

	МЧС РОССИИ
	Санкт-Петербургский университет Государственной противопожарной службы
	Методические рекомендации по организации самостоятельной работы обучающихся
СМК-УМК- 4.4.2-30-17	Управление документацией

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

механики и инженерной графики

К. С. Иванов

« ____ » _____ 2017 г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ ДИСЦИПЛИНЫ**

«ДЕТАЛИ МАШИН»

заочной формы обучения

Специальность/направление подготовки
20.05.01 ПОЖАРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

Специализация/профиль
для всех специализаций

Квалификация
СПЕЦИАЛИСТ

**Санкт-Петербург
2017**

	<i>Должность</i>	<i>Фамилия/ Подпись</i>	<i>Дата</i>
<i>Разработал</i>	Доцент кафедры	<i>Качуро А.М.</i>	
<i>Проверил</i>	Заведующий кафедрой	<i>Иванов К.С.</i>	
			<i>Стр. 1 из ...</i>

Введение

Зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, которыми они сцепляются между собой. Меньшее зубчатое колесо передачи называется *шестерней*, большее - *колесом*.

Зубчатые передачи могут преобразовывать вращательное движение между валами, как с параллельными (*цилиндрические передачи*), так и с пересекающимися (*конические передачи*) геометрическими осями.

По форме и расположению зубьев на зубчатом колесе различают *прямозубые, косозубые, шевронные, с круговым зубом* передачи.

Зубчатые передачи нашли широкое распространение среди механических передач благодаря ряду достоинств, к которым можно отнести компактность, высокий к.п.д. (0,96 - 0,98), постоянство передаточного числа, большую долговечность и надежность в работе, возможность передачи больших мощностей при практически любых скоростях и передаточных отношениях, простоту обслуживания и ряд других.

В настоящем пособии будем рассматривать *цилиндрические зубчатые передачи* с внешним зацеплением колес и *конические зубчатые передачи*.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1 Цель выполнения контрольной (расчетно-графической) работы

Расчетно-графическая работа "Расчет зубчатых передач" имеет цель проверить глубину и качество усвоения слушателями теоретического материала по теме "Зубчатые передачи" и привить навыки по самостоятельному практическому инженерному расчету кинематических и силовых соотношений в названных передачах.

1.2. Требования к выполнению и оформлению работы

При выполнении и оформлении расчетно-графической работы должны соблюдаться следующие требования:

- 1) Работа выполняется в соответствии с индивидуальным вариантом слушателя.
- 2) Работа выполняется на листах формата А4 (с одной стороны листа), брошюруется и сшивается по левой стороне листов.
- 3) Титульный лист оформляется в соответствии с образцом (приложение 1) и является первым листом работы (номер листа на нем не проставляется).
- 4) На втором листе работы выписываются исходные данные в соответствии с номером варианта (глава 2). Текст задания на выполнение расчетно-графической работы необходимо переписывать в работу до расчетной схемы.
- 5) Работа выполняется шариковой ручкой черного или синего цвета, четко и аккуратно. Допускается выполнение работы на компьютере.
- 6) Для пометок и замечаний преподавателя необходимо соблюдать достаточный интервал между строками и оставлять на каждой странице поля шириной 35...40 мм с правой стороны листа, а сверху и снизу листа - поля по 25 мм.
- 7) Все чертежи и схемы должны выполняться в соответствии с требованиями ЕСКД.
- 8) Каждая из таблиц, приведенных в работе, должна сопровождаться тематическим заголовком.
- 9) Нумерация листов, рисунков (чертежей, схем) и таблиц в работе должна быть сквозной.
- 10) Все решения и вычисления в ходе работы требуется пояснять комментариями (с указанием, что определяется, рассматривается, вычисляется) и ссылками на соответствующие формулы, методы, литературу и т.п.
- 11) Рекомендуется все вычисления производить в общем виде, а затем, подставляя численные значения величин, вычислять результат решения.
- 12) Все расчеты необходимо производить в Международной системе единиц (СИ) с точностью до 0,001.
- 13) Перед чистовым оформлением работы следует тщательно проверить все действия, правильность подстановки числовых значений величин, соблюдая единство их размерностей, правдоподобность (порядок) полученных результатов.

14) В конце работы делают выводы, приводят перечень учебной литературы, ставят личную подпись слушателя и дату выполнения работы.

15) Рассчитанную, оформленную и сброшюрованную работу сдают на проверку преподавателю в соответствии с календарным планом изучения дисциплины.

16) Неверно выполненная работа выполняется слушателем по новому варианту или переделывается частично по указанию преподавателя.

Работа, выполненная не по своему варианту, не проверяется и не зачитывается!

1.3. Подготовка к выполнению работы

Прежде чем приступить к выполнению работы, слушателю необходимо изучить (повторить) теоретический материал по учебной литературе, конспекту лекций и настоящему учебно-методическому пособию, усвоить основные положения, классификацию, назначение, области применения зубчатых передач в пожарной технике, их достоинства и недостатки, кинематические и силовые соотношения.

2. ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Номер варианта задания соответствует **двум последним** цифрам номера служебного удостоверения слушателя. Номер схемы редуктора (табл.2) соответствует **предпоследней**, а номер строки исходных данных (табл.1) - **последней** цифре номера служебного удостоверения.

Например, номер служебного удостоверения слушателя - 423, значит, вариант задания для расчета № 23; расчетная схема - № 2 (табл.2), строка исходных данных - № 3 (табл.1).

В ходе расчетно-графической работы необходимо:

1. Рассчитать зубчатую передачу одноступенчатого цилиндрического или конического редуктора общего назначения с постоянной нагрузкой. Редуктор предназначен для длительной работы.

2. Сконструировать и вычертить ведомое колесо зубчатой передачи по вычисленным числовым параметрам в масштабе на листе формата А4 или А3 (пример оформления чертежа в приложении и в учебном пособии [2]).

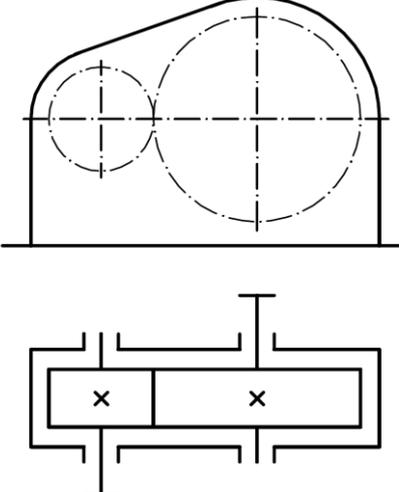
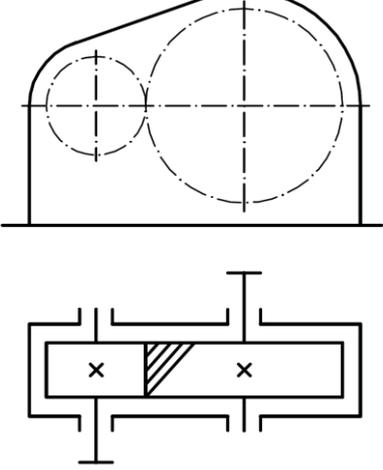
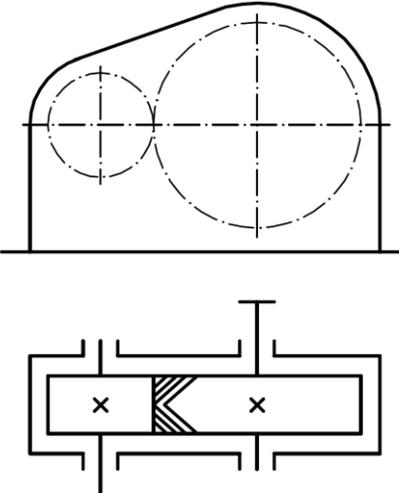
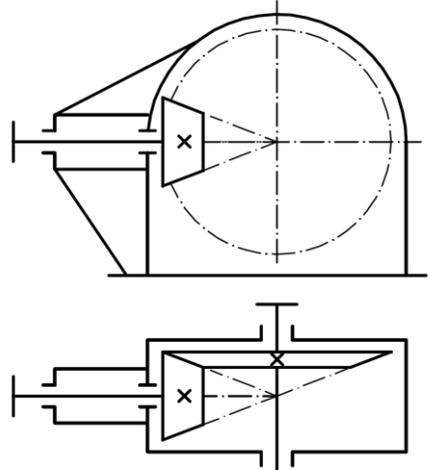
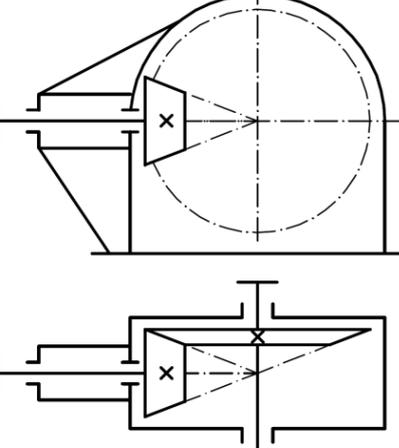
Таблица 1. Исходные данные

№ схемы	№ строки	Параметры на ведомом валу:		Передаточное отношение i	Материал колес
		Мощность N_2 , кВт	Угловая скорость ω_2 , рад/с		
1	1	10	40	3,15	Ст.45
	2	9	30	2,5	Ст.40Х
	3	8	25	4,0	Ст.40ХН
	4	7	15	2,0	Ст.35ХМ
	5	6	20	2,5	Ст.45
	6	5	10	1,6	Ст.35ХМ
	7	8,5	15	3,15	Ст.40ХН
	8	7,5	20	2,5	Ст.40Х
	9	6,5	15	1,6	Ст.40ХН
	0	5,5	10	4,0	Ст.45
2	1	12	40	4,0	Ст.45
	2	10	30	3,15	Ст.40Х
	3	11	25	4,0	Ст.40ХН
	4	8	15	2,5	Ст.35ХМ
	5	7	20	5,0	Ст.40Х
	6	12,5	10	1,6	Ст.20ХН2М
	7	11,5	10	2,5	Ст.18ГТ

	8	10,5	15	3,15	СТ.40X
	9	13,5	10	2,0	СТ.20X
	0	7,5	10	4,0	СТ.45
3	1	15	35	4,0	СТ.45
	2	14	30	5,0	СТ.40X
	3	13	25	4,0	СТ.40XH
	4	12	15	2,5	СТ.35XM
	5	11	20	2,0	СТ.40X
	6	15	10	5,0	СТ.20XH2M
	7	14,5	15	1,6	СТ.18ГТ
	8	12,5	20	2,5	СТ.40X
	9	17,5	15	3,15	СТ.20X
	0	10,5	10	2,5	СТ.45
	4	1	10	40	2,0
2		9	30	3,15	СТ.40X
3		8	25	1,25	СТ.40XH
4		7	15	2,5	СТ.35XM
5		6	20	2,0	СТ.40X
6		12	10	1,6	СТ.20XH2M
7		8,5	15	2,5	СТ.45
8		7,5	20	3,15	СТ.40X
9		9,5	5	2,0	СТ.20X
0		5,5	10	1,6	СТ.45
5		1	15	35	3,15
	2	14	30	2,0	СТ.40X
	3	13	25	1,6	СТ.40XH
	4	12	15	2,5	СТ.35XM
	5	11	20	2,0	СТ.40X
	6	11	5	1,6	СТ.20XH2M
	7	15,5	10	2,5	СТ.18ГТ
	8	12,5	20	2,0	СТ.40X
	9	11,5	15	3,15	СТ.35XH
	0	10,5	10	1,25	СТ.45
	6	1	10	40	4,0
2		9	30	5,0	СТ.40X
3		8	25	4,0	СТ.40XH
4		7	15	2,5	СТ.35XM
5		15	5	5,0	СТ.20X
6		17	10	5,0	СТ.20XH2M
7		8,5	15	1,6	СТ.45
8		7,5	20	2,5	СТ.40X
9		6,5	15	3,15	СТ.40X
0		5,5	10	2,5	СТ.45
7		1	15	5	3,15
	2	14	30	2,5	СТ.40X
	3	13	25	4,0	СТ.40XH
	4	12	15	2,0	СТ.35XM
	5	11	5	3,55	СТ.20X
	6	9	10	1,6	СТ.45
	7	14,5	10	5,0	СТ.35XM
	8	12,5	20	2,5	СТ.40X
	9	11,5	15	1,6	СТ.20X
	0	10,5	10	4,0	СТ.45

8	1	10	40	4,0	СТ.45
	2	9	30	3,15	СТ.40X
	3	8	25	4,0	СТ.40XH
	4	7	15	2,5	СТ.35XM
	5	6	20	2,0	СТ.40X
	6	5	10	1,6	СТ.35XM
	7	13,5	10	5,0	СТ.18ГТ
	8	7,5	20	3,55	СТ.40X
	9	15,5	5	5,0	СТ.20X
	0	5,5	10	4,0	СТ.45
9	1	12	35	3,15	СТ.45
	2	10	30	2,0	СТ.40X
	3	11	25	1,6	СТ.40XH
	4	8	15	2,5	СТ.35XM
	5	7	20	2,0	СТ.40X
	6	8,5	10	1,6	СТ.35XM
	7	9	15	2,5	СТ.45
	8	10,5	20	2,0	СТ.40X
	9	11,5	15	3,15	СТ.20X
	0	7,5	10	1,25	СТ.45
0	1	15	40	2,0	СТ.45
	2	14	30	3,15	СТ.40X
	3	13	25	1,25	СТ.40XH
	4	12	15	2,5	СТ.35XM
	5	15,5	10	2,0	СТ.20X
	6	9	10	1,6	СТ.40X
	7	14,5	10	2,5	СТ.18ГТ
	8	12,5	20	3,15	СТ.40X
	9	11,5	5	2,0	СТ.20X
	0	9,5	10	1,6	СТ.45

Таблица 2. Схема редуктора

<p>1. 6.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой прямозубой передачей</p>	<p>2. 7.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой косозубой передачей</p>
<p>3. 8.</p>  <p>Цилиндрический редуктор с зубчатой шевронной передачей</p>	<p>4. 9.</p>  <p>Конический редуктор с зубчатой прямозубой передачей</p>
<p>5. 0.</p>  <p>Конический редуктор с зубчатой передачей с косым зубом</p>	

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Определение допускаемых напряжений для материала зубчатых колес.

1. Выбор твердости колес.

Прежде, чем приступить к расчету допускаемых напряжений, нужно определить твердость зубьев колес. Твердость колес зависит от марки стали, из которого они изготовлены и способа ее термообработки. В таблице 3.1. представлены характеристики некоторых сталей.

Твердость определяется следующим образом:

- 1) колесо и шестерня передачи изготавливаются из одной марки стали;
- 2) для шестерни выбирается такой способ термообработки стали, при котором твердость выше (например, Ст.45: колесо – улучшение, твердость 235...262 *HB*, шестерня – улучшение, твердость 269...302 *HB*);
- 3) из представленного диапазона твердости вычисляется средняя твердость $HB_{cp} = 0,5(HB_{min} + HB_{max})$, стали IV группы выбираются одинаковыми для шестерни и колеса.

Таблица 3.1. Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки, мм		Твердость зубьев на поверхности	σ_t , Н/мм ²
		$D_{пр}$	$S_{пр}$		
Ст.45	Улучшение	125	80	235...262 <i>HB</i>	540
	Улучшение	80	50	269...302 <i>HB</i>	650
Ст.40X	Улучшение	200	125	235...262 <i>HB</i>	640
	Улучшение	125	80	269...302 <i>HB</i>	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	125	80	440...508 <i>HB</i>	750
Ст.40XH, Ст.35XM	Улучшение	315	200	235...262 <i>HB</i>	630
	Улучшение	200	125	269...302 <i>HB</i>	750
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	451...521 <i>HB</i>	750
Ст.20X, Ст.20XH2M, Ст.18ГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	545...641 <i>HB</i>	800

2. Допускаемые контактные напряжения, МПа

$$[\sigma_H]_{1,2} = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL},$$

где индексы "1" и "2" (здесь и далее) определяет параметры шестерни и колеса соответственно;

σ_{HO} - предел контактной усталости поверхности зубьев, МПа:

$\sigma_{HO} = 2HB + 70$, где *HB* – средняя твердость соответственно колеса и шестерни;

$[S_H]$ - коэффициент безопасности ($[S_H]=1,1...1,2$);

K_{HL} - коэффициент долговечности ($K_{HL}=1,0...2,6$).

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

3. Допускаемое напряжение изгиба для материала зуба, МПа

$$[\sigma_F]_{1,2} = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL},$$

где σ_{FO} - предел выносливости зубьев при изгибе (зависит от термообработки), МПа: $\sigma_{FO} = 1,8HB$;

$[S_F]$ - коэффициент безопасности ($[S_F] = 1,25...2,3$);
 K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние приложения нагрузки (при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1$);
 K_{FL} - коэффициент долговечности зубьев ($K_{FL} = 1,0...2,1$).

1. Расчет цилиндрических зубчатых передач

Прежде чем приступить к расчету, необходимо вычислить крутящий момент на ведомом валу, $H \cdot мм$:

$$M_2 = \frac{N_2 \cdot 10^3}{\omega_2}$$

где N_2 – мощность на ведомом валу, Вт;
 ω_2 – угловая скорость, рад/с.

1. Межосевое расстояние передачи, мм:

$$a_w = K_a (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 i^2 \psi_a}}$$

где i - передаточное отношение;
 K_a - коэффициент (для прямозубых передач $K_a = 49,5$, для косозубых и шевронных - $K_a = 43,0$);
 $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{H\beta} = 1,0...1,48$);
 ψ_a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса (зависит от положения колес относительно опор) принимается:
 при симметричном расположении колес.....0,315; 0,4;
 при несимметричном расположении колес.....0,25; 0,315; 0,4;
 при консольном расположении одного или обоих колес...0,2; 0,25.

Межосевое расстояние a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75) табл. 3.2.

Таблица 3.2. Стандартные значения межосевых расстояний, мм по ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75)

1-й ряд	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му ряду.

2. Ширина зубчатого венца, мм

$$b_2 = \psi_a a_w; \quad b_1 = 1,12 b_2.$$

3. Диаметры валов под шестерню и колесо (D_{B1}, D_{B2}) определяются из условия прочности по касательным напряжениям

$$\tau = \frac{M_{1,2}}{W_\rho} \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение, МПа. Принять $[\tau] = 20$ МПа;
 W_ρ - полярный момент сопротивления, $мм^3$; $W_\rho = 0,2d^3$.

Полученные численные значения диаметров валов округляют до ближайших больших стандартных значений по ГОСТ 6636-69 (табл. 3.3).

Таблица 3.3. Стандартные диаметры валов, мм (ГОСТ 6636-69)

16	17	18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	55	60
63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
120	125	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220

4. Модуль зубьев

Минимальное значение модуля m_{min} определяют из условия прочности:

$$m_{min} \geq \frac{K_m M_2 (i+1)}{i a_w b_2 [\sigma_F]},$$

где K_m - коэффициент, зависящий от вида передачи (для прямозубой - $K_m = 6,8$; для косозубой - $K_m = 5,8$; для шевронной - $K_m = 5,2$);

$[\sigma_F]$ соответствует меньшему из значений $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$.

Принимают значение модуля m , согласуя его со стандартным значением по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) табл. 3.4.

Таблица 3.4. Стандартные значения модуля зубьев m по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76)

1-й ряд	1,0		1,25		1,5		2,0		2,5		3,0
2-й ряд		1,12 5		1,37 5		1,75		2,25		2,75	
1-й ряд		4,0		5,0		6,0		8,0		10,0	
2-й ряд	3,5		4,5		5,5		7,0		9,0		11,0

5. Минимальный угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\sin \beta_{min} = \frac{4m}{b_2}.$$

6. Суммарное число зубьев

для прямозубой передачи:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

для косозубой и шевронной передач:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w \sin \beta_{min}}{m} \leq [Z_{\Sigma}],$$

где $[Z_{\Sigma}]$ - наибольшее допустимое количество зубьев. Принять $[Z_{\Sigma}] = 200$.

Полученное значение Z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа.

7. Фактический угол наклона зубьев (для косозубой и шевронной передач), град.

$$\cos \beta = \frac{m Z_{\Sigma}}{2a_w}.$$

Для косозубых колес $\beta = 8 \dots 25^{\circ}$, для шевронных - $\beta = 25 \dots 40^{\circ}$.

8. Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq z_{1min}; \quad z_2 = Z_{\Sigma} - z_1.$$

Полученное значение z_1 округляют до целого числа. Для прямозубых колес $z_{1min} = 17$; для косозубых и шевронных - $z_{1min} = 17 \cos^3 \beta$.

9. Фактическое передаточное число

$$i_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 5 %.

10. Делительные (начальные) диаметры, мм для прямозубой передачи

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2;$$

для косозубой и шевронной передач

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta}.$$

11. Уточненное межосевое расстояние, мм

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

12. Диаметр вершин зубьев, мм

$$d_{a1,a2} = d_{1,2} + 2m.$$

13. Окружная сила в зацеплении, Н

$$F_t = \frac{2M_2}{d_2}.$$

14. Радиальная сила в зацеплении, Н

для прямозубых колес

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w;$$

для косозубых и шевронных колес

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

где α_w - стандартный угол зацепления, град. ($\alpha_w = 20^\circ$).

15. Проверка соблюдения условия прочности по контактным напряжениям, МПа для прямозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

для косозубой и шевронной передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w i} \cdot \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (i+1)^3}{b_2}},$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений между зубьями ($K_{H\alpha} = 1,01 \dots 1,12$);

K_{HV} - коэффициент динамической нагрузки (для прямозубой - $K_{HV} = 1,1 \dots 1,2$; для косозубой и шевронной - $K_{HV} = 1,05 \dots 1,1$).

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_H \leq 1,1[\sigma_H].$$

16. Сравнительная прочность зубьев на изгиб, МПа

$$\sigma_{F1,2} = \frac{[\sigma_F]_{1,2}}{Y_{F1,2}},$$

где $Y_{F1,2}$ - коэффициент формы зуба (ГОСТ 21354-75) табл. 3.5.

Таблица 3.5. Значения коэффициента Y_F в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса

Число зубьев, z	17	20	25	30	40	50	60	80 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

17. Проверка соблюдения условия прочности по напряжениям изгиба (производиться по наименьшему значению из σ_{F1} или σ_{F2} , вычисленному в пункте 16), МПа

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F],$$

где $K_{F\alpha}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес $K_{F\alpha} = 1$, для косозубых и шевронных колес $K_{F\alpha} = 0,72 \dots 0,91$);

$K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{F\beta} = 1,01 \dots 1,73$);

K_{FV} - коэффициент динамичности (для прямозубых колес $K_{FV} = 1,2 \dots 1,4$; для косозубых и шевронных - $K_{FV} = 1,05 \dots 1,2$);

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба ($Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140^o}$).

18. Определение параметров для конструирования колес.

Диаметры впадин, мм

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5m.$$

Длины ступиц, мм

$$L_{cm1,2} = 1,5D_{B1,2}.$$

Наружные диаметры ступиц, мм

$$D_{cm1,2} = 1,6D_{B1,2}.$$

Диаметры валов, мм

$$D_{1,2} = 1,2D_{B1,2}.$$

Толщина обода зубчатого венца, мм

$$\delta = 2,25m.$$

Толщина обода зубчатого колеса (δ) должна быть не менее 8 мм.

Толщина диска

$$s = 0,33b_2.$$

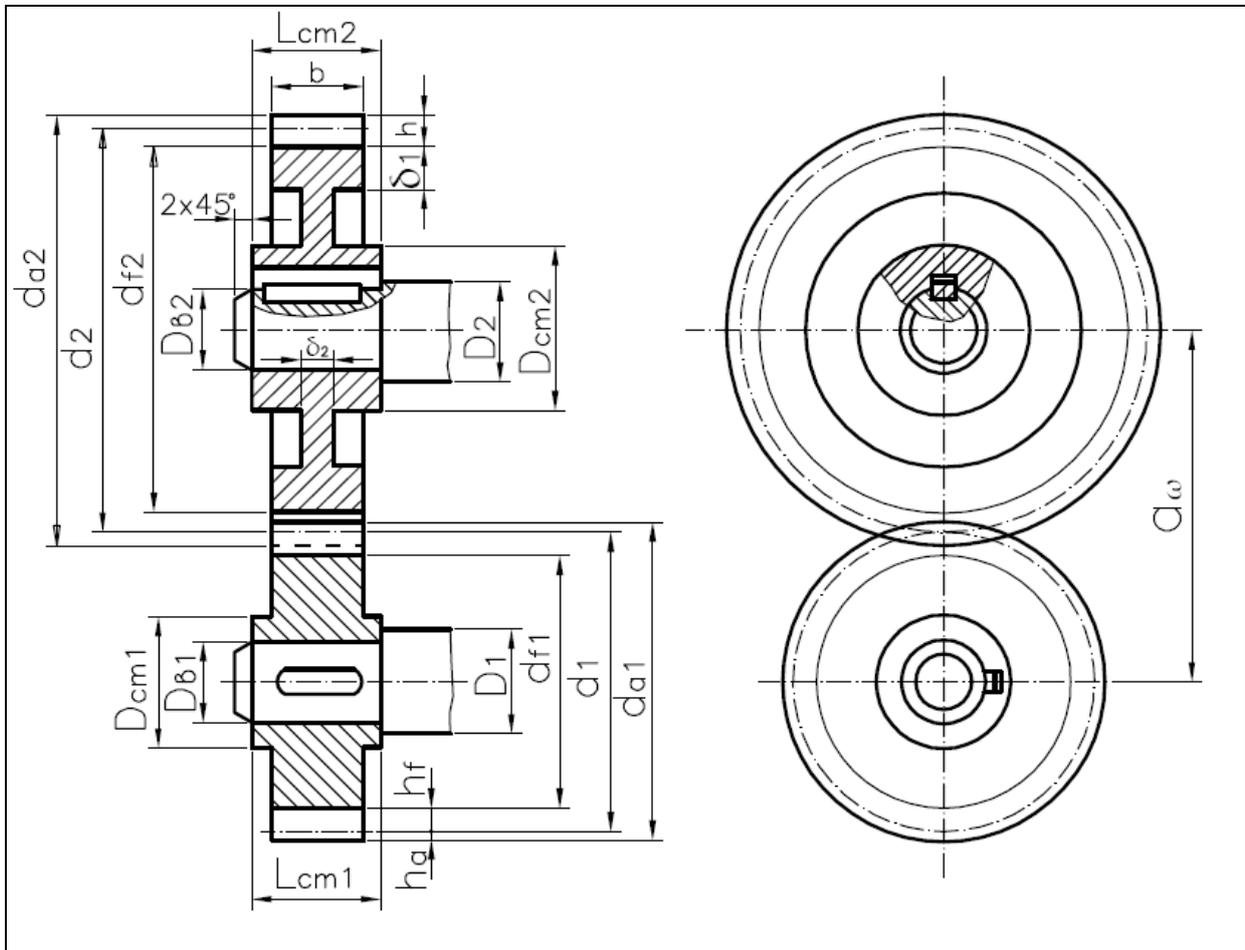


Рис. 1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи.

3.3. Расчет конических зубчатых передач

1. Диаметр внешней делительной окружности колеса, мм:

$$d'_{e2} = 165^3 \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} i M_2}{\mathcal{G}_H [\sigma]_H^2}}$$

Коэффициент \mathcal{G}_H принимают:

- для прямозубых колес 0,85;
- для колес с круговым зубом по табл. 3.6.

Таблица 3.6. Значения коэффициентов \mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F для колес с круговым зубом.

Твердость HB_1 и HB_2 шестерни и колеса	Значения коэффициентов	
	\mathcal{G}_H	\mathcal{G}_F
$HB_1 \leq 350$ HB $HB_2 \leq 350$ HB	$1,22+0,21i$	$0,94+0,08i$
$HB_1 \geq 440$ HB $HB_2 \leq 350$ HB	$1,13+0,13i$	$0,85+0,04i$
$HB_1 \geq 440$ HB $HB_2 \geq 440$ HB	$0,81+0,15i$	$0,65+0,11i$

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по формуле: $K_{H\beta} = \frac{1 + 2\psi_{bd}}{S} \leq 2,0$,

Фактическое передаточное число определяют по формуле: $i_\phi = \frac{z_2}{z_1}$; отклонение от заданного числа не должно превышать 4%, т.е.

$$\Delta i = \frac{|i_\phi - i|100}{i} \leq 4\%$$

6. Окончательные значения размеров колес.

Углы делительных конусов колеса и шестерни:

$$\delta_2 = \arctg i_\phi, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес:

$$d_{e1} = m_e(m_{te})z_1, \quad d_{e2} = m_e(m_{te})z_2$$

Коэффициенты смещения для шестерни и колеса определяют по формулам:

$$\chi_{e1} = 2,6i^{0,14}z_1^{-0,67}, \quad \chi_{e2} = -\chi_{e1};$$

$$\chi_{n1} = 1,75i^{0,4}z_1^{-0,67}, \quad \chi_{n2} = -\chi_{n1}$$

или принимают по таблицам 2.7 и 2.8 [2].

Внешние диаметры колес:

прямозубых

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + \chi_{e1})m_e \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + \chi_{e2})m_e \cos \delta_2;$$

с круговым зубом

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + \chi_{n1})m_{te} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + \chi_{n2})m_{te} \cos \delta_2.$$

7. Силы в зацеплении.

Окружная сила на среднем диаметре колеса: $F_t = \frac{2 \cdot M_2}{d_{m2}}$, где $d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2}$

Осевая сила на шестерне:

прямозубой $F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$

с круговым зубом $F_{a1} = \gamma_a F_t.$

Радиальная сила на шестерне:

прямозубой $F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$

с круговым зубом $F_{r1} = \gamma_r F_t.$

Осевая сила на колесе: $F_{a2} = F_{r1}.$

Радиальная сила на колесе: $F_{r2} = F_{a1}.$

Коэффициенты γ_a и γ_r :

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1; \quad \gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1.$$

8. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба.

Напряжения изгиба в зубьях колеса: $\sigma_{F2} = \frac{K_{Fv} K_{F\beta} Y_{FS2} F_t}{b m_e (m_{te}) \mathcal{J}_F};$

Напряжения изгиба в зубьях шестерни: $\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}}.$

Значения коэффициентов Y_{FS1} и Y_{FS2} принимают по таблице 2.9 [2].

Расчетное напряжение изгиба должно быть $\sigma_F \leq 1,1 \cdot [\sigma]_F$.

9. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное контактное напряжение: $\sigma_H = 2,12 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} i M_2}{d_{e2}^3 \rho_H}}$

Расчетное контактное напряжение должно быть $\sigma_H = (0,9 \dots 1,03) [\sigma]_H$. При несоблюдении этого условия изменяют диаметр колеса d_{e2} .

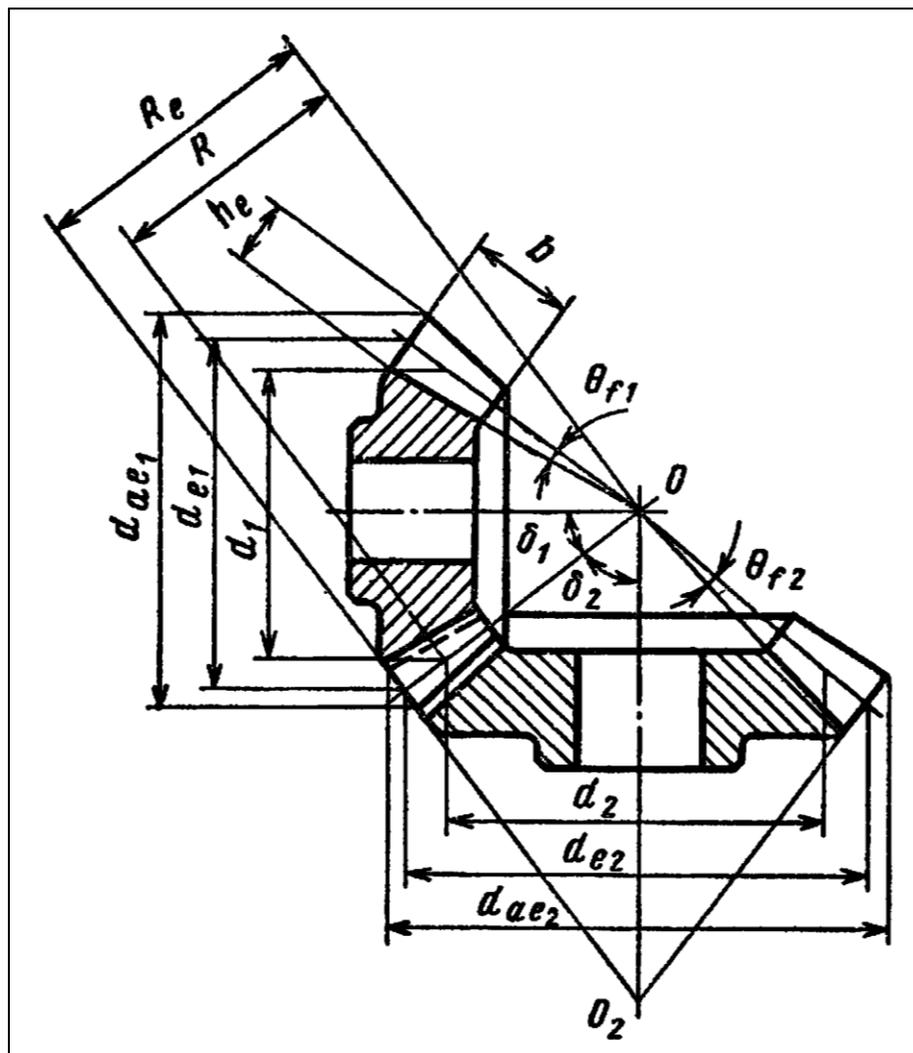


Рис. 2. Геометрические параметры конической зубчатой передачи.

4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

4.1. Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых колес определены из расчета и показаны на рис.1.

Форма зубчатых колес может быть плоской - рис.3 а) и б) или с выступающей ступицей - рис.3 б). Значительно реже (чаще в одноступенчатых редукторах) колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

Ширину S торцов зубчатого венца принимают $S = 2,2m + 0,05b_2$.

На торцах зубчатого венца выполняют фаски $f = (0,5 \dots 0,6)m$.

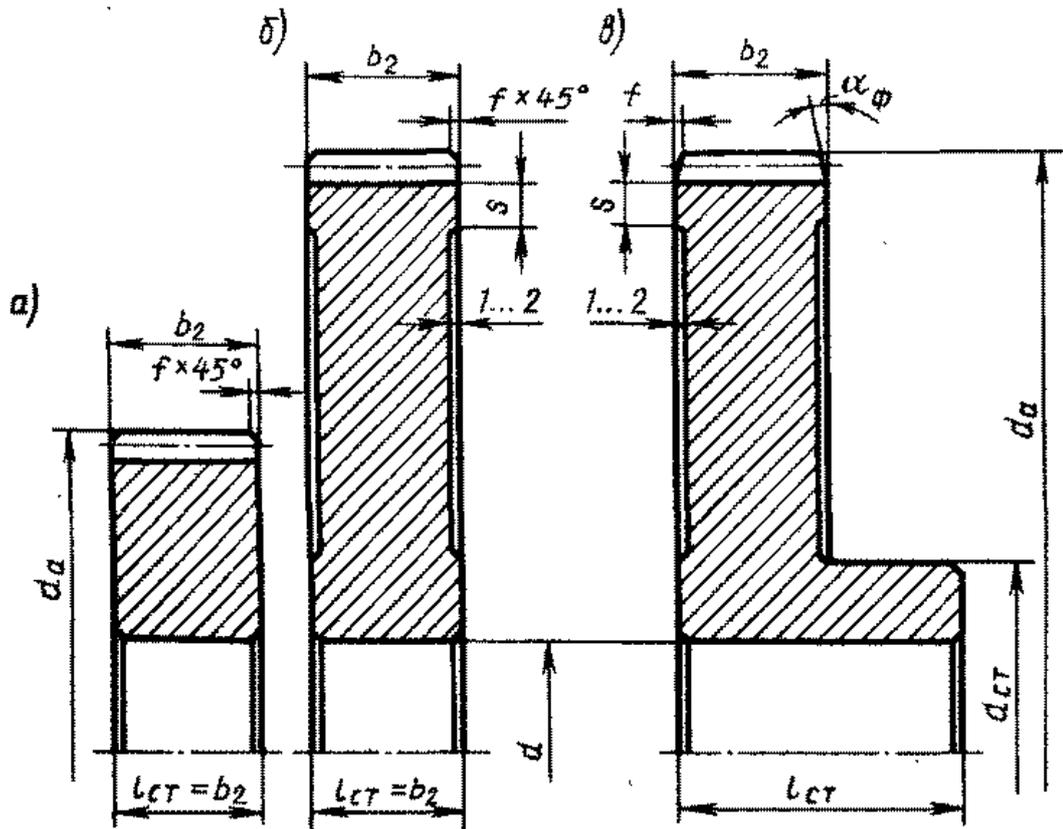
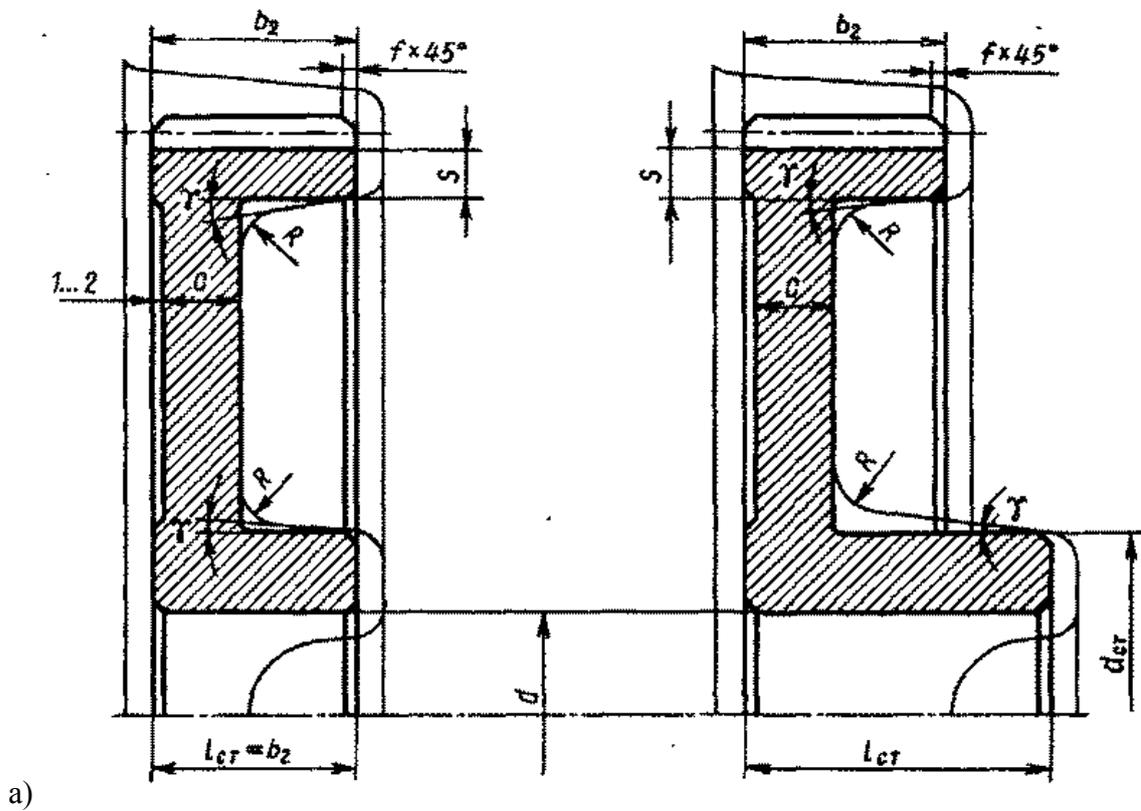
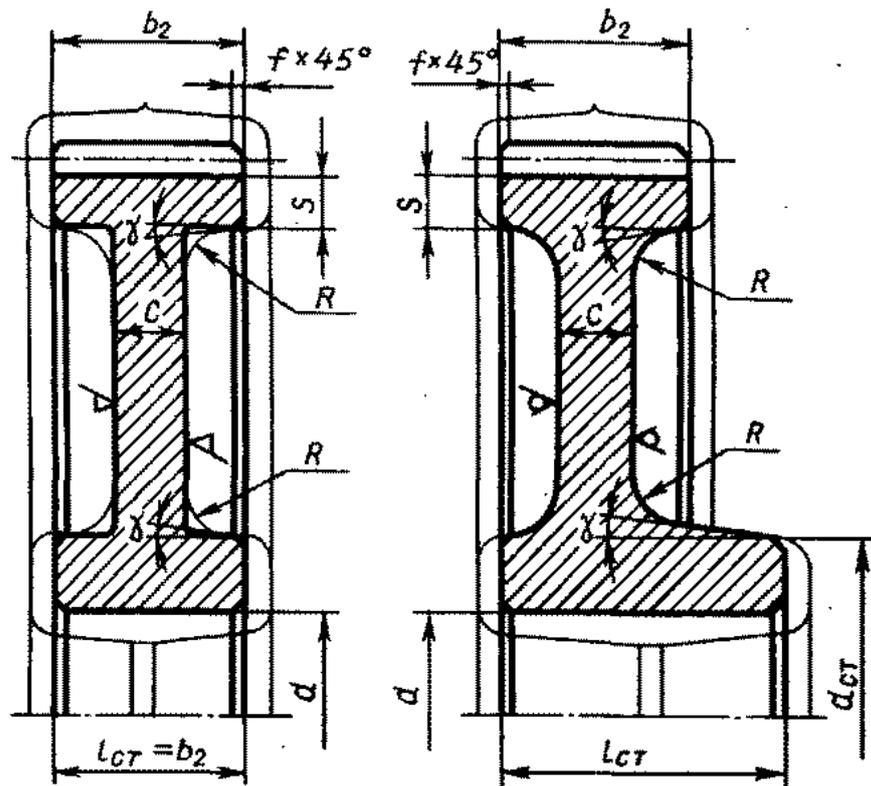


Рис. 3. Простейшие формы цилиндрических зубчатых колес, изготавливаемых при мелкосерийном производстве





б)

Рис. 4. Формы цилиндрических зубчатых колес, изготавливаемых при серийном производстве

Возможны два конструктивных исполнения шестерен зубчатых передач; за одно целое с валом (*вал-шестерня*) и отдельно от него (*насадная шестерня*). Качество (жесткость, точность и т. д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни, поэтому все шестерни редукторов выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют, например, в тех случаях, когда по условиям работы шестерня должна быть подвижной вдоль оси вала.

На рис.5 показаны конструкции вала-шестерни: *а*—быстроходной (с небольшим передаточным числом) и *б*— тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора. Обе конструкции обеспечивают нарезание зубьев со свободным выходом инструмента.

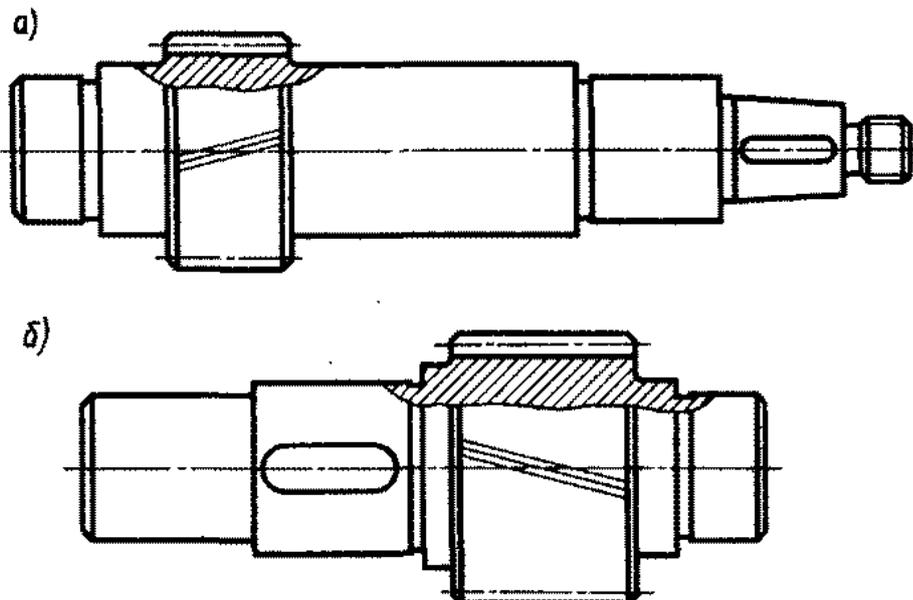


Рис. 5. Конструкции вала-шестерни: *а*—быстроходной (с небольшим передаточным числом) и *б*— тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора

4.2. Конструирование конических зубчатых колес

Основные геометрические размеры конических зубчатых колес определены из расчета и показаны на рис.2.

Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм показаны на рис. 6. При угле делительного конуса $\delta < 30^\circ$ колеса выполняют по рис. 6 а), а при угле $\delta > 45^\circ$ по рис. 6 б). Если угол делительного конуса находится между 30 и 45°, то допускают обе формы конических колес.

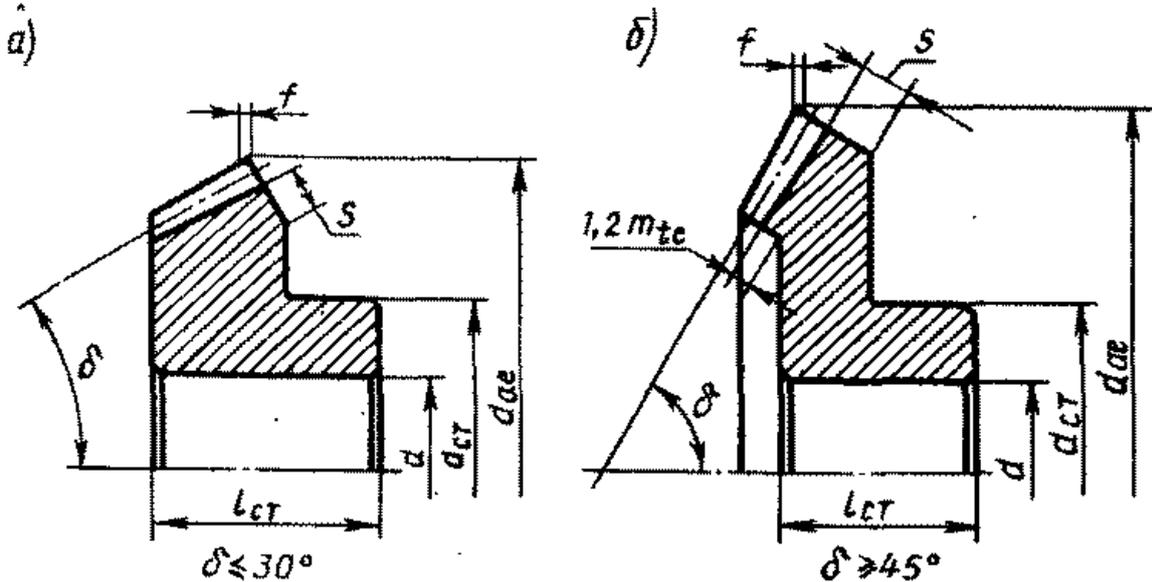


Рис. 6. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм.

По рис. 7 а) конструируют колеса при единичном и мелкосерийном производстве. По рис. 7 б) конструируют конические колеса при крупносерийном производстве.

При любой форме колес внешние углы зубьев притупляют фаской $f = 0,5m_{te}$. Ширину S (мм) принимают: $S = 2,5m_{te} + 2$ мм.

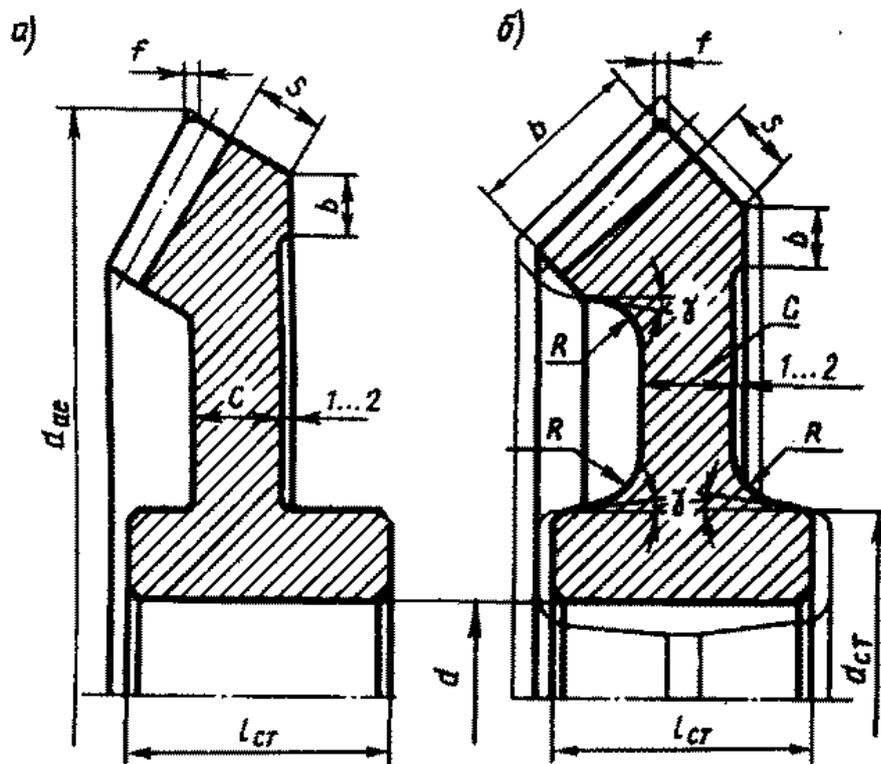


Рис. 7. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} > 120$ мм.

Конструкция конического вола-шестерни показана на рис.8.

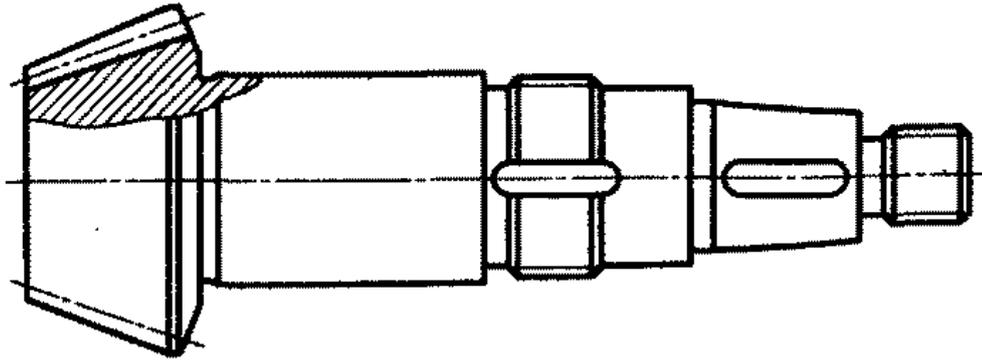


Рис. 8. Конструкция конического вала-шестерни.

Подробно о конструировании зубчатых колес смотри в учебном пособии [2], глава 4.

П1. Пример оформления титульного листа

МЧС РОССИИ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ

Кафедра механики и инженерной графики

Расчетно-графическая работа
«Расчет зубчатых передач»

Вариант № 23

Выполнил: слушатель 309 учебной группы факультета пожарной безопасности рядовой внутренней службы Сидоров А.Г.

Проверил: доцент кафедры механики и инженерной графики
подполковник внутренней службы
Мороз Н.А.

Дата сдачи _____

Оценка _____

Санкт-Петербург - 2017

П2. Пример оформления листа исходных данных (второй лист работы).

Исходные данные для выполнения КР

Вариант №23

Выполнить расчет зубчатой цилиндрической косозубой передачи.

Мощность на ведомом валу $N_2=11$ кВт.

Угловая скорость $\omega_2=25$ рад/с.

Передаточное число передачи $i=4,0$

Материал колес Ст.40ХН

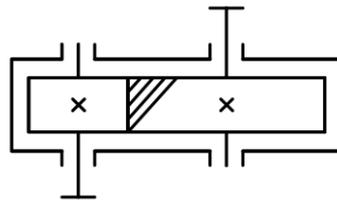
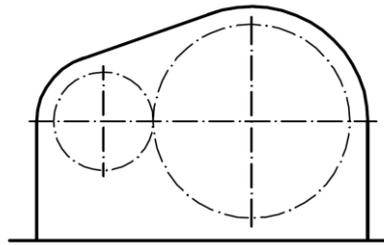


Схема цилиндрического редуктора
с зубчатой косозубой передачей

ПЗ. Пример оформления графической части работы

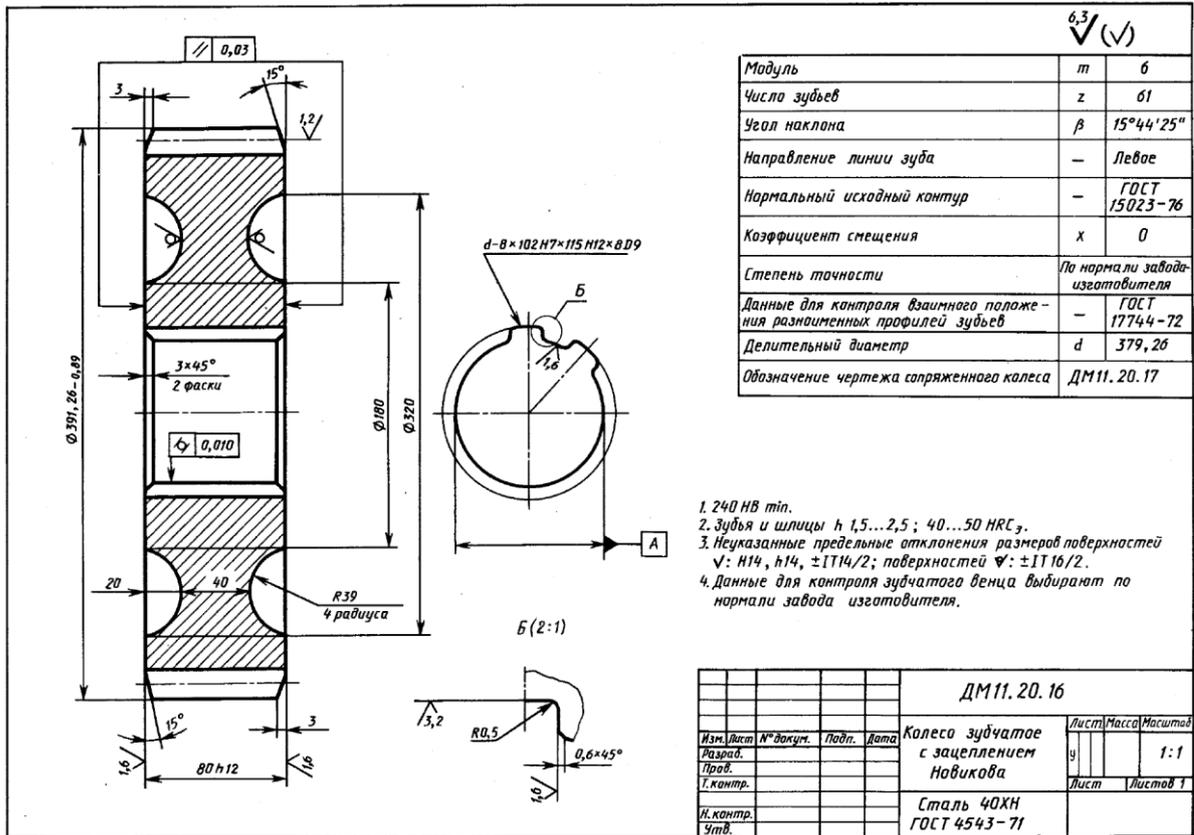


Рис. П1. Рабочий чертеж зубчатого цилиндрического колеса

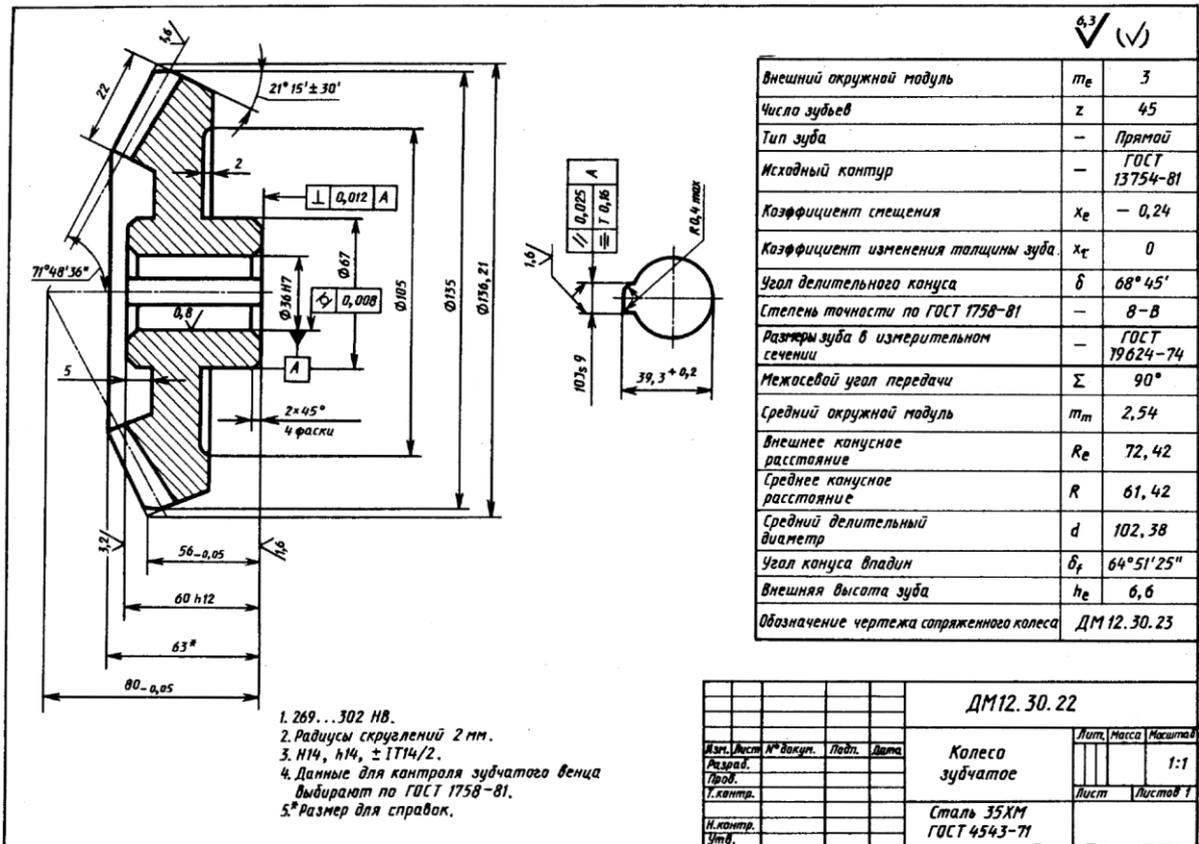


Рис. П2. Рабочий чертеж зубчатого конического колеса

Под общей редакцией
Эдуарда Николаевича Чижикова

Качуро Александр Михайлович
кандидат технических наук
Мороз Наталья Александровна
кандидат технических наук

**Методические рекомендации по выполнению контрольной работы
для слушателей заочного обучения
по дисциплине**

«ДЕТАЛИ МАШИН»

заочной формы обучения

Специальность/направление подготовки
20.05.01 ПОЖАРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ
Специализация/профиль
для всех специализаций
Квалификация
СПЕЦИАЛИСТ

Печатается в авторской редакции
Ответственный за выпуск К.С. Иванов

Подписано в печать 00.00.2000

Формат 60×84 ^{1/16}

Печать трафаретная

Объем 0,0 п.л.

Тираж 000 экз.

Отпечатано в Санкт-Петербургском университете ГПС МЧС России
196105, Санкт-Петербург, Московский проспект, д. 149