

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра деталей машин и прикладной механики

С.Ю. РЕШЕТОВ, Г.А.КЛЕЩАРЕВА, Р.Х.ФАТТАХОВ

ПЕРЕДАЧИ КОНИЧЕСКИЕ ОТКРЫТЫЕ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ
СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ В КУРСОВЫХ И ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТАХ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2006

УДК 621.83 (076.5)
ББК 34.44 я73
Р47

Рецензент

кандидат технических наук, доцент Р.С. Фаскиев

- Р47 Решетов С.Ю.**
Передачи конические открытые: методические указания по расчету открытых конических передач для студентов инженерно-технических специальностей в курсовых и дипломных проектах / С.Ю. Решетов, Г.А. Клещарева, Р.Х. Фаттахов – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2006. – 22 с.

Методические указания переработаны в соответствии с современными требованиями к расчету зубчатых передач и охватывают расчет открытых конических передач по критерию изгибной выносливости с учетом износа и геометрический расчет. Предназначены студентам инженерно-технических специальностей ГОУ ОГУ при выполнении ими расчетов в курсовых и дипломных проектах.

ББК 34.44 я73

Содержание

1 Введение.....	4
2 Исходные данные.....	4
3 Выбор материалов и допускаемые напряжения.....	4
3.1 Материалы зубчатых колес.....	4
3.2 Режимы работы передачи.....	5
3.3 Число циклов перемены напряжений.....	6
3.4 Допускаемые напряжения для расчета на выносливость при изгибе.....	6
3.5 Допускаемые предельные напряжения изгиба для проверки прочности передачи при действии кратковременной пиковой нагрузки.....	7
4 Проектировочный расчет открытой конической передачи.....	8
4.1 Предварительное значение среднего окружного модуля.....	8
4.2 Уточнение величины внешнего и среднего окружного модуля.....	9
4.3 Проверочные расчеты передачи.....	10
4.4 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку.....	12
4.5 Определение основных геометрических размеров колес передачи.....	12
4.6 Силы, действующие в зацеплении.....	13
5. Пример проектировочного расчета открытой конической зубчатой передачи.....	14
5.1 Исходные данные.....	14
5.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений.....	14
5.3 Числа зубьев колес и передаточное число.....	17
5.4 Углы делительных конусов колес.....	17
5.5 Коэффициент ширины зубчатого венца.....	17
5.6 Коэффициент концентрации нагрузки.....	18
5.7 Коэффициент, учитывающий форму зуба.....	18
5.8 Предварительное значение среднего окружного модуля.....	18
5.9 Уточнение величины внешнего и среднего модуля.....	18
5.10 Расчетное напряжение изгиба.....	19
5.11 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку.....	20
5.12 Основные геометрические размеры колес передачи.....	20
5.13 Силы, действующие в зацеплении.....	22
Список использованных источников.....	22

1 Введение

Целью настоящих методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении проектировочных расчетов открытых зубчатых передач.

Поскольку открытые конические передачи рекомендуется устанавливать после редуктора, то они работают с малыми окружными скоростями ($V < 1$ м/с) и выполняются прямозубыми, а коэффициент динамичности K_{FV} принимается равным единице. Рекомендуется 8–9-я степени точности по нормам плавности по ГОСТ 1758.

Такие передачи прирабатываются при всех твердостях, но изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей. В процессе работы открытые передачи интенсивно изнашиваются из-за трудностей с подводом смазки и наличия абразивных частиц в зоне зацепления, что определяет особенности их расчета.

2 Исходные данные

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) с учетом порядковых номеров валов привода, на которых находятся шестерня и колесо, принятых в кинематическом расчете.

Для простоты изложения материала в данных методических указаниях параметрам шестерни присвоен индекс «1», а параметрам колеса – индекс «2».

С учетом вышеизложенного, исходными данными для расчета являются:

- вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м;
- вращающий момент на валу колеса T_2 , Н·м;
- частота вращения шестерни n_1 , мин⁻¹;
- частота вращения колеса n_2 , мин⁻¹;
- передаточное число передачи u ;
- срок службы передачи L_h , час;
- типовой режим нагрузки передачи.

Параметры электродвигателя привода:

- номинальная мощность $P_{эд}^{ном}$, кВт;
- расчетная (требуемая) мощность (по кинематическому расчету) $P_{эд}^{тр}$, кВт;
- отношение максимального (пускового) момента к номинальному $\frac{T_{max}}{T_{ном}}$.

3 Выбор материалов и допускаемые напряжения

3.1 Материалы зубчатых колес

Поскольку данные зубчатые передачи являются, как правило, тихоходными, то материалы следует принимать более дешевые и доступные, например углеродистые стали, такие как сталь 45 ГОСТ 1050, для более

ответственных механизмов можно применять также и легированные стали, например сталь 35ХМ ГОСТ 4543. Для зубчатых колес крупногабаритных тихоходных передач могут также использоваться, и литейные стали, например, сталь 35Л ГОСТ 977. Рекомендуемые марки материалов для открытых конических передач даны в таблице 1.

Марки сталей принимаются, как правило, одинаковые для шестерни и колеса. Для крупногабаритных передач можно использовать разные марки: для шестерен улучшенные стали, для колес – литейные сплавы. Термообработка – улучшение, нормализация. Более подробная информация по материалам [1, с. 12, таблица 2.1; 2, с.170-171, таблица 8.7]. Для хорошей приработки зубьев необходимо, чтобы твердость поверхности зубьев шестерни была на 20–50 единиц НВ выше твердости поверхности зубьев колеса.

Таблица 1 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Размеры, мм		Твердость, НВ	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Термическая обработка
	Диаметр D, мм	Толщина S, мм				
35	Любой	Любая	162–192	570	270	Нормализация
45	Любой	Любая	179–207	600	320	Нормализация
45	200	80	235–262	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	800	650	Улучшение
45Х	200	125	235–262	700	640	Улучшение
45Х	125	80	269–302	900	750	Улучшение
35ХМ	315	200	235–262	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269–302	920	750	Улучшение
40ХН	315	200	235–262	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	262–302	950	780	Улучшение
35Л	Любой	Любая	163–257	650	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235–262	850	600	Улучшение
Примечание – σ_B – предел прочности материала; σ_T – предел текучести материала.						

3.2 Режимы работы передачи

На основе статистической обработки реальных условий работы современных машин в качестве расчетных приняты шесть типовых режимов работы передач [1, с.16–17]: 0 – постоянный; I – тяжелый; II – средний равновероятный; III – средний нормальный; IV – легкий; V – особо легкий, которые задаются преподавателем при выдаче задания на проект.

Режим работы передачи в расчетах на выносливость учитывается коэффициентом режима нагрузки – X, значения которого представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения коэффициента режима нагрузки

Режим работы передач	0	I	II	III	IV	V
----------------------	---	---	----	-----	----	---

X	1	0,77	0,5	0,5	0,42	0,31
---	---	------	-----	-----	------	------

3.3 Число циклов перемены напряжений

3.3.1 Ресурс (суммарное время работы) передачи

Как правило, задается исходными данными L_h , час (см. раздел 2).

Иногда срок службы передачи может быть задан в годах L_T , в этом случае дополнительно задаются коэффициенты использования передачи в течение года $K_{год}$ и в течение суток $K_{сут}$.

В этом случае суммарное время работы передачи равно:

$$L_h = L_T \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \text{ часов.}$$

3.3.2 Суммарное число циклов перемены напряжений (для шестерни $N_{\Sigma 1}$, для колеса $N_{\Sigma 2}$)

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot L_h \cdot n_1;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot L_h \cdot n_2.$$

3.3.3 Эквивалентное и базовое число циклов перемены напряжений (для шестерни N_{FE1} , для колеса N_{FE2})

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{FE1} = \mu_{FE} \cdot N_{\Sigma 1};$$

$$N_{FE2} = \mu_{FE} \cdot N_{\Sigma 2}.$$

Коэффициенты приведения μ_{FE} для соответствующих режимов работы приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Коэффициенты приведения μ_{FE}

Типовой режим работы	0	I	II	III	IV	V
μ_{FE}	1,00	0,30	0,14	0,06	0,038	0,013

Базовое число циклов перемены напряжений $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ независимо от твердости материала колеса [1, с.15].

3.4 Допускаемые напряжения для расчета на выносливость при изгибе

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$ определяются по общей зависимости, но с подстановкой соответствующих параметров для шестерни и колеса. При этом учитывают влияние на сопротивление усталости при изгибе долговечность (ресурс), шероховатость переходной поверхности между смежными зубьями и реверс (двухстороннее приложение) нагрузки:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A, \text{ МПа.}$$

Поясним составляющие данной формулы.

σ_{Flim} – предел изгибной выносливости при отнулевом цикле, для нормализованных и улучшенных сталей:

$$\sigma_{Flim} = 1,75 \cdot HB_{cp},$$

здесь HB_{cp} – средняя твердость поверхности зубьев шестерни и колеса.

S_F – коэффициент запаса прочности при расчете на изгибную прочность:

$S_F = 1,75$ – для нормализованных и улучшенных сталей.

Y_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad \text{при условии, что } 1 \leq Y_N \leq Y_{Nmax} = 4 \quad (1)$$

В соответствии с кривой усталости изгибные напряжения σ_F не могут иметь значений меньших σ_{Flim} . Поэтому при $N_{FE} > N_{FG}$ в расчетах принимают $N_{FE} = N_{FG}$. В противном случае при $N_{FE} < N_{FG}$ в расчетах принимают каждое со своим значением.

Для длительно работающих быстроходных передач $N_{FE} > N_{FG}$ и, следовательно, $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенства в формуле (1). Второй знак неравенства (1) ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, который принимают: $Y_R = 1$ при шлифовании или зубофрезеровании с параметрами шероховатости $R_Z \leq 40$ мкм, что характерно для открытых передач.

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверса): при одностороннем приложении нагрузки $Y_A = 1$; при реверсивном нагружении, одинаковой нагрузке и числе циклов перемены напряжений в прямом и обратном направлении $Y_A = 0,65$, т.к. при изготовлении открытых передач применяются только нормализованные или улучшенные стали (см. [1, с.16]).

3.5 Допускаемые предельные напряжения изгиба для проверки прочности передачи при действии кратковременной пиковой нагрузки

Предельно допускаемые напряжения определяются только при наличии в спектре нагрузки передачи кратковременных пиковых крутящих моментов $T_{пик2} > T_2$, не учитываемых при расчете на выносливость.

Предельное допускаемое напряжение изгиба [1, с.26] вычисляется отдельно для материала шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{Fmax} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{Nmax} \cdot k_{st}}{S_{st}}, \text{ МПа,}$$

где σ_{Flim} – предел изгибной выносливости (см.3.4);

Y_{Nmax} – максимально возможное значение коэффициента долговечности: $Y_{Nmax} = 4$ (см.3.4);

k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки, в случае единичных перегрузок принять $k_{st}=1,2$ [1, с.26];

S_{st} – коэффициент запаса прочности $S_{st}=1,75$ [1, с.26].

4 Проектировочный расчет открытой конической передачи

4.1 Предварительное значение среднего окружного модуля

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1} \cdot K_{изн}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1}}}, \text{ мм,}$$

где $K_m = 14,5$ – для прямозубых конических передач;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца конического колеса [3, с.63, таблица 7.2], значения $K_{F\beta}$ приведены в таблице 4;

Z_1 – число зубьев шестерни, рекомендуется принимать $Z_1 > Z_{min}=17$;

Ψ_{bd} – коэффициент ширины венца шестерни относительно среднего делительного диаметра:

$$\Psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{\Psi_{bRe}}{(2 - \Psi_{bRe}) \cdot \sin \delta_1},$$

где b – ширина венца, мм;

d_1 – средний делительный диаметр шестерни, мм;

δ_1 – угол делительного конуса шестерни;

$$\delta_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2};$$

Ψ_{bRe} – коэффициент ширины зубчатого венца; $\Psi_{bRe} = b/R_e = 0.25 \dots 0.3$ (меньшие значения при $u > 3$); рекомендуется принимать $\Psi_{bRe}=0.285$ по ГОСТ12289;

Y_{F1} – коэффициент, учитывающий форму зуба [3, с.51, таблица 6.7], значения Y_{F1} можно принимать по таблице 5 в зависимости от

эквивалентного числа зубьев шестерни: $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}$;

$K_{изн}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа, принимается по таблице 6.

Таблица 4 – Значения коэффициента $K_{F\beta}$ в зависимости от Ψ_{bd} и

расположения колес относительно опор:

I – симметричное; II – несимметричное; III – консольное при установке на шарикоподшипниках; IV – консольное при установке на роликоподшипниках

Ψ_{bd}	Расположение колес относительно опор			
	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,13
0,4	1,01	1,07	1,37	1,28
0,6	1,02	1,12	1,62	1,50
0,8	1,05	1,17	–	1,70
1,0	1,08	1,23	–	–

Таблица 5 – Значение коэффициента формы зуба

Z_{V1} или Z_{V2}	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_{F1} или Y_{F2}	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Таблица 6 – Коэффициент износа $K_{изн}$

Износ, %	10	20	30
$K_{изн}$	1,25	1,50	2,00

4.2 Уточнение величины внешнего и среднего окружного модуля

4.2.1 Средний делительный диаметр шестерни

$$d'_1 = m \cdot Z_1.$$

4.2.2 Ширина венца

$$b' = \Psi_{bd} \cdot d'_1.$$

Величину b' следует округлить до значения b из ряда Ra40 ГОСТ6636 (мм): 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100.

После этого следует уточнить коэффициент ширины венца:

- относительно среднего делительного диаметра шестерни: $\Psi'_{bd} = \frac{b}{d'_1}$;

- относительно внешнего конусного расстояния:

$$\Psi'_{bRe} = \frac{b}{R'_e} = \frac{2 \cdot \Psi'_{bd} \cdot \sin \delta_1}{1 + \Psi'_{bd} \cdot \sin \delta_1}.$$

4.2.3 Предварительное значение внешнего R'_e и среднего R' конусного расстояния

$$R'_e = \frac{b}{\Psi_{bRe}} \quad \text{и} \quad R' = R'_e - 0,5 \cdot b.$$

4.2.4 Внешний окружной модуль

$$m'_e = m \cdot \frac{R'_e}{R'}.$$

Величину m'_e следует округлить до стандартного значения m_e по ГОСТ9563 (мм):

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22
согласно [2, с.122, таблица 8.1].

4.2.5 Уточнение значения внешнего конусного расстояния

$$R_e = \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}.$$

4.2.6 Окончательная ширина венца

$$b = \Psi_{be} \cdot R_e.$$

Полученную величину необходимо округлить до стандартного значения из ряда Ra40 ГОСТ6636 (см. с.9).

4.2.7 Уточнение значения среднего конусного расстояния

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

4.2.8 Уточнение значения среднего окружного модуля

$$m = m_e \cdot \frac{R}{R_e}.$$

Основные геометрические размеры передачи представлены на рисунке 1.

4.3 Проверочные расчеты передачи

4.3.1 Определение коэффициентов формы зубьев шестерни Y_{F1} и колеса Y_{F2}

Предварительно находится эквивалентное число зубьев шестерни Z_{V1} и колеса Z_{V2} :

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{и} \quad Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

По таблице 5 уточняются коэффициенты формы зубьев.

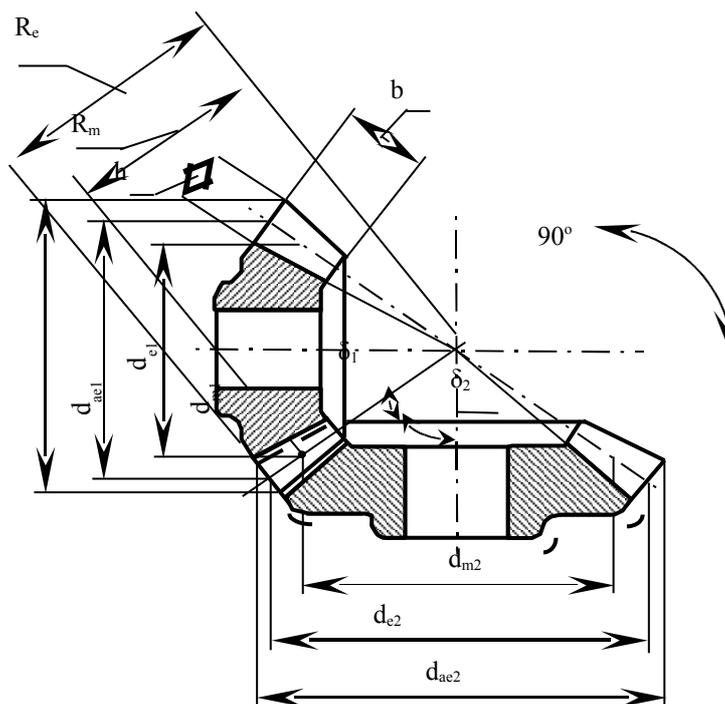


Рисунок 1 – Основные геометрические размеры конической зубчатой передачи

4.3.2 Сравнительная оценка прочности зубьев на изгиб

Для шестерни $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}}$, МПа.

Для колеса $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$, МПа.

Из пары сопряженных колес расчет производится по колесу с меньшим отношением $[\sigma]_F / Y_F$.

$$\sigma_{Fi} = K_m^3 \cdot \frac{T_i \cdot Y_{Fi} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{изн}}{Z_i \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma]_{Fi},$$

здесь i – индекс, соответствующий значениям моментов, коэффициентов формы зубьев, числа зубьев для шестерни ($i=1$) и колеса ($i=2$) соответственно.

Отклонение расчетного значения напряжений изгиба от допускаемого:

$$\Delta \sigma_F = \frac{[\sigma]_F - \sigma_F}{[\sigma]_F} \cdot 100\%,$$

должно быть в пределах $-5\% \leq \Delta \sigma_F \leq +15\%$ (знак «-» означает недогрузку и знак «+» означает перегрузку передачи по напряжениям изгиба).

4.4 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

Проверка выполняется при отсутствии в приводе предохранительных муфт и ременных передач.

Коэффициент перегрузки привода:

$$\alpha_{\text{ПГ}} = \frac{P_{\text{ЭД}}^{\text{НОМ}}}{P_{\text{ЭД}}^{\text{ТР}}} \cdot \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{НОМ}}}.$$

Максимальные напряжения изгиба $\sigma_{F_{\text{max}1,2}}$

$$\sigma_{F_{\text{max}1}} = \sigma_{F1} \cdot \alpha_{\text{ПГ}} < [\sigma]_{F_{\text{max}1}};$$

$$\sigma_{F_{\text{max}2}} = \sigma_{F2} \cdot \alpha_{\text{ПГ}} < [\sigma]_{F_{\text{max}2}}.$$

4.5 Определение основных геометрических размеров колес передачи

4.5.1 Внешние делительные диаметры колес

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

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

4.5.2 Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}.$$

4.5.3 Ширина венца

$$b = \psi_{\text{be}} \cdot R_e.$$

4.5.4 Среднее конусное расстояние

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

4.5.5 Средние делительные диаметры колес

$$d_1 = m \cdot Z_1;$$

$$d_2 = m \cdot Z_2.$$

4.5.6 Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e.$$

4.5.7 Средняя высота ножки зуба

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,25 \cdot m.$$

4.5.8 Угол ножки зуба

Для шестерни $\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R}.$

Для колеса $\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R}.$

4.5.9 Внешние диаметры вершин зубьев

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

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

4.5.10 Внешние диаметры вершин зубьев после притупления кромки

$$d'_{ae1} = d_{ae1} - 2 \cdot m_e \cdot \sin \delta_1 ;$$

$$d'_{ae2} = d_{ae2} - 2 \cdot m_e \cdot \sin \delta_2 .$$

Величины d'_{ae1} и d'_{ae2} следует округлить до целого числа.

4.5.11 Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe2} = h_{fe1} = 1,25 \cdot m_e .$$

4.5.12 Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} ;$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} .$$

4.5.13 Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} .$$

4.6 Силы, действующие в зацеплении

4.6.1 Окружная сила на среднем делительном диаметре шестерни и колеса

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} , \text{ Н},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе (Н·м);

d_2 – средний делительный диаметр колеса (мм).

4.6.2 Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 , \text{ Н},$$

где α – угол профиля производящего (режущего) инструмента $\alpha=20^\circ$ [1, с.24].

4.6.3 Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 , \text{ Н}.$$

Силы, действующие в коническом зацеплении, представлены на рисунке 2.

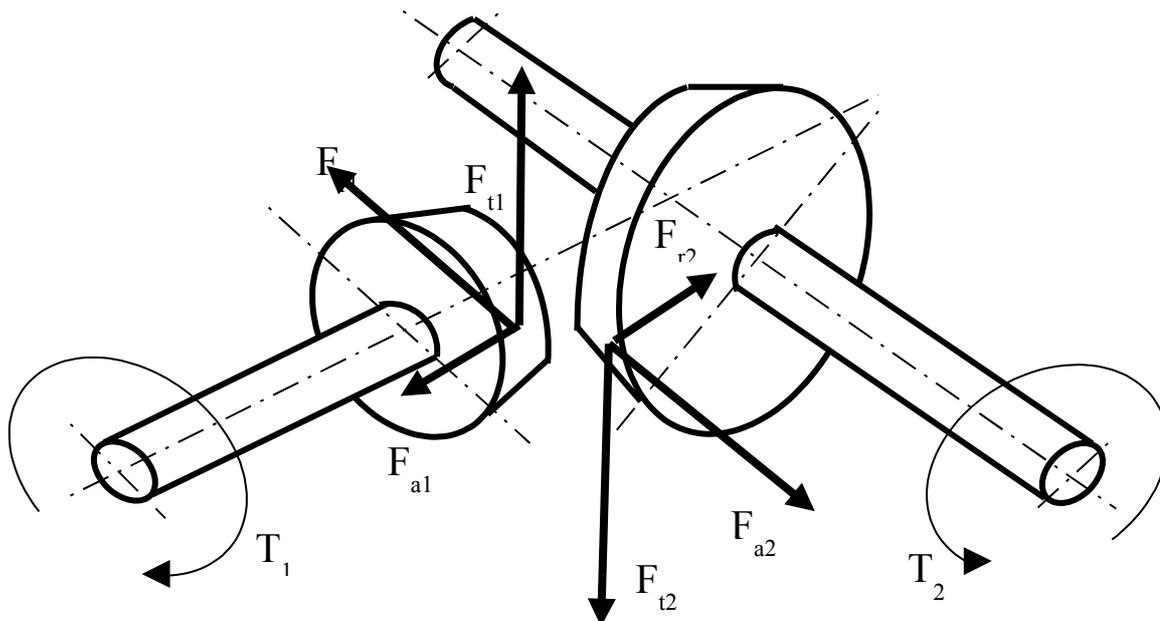


Рисунок 2 – Силы, действующие в коническом зацеплении

5. Пример проектировочного расчета открытой конической зубчатой передачи

5.1 Исходные данные

Мощность P_1 на валу шестерни, кВт – 3,26.

Мощность P_2 на валу колеса, кВт – 3,06.

Вращающий момент T_1 на шестерне, Н·м – 1112,2.

Вращающий момент T_2 на колесе, Н·м – 2927,3.

Частота вращения n_1 шестерни, мин^{-1} – 28.

Частота вращения n_2 колеса, мин^{-1} – 10.

Передаточное число u' – 2,8.

Срок службы передачи L_h , час – 24000.

Типовой режим нагружения передачи – II.

Передача нереверсивная.

В приводе используется асинхронный электродвигатель АИР112М4УЗ (

$P_{\text{эд}}^{\text{ном}} = 5,5$ кВт, $n_{\text{эд}} = 1432$ мин^{-1} , $T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2,2$).

Требуемая мощность электродвигателя по кинематическому расчету $P_{\text{эд}}^{\text{тр}} = 5,122$ кВт.

5.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

5.2.1 Суммарное число циклов перемены напряжений

Для шестерни: $N_{\Sigma 1} = 60 \cdot L_h \cdot n_1 = 60 \cdot 24000 \cdot 28 = 40,32 \cdot 10^6$.

Для колеса: $N_{\Sigma 2} = 60 \cdot L_h \cdot n_2 = 60 \cdot 24000 \cdot 10 = 14,4 \cdot 10^6$.

5.2.2 Эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете на изгибную выносливость

Для шестерни: $N_{FE1} = \mu_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,14 \cdot 40,32 \cdot 10^6 = 5,645 \cdot 10^6$,
где $\mu_{FE} = 0,14$ – коэффициенты приведения для типового режима II (см. таблицу 3).

Для колеса $N_{FE2} = \mu_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,14 \cdot 14,4 \cdot 10^6 = 2,016 \cdot 10^6$.

5.2.3 Материалы зубчатых колес

Шестерня изготавливается из стали 45 по ГОСТ 1050 (см. таблицу 1).

Термообработка – улучшение, твердость HV_1 235–262, предел прочности $\sigma_{B1} = 780$ МПа, предел текучести $\sigma_{T1} = 540$ МПа.

Колесо изготавливается также из стали 45 (см. таблицу 1).

Термообработка – нормализация, твердость HV_2 179–207, предел прочности $\sigma_B = 600$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 320$ МПа.

Средние твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса:

$$HV_{cp1} = \frac{HV_{min1} + HV_{max1}}{2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5;$$

$$HV_{cp2} = \frac{HV_{min2} + HV_{max2}}{2} = \frac{179 + 207}{2} = 193.$$

5.2.4 Допускаемые напряжения

5.2.4.1 Допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость

1) Для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_R \cdot Y_A,$$

σ_{Flim1} – предел изгибной выносливости для материала шестерни при отнулевом цикле:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75 \cdot HV_{cp1} = 1,75 \cdot 248,5 = 434,875 \text{ МПа},$$

$S_F = 1,75$ – коэффициент запаса прочности при расчете на изгибную прочность (см. с.7);

Y_{N1} – коэффициент долговечности для шестерни, учитывающий влияние ресурса передачи:

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE1}}},$$

здесь $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений (см. с.7),

так как $N_{FE1} > N_{FG}$, следовательно, $Y_{N1} = 1$ (см. с.7);

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями, который принимают: $Y_R = 1$ при шлифовании или зубофрезеровании с параметрами шероховатости $R_Z \leq 40$ мкм, что характерно для открытых передач (см. с.7);

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (реверса): при одностороннем приложении нагрузки (при нереверсивном движении) $Y_A = 1$ (см. с.7).

$$\text{Тогда: } [\sigma]_{F1} = \frac{434,875}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 248,5 \text{ МПа.}$$

2) Для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_R \cdot Y_A,$$

σ_{Flim2} – предел изгибной выносливости для материала колеса при отнулевом цикле:

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot HB_{cp2} = 1,75 \cdot 193 = 337,75 \text{ МПа;}$$

Y_{N2} – коэффициент долговечности для колеса, учитывающий влияние ресурса передачи:

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE2}}},$$

так как $N_{FE2} < N_{FG}$, то коэффициент долговечности равен:

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,016 \cdot 10^6}} = 1,121 \text{ (см. с.7);}$$

$$\text{Тогда: } [\sigma]_{F2} = \frac{337,75}{1,75} \cdot 1,121 \cdot 1 \cdot 1 = 216,4 \text{ МПа.}$$

5.2.4.2 Предельные допускаемые напряжения для расчета на изгибную выносливость

Для шестерни:

$$[\sigma]_{Fmax1} = \frac{\sigma_{Flim1} \cdot Y_{Nmax} \cdot k_{st}}{S_{st}}, \text{ МПа,}$$

где Y_{Nmax} – максимально возможное значение коэффициента долговечности: $Y_{Nmax} = 4$ (см. с.7);

k_{st} – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки, в случае единичных перегрузок принимаем $k_{st} = 1,2$ (см. с.8);

S_{st} – коэффициент запаса прочности: $S_{st} = 1,75$ (см. с.8).

$$\text{Тогда } [\sigma]_{\text{Fmax1}} = \frac{\sigma_{\text{Flim1}} \cdot Y_{\text{Nmax}} \cdot k_{\text{st}}}{S_{\text{st}}} = \frac{434,875 \cdot 4 \cdot 1,2}{1,75} = 1192,8 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{\text{Fmax1}} = \frac{\sigma_{\text{Flim1}} \cdot Y_{\text{Nmax}} \cdot k_{\text{st}}}{S_{\text{st}}} = \frac{337,75 \cdot 4 \cdot 1,2}{1,75} = 926,4 \text{ МПа.}$$

5.3 Числа зубьев колес и передаточное число

5.3.1 Число зубьев шестерни

Принято $Z_1 = 17$ (см. с.8).

5.3.2 Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u' = 17 \cdot 2,8 = 47,6.$$

Принято $Z_2 = 48$.

5.3.3 Фактическое передаточное число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{48}{17} = 2,824.$$

5.4 Углы делительных конусов колес

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2} = \arctg \frac{17}{48} = 19,50244^\circ.$$

Угол делительного конуса колеса

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 19,50244^\circ = 70,49756^\circ.$$

5.5 Коэффициент ширины зубчатого венца

5.5.1 Коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния

Принято $\psi_{\text{bRe}} = 0,285$ по ГОСТ 12289 (см. с.8).

5.5.2 Коэффициент ширины венца шестерни относительно среднего делительного диаметра

$$\psi_{\text{bd}} = \frac{\psi_{\text{bRe}}}{(2 - \psi_{\text{bRe}}) \cdot \sin \delta_1} = \frac{0,285}{(2 - 0,285) \cdot \sin 19,50244^\circ} = 0,498.$$

5.6 Коэффициент концентрации нагрузки

Принимая, что валы передачи опираются на роликовые подшипники и $\Psi_{bd} \approx 0,5$: $K_{F\beta} \approx 1,60$ (см. с.8, таблицу 4).

5.7 Коэффициент, учитывающий форму зуба

Принимается в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{17}{\cos 19,50244^\circ} = 18,03.$$

Тогда коэффициент формы зуба равен: $Y_{F1} = 4,2$ (см. таблицу 5).

5.8 Предварительное значение среднего окружного модуля

$$m' = 14,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1} \cdot K_{изн}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1}}} = 14,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{1112,2 \cdot 1,60 \cdot 4,2 \cdot 1,25}{17^2 \cdot 0,498 \cdot 248,5}} = 9,27 \text{ мм},$$

здесь $K_{изн} = 1,25$ – коэффициент износа при 10% износе (см. таблицу 6).

5.9 Уточнение величины внешнего и среднего модуля

5.9.1 Средний делительный диаметр шестерни

$$d'_1 = m' \cdot Z_1 = 9,27 \cdot 17 = 157,59 \text{ мм}.$$

5.9.2 Ширина венца

$$b' = \Psi'_{bd} \cdot d'_1 = 0,498 \cdot 157,59 = 78,49 \text{ мм}.$$

По ГОСТ6636 принято $b = 80$ мм.

5.9.3 Коэффициенты ширины венца

Относительно среднего делительного диаметра шестерни

$$\Psi'_{bd} = \frac{b'}{d'_1} = \frac{80}{157,59} = 0,51.$$

Относительно внешнего конусного расстояния

$$\Psi'_{bRe} = \frac{b'}{R'_e} = \frac{2 \cdot \Psi'_{bd} \cdot \sin \delta_1}{1 + \Psi'_{bd} \cdot \sin \delta_1} = \frac{2 \cdot 0,51 \cdot \sin 19,50244^\circ}{1 + 0,51 \cdot \sin 19,50244^\circ} = 0,291.$$

5.9.4 Внешнее конусное расстояние

$$R'_e = \frac{b'}{\Psi'_{bRe}} = \frac{80}{0,291} = 274,75 \text{ мм}.$$

5.9.5 Среднее конусное расстояние

$$R' = R'_e - 0,5 \cdot b = 274,75 - 0,5 \cdot 80 = 234,75 \text{ мм.}$$

5.9.6 Внешний окружной модуль

$$m'_e = m' \cdot \frac{R'_e}{R'} = 9,27 \cdot \frac{274,75}{234,75} = 10,85 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563 принято $m_e = 11 \text{ мм}$ (см. с.10).

5.9.7 Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{11 \cdot 17}{2 \cdot \sin 19,50244^0} = 280,07 \text{ мм.}$$

5.9.8 Ширина венца

$$b = \psi'_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 280,07 = 79,82 \text{ мм.}$$

Принято $b = 80 \text{ мм}$.

5.9.9 Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5 \cdot b = 280,07 - 0,5 \cdot 80 = 240,07 \text{ мм.}$$

5.9.10 Средний окружной модуль

$$m = m_e \cdot \frac{R}{R_e} = 11 \cdot \frac{240,07}{280,07} = 9,43 \text{ мм.}$$

5.10 Расчетное напряжение изгиба

5.10.1 Коэффициент, учитывающий форму зуба

$$Y_{F1} = 4,2 \text{ (см.п.5.7).}$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{48}{\cos 70,49576^0} = 143,8.$$

Коэффициент $Y_{F2} = 3,6$ (см. таблицу 5).

5.10.2 Определение сравнительных характеристик прочности шестерни и колеса

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{248,5}{4,2} = 59,1667 \text{ МПа;}$$

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{216,3}{3,6} = 60,0833 \text{ МПа.}$$

Так как $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} < \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$, то менее прочным является зуб шестерни (см. с.11).

5.10.3 Напряжение изгиба

1) Для зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = K_m^3 \cdot \frac{T_1 \cdot Y_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{изн}}{Z_1 \cdot b \cdot m^2} = 14,5^3 \cdot \frac{1112,2 \cdot 4,2 \cdot 1,60 \cdot 1,25}{17 \cdot 80 \cdot 9,43^2} = 235,5 \text{ МПа.}$$

Превышение допускаемых напряжений изгиба над расчетными (недогрузка передачи) составляет:

$$\Delta \sigma_{F1} = \frac{[\sigma]_{F1} - \sigma_{F1}}{[\sigma]_{F1}} \cdot 100 \% = \frac{248,5 - 235,5}{248,5} \cdot 100 \% = 5,23 \% ;$$

$\Delta \sigma_{F1} = 5,23 \% < [\Delta \sigma]_{F1} = 15 \% ,$ что является допустимым (см.с.11).

2) Для зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 235,5 \cdot \frac{3,6}{4,2} = 201,86 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 216,4 \text{ МПа,}$$

условие прочности выполнено.

5.11 Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку

Коэффициент перегрузки привода:

$$\alpha_{ПГ} = \frac{P_{эд}^{НОМ}}{P_{эд}^{ТР}} \cdot \frac{T_{max}}{T_{НОМ}} = \frac{5,5}{5,122} \cdot 2,2 = 2,36.$$

Максимальные напряжения изгиба $\sigma_{Fmax1,2}$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \alpha_{ПГ} = 235,5 \cdot 2,36 = 555,78 \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax1} = 1192,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \alpha_{ПГ} = 201,86 \cdot 2,36 = 476,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax2} = 926,4 \text{ МПа.}$$

Условия прочности выполнены.

5.12 Основные геометрические размеры колес передачи

Ранее были определены следующие геометрические параметры:

- модуль внешний окружной $m_e = 11 \text{ мм};$
- модуль средний окружной $m = 9,43 \text{ мм};$
- внешнее конусное расстояние $R_e = 280,07 \text{ мм};$
- среднее конусное расстояние $R = 240,07 \text{ мм};$
- углы делительных конусов шестерни $\delta_1 = 19,50244^\circ$ и колеса $\delta_2 = 70,49576^\circ;$
- числа зубьев шестерни $Z_1 = 17$ и колеса $Z_2 = 48.$

5.12.1 Внешние делительные диаметры колес

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 11 \cdot 17 = 187 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 11 \cdot 48 = 528 \text{ мм.}$$

5.12.2 Средние делительные диаметры колес

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 9,43 \cdot 17 = 160,31 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 9,43 \cdot 48 = 452,64 \text{ мм}.$$

5.12.3 Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{ae2} = m_e = 11 \text{ мм}.$$

5.12.4 Средняя высота ножки зуба

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 9,43 = 11,7875 \text{ мм}.$$

5.12.5 Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R} = \arctg \frac{11,7875}{240,07} = 2,81098^{\circ};$$

$$\theta_{f2} = \theta_{f1} = 2,81098^{\circ}.$$

5.12.6 Внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 187 + 2 \cdot 11 \cdot \cos 19,50244^{\circ} = 207,738 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 528 + 2 \cdot 11 \cdot \cos 70,49756^{\circ} = 535,345 \text{ мм}.$$

5.12.7 Внешние диаметры вершин зубьев после притупления кромки

$$d'_{ae1} = d_{ae1} - m_e \cdot \sin(2 \cdot \delta_1) = 207,738 - 11 \cdot \sin(2 \cdot 19,50244^{\circ}) = 200,815 \text{ мм};$$

$$d'_{ae2} = d_{ae2} - m_e \cdot \sin(2 \cdot \delta_2) = 535,345 - 11 \cdot \sin(2 \cdot 70,49756^{\circ}) = 528,422 \text{ мм};$$

Принято $d'_{ae1} = 201 \text{ мм}$. и $d'_{ae2} = 528 \text{ мм}$.

5.12.8 Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{fe2} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 11 = 13,75 \text{ мм}.$$

5.12.9 Внешняя высота зуба

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 11 + 13,75 = 24,75 \text{ мм};$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 11 + 13,75 = 24,75 \text{ мм}.$$

5.12.10 Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 19,50244^{\circ} - 2,81098^{\circ} = 16,69146^{\circ};$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 70,49756^{\circ} - 2,81098^{\circ} = 67,68658^{\circ}.$$

5.12.11 Коэффициент изменения расчетной толщины

- зуба шестерни

$$X_{\tau 1} = 0,03 + 0,008 \cdot (u - 2,5) = 0,03 + 0,008 \cdot (2,824 - 2,5) = 0,0326;$$

- зуба колеса

$$X_{\tau 2} = -X_{\tau 1} = -0,0326.$$

5.13 Силы, действующие в зацеплении

5.13.1 Окружные силы

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 1112,2 \cdot 10^3}{160,31} = 13875,6 \text{ Н.}$$

5.13.2. Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 13875,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 19,50244^\circ = 4760,6 \text{ Н,}$$

где α – угол профиля производящего (режущего) инструмента $\alpha=20^\circ$ (см. с.13).

5.13.3 Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 13875,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 19,50244^\circ = 1686,0 \text{ Н.}$$

Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия». –2003. – 496 с.: ил.
2. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов/М.Н. Иванов, В.А. Финогенов - М : Высшая школа, 2002. – 408 с.: ил.
3. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А.Чернавский, [и др.] – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.: ил.
4. Зубчатые передачи: справочник / Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.Б. Фирун, Н.Т. Халевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
5. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, [и др.] – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
6. Расчет и проектирование деталей машин / под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247с.
7. Детали машин: учебник для вузов / Л.А.Андриенко, [и др.]; под. ред. О.А.Ряховского. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 544 с. – (Сер. Механика в техническом университете; Т.8).