 3,0 | 0,028-0,035 | 1°36'-2°00' |
| 0,5 | 0,055-0,065 | 3°09'-3°43' | 4,0 | 0,023-0,030 | 1°19'-1°43' |
| 1,0 | 0,045-0,055 | 2°35'-3°09' | 7,0 | 0,018-0,026 | 1°02'-1°29' |
| 1,5 | 0,04-0,05 | 2°17'-2°52' | 10,0 | 0,016-0,024 | 0°55'-1°22' |
| 2,0 | 0,035-0,045 | 2°00'-2°35' | | | |
| Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке | | | | | |