



Н.Н. Черемных

# **РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ**

Екатеринбург  
2016

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра автомобилестроения

Н.Н. Черемных

# **РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ**

Учебно-методическое пособие  
для изучения теоретического курса, практических занятий  
и организации самостоятельной работы обучающихся  
по направлению 20.03.02 (280100.62) «Природообустройство  
и природопользование»; дисциплина «Механика»  
всех форм обучения

Екатеринбург  
2016

Печатается по рекомендации методической комиссии ИАТТС.  
Протокол № 2 от 26 октября 2015 г.

Рецензент – Д.В. Демидов, канд. техн. наук, доцент кафедры автомобильного транспорта

Редактор Ленская А.Л.  
Оператор компьютерной верстки Е.А. Газеева

---

Подписано в печать 16.03.16		Поз. 1
Плоская печать	Формат 60×84 1/16	Тираж 10 экз.
Заказ №	Печ. л. 0,93	Цена руб. коп.

---

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ  
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

### 1.1. Виды передач

*Зубчатыми передачами*, в широком смысле слова, называют механизмы, в которых силовое замыкание и движение между звеньями (зубчатыми колесами) осуществляется с помощью последовательно зацепляющихся зубьев (рис. 1). Их используют в большинстве машин и устройств лесного комплекса для передачи крутящего момента в широком диапазоне мощностей и скоростей между параллельными (а, б, в), пересекающимися (г, д), перекрещивающимися (е, ж) валами.

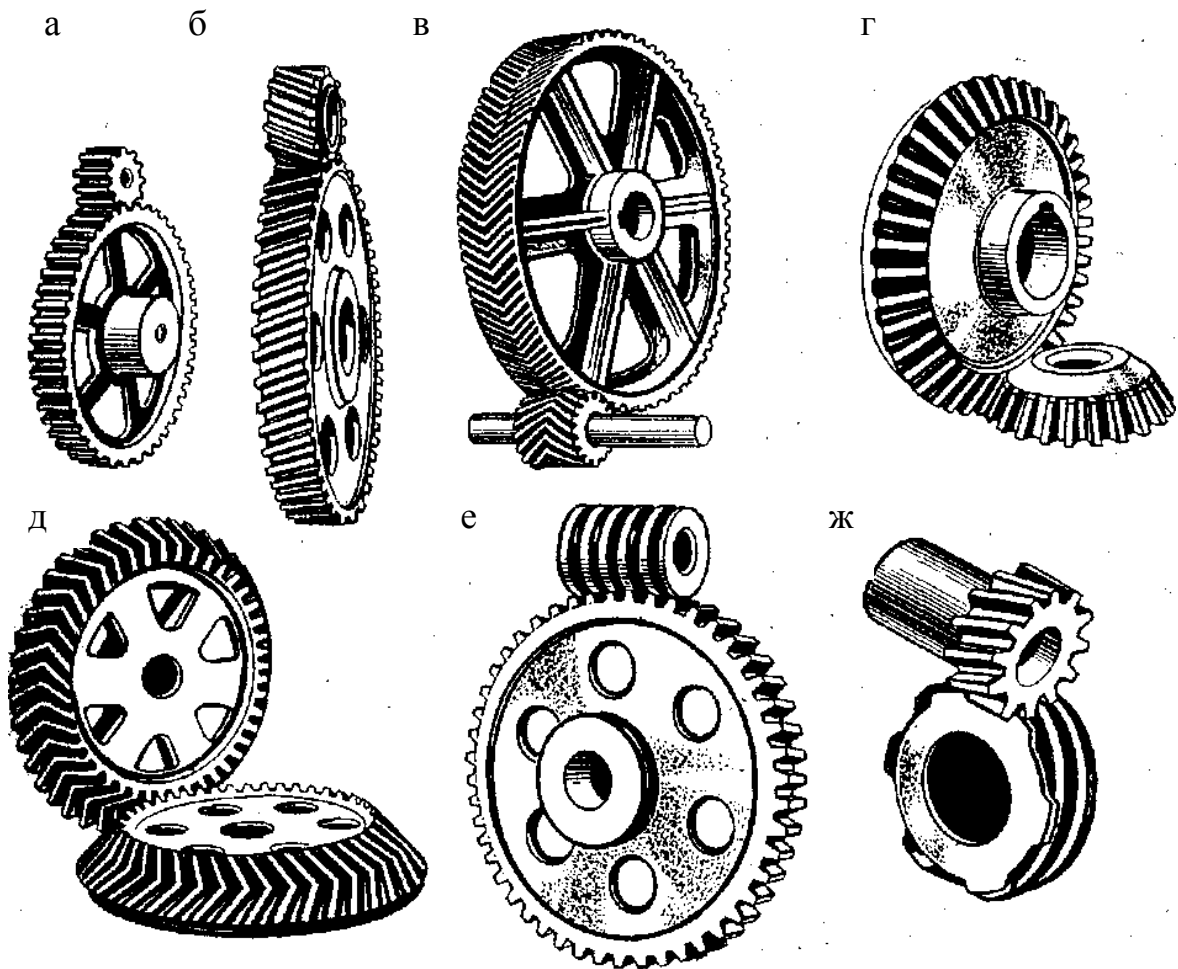


Рис. 1. Типы передач зацеплением

Первая группа передач представляет собой прямозубые, косозубые и шевронные цилиндрические передачи, вторая – конические, третья – червячные и винтовые передачи. Последняя передача, как правило, не является силовой; к примеру, в карбюраторном двигателе она служит для привода кулачкового валика прерывателя – распределителя.

Силловые передачи используются в многочисленных редукторных передачах автомобилей, тракторов, приводов лесотранспортеров, многооперационных технологических машин и в других случаях передачи движения и мощности от двигателя к рабочим органам.

Здесь мы не останавливаемся на реечно-зубчатой передаче (рулевое управление переднеприводных автомобилей, механизм центрирования шпального кряжа шпалопильного полуавтомата и др.), волновой передаче (одно из колес – гибкое), планетарной передаче (оси колес перемещаются в пространстве).

Ведущая зубчатка (с меньшим числом зубьев) называется *шестерней* (в деталях точных приборов – *трибкой*), ведомая – *колесом*. Если зубья на колесе нарезаны с внутренней стороны обода, то передача с таким колесом и обычной шестерней называется передачей с *внутренним зацеплением*.

Условные изображения, используемые в машчерчении при выполнении зубчатых колес, а также при выполнении сборочных чертежей открытых или закрытых (редукторных) передач, содержащих указанные детали, выполняются по ГОСТ 2.402-68 (рис. 2 и 3).

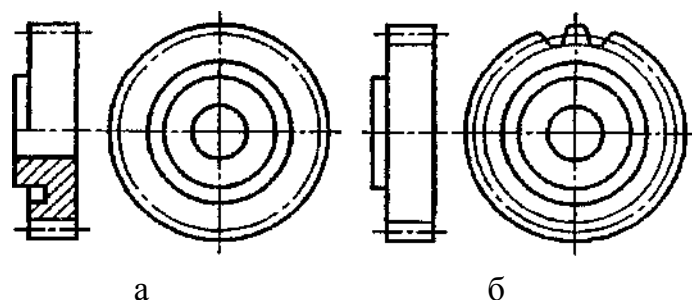


Рис. 2. Пример изображения зубчатого колеса (а) с пояснением формулы зуба (б)

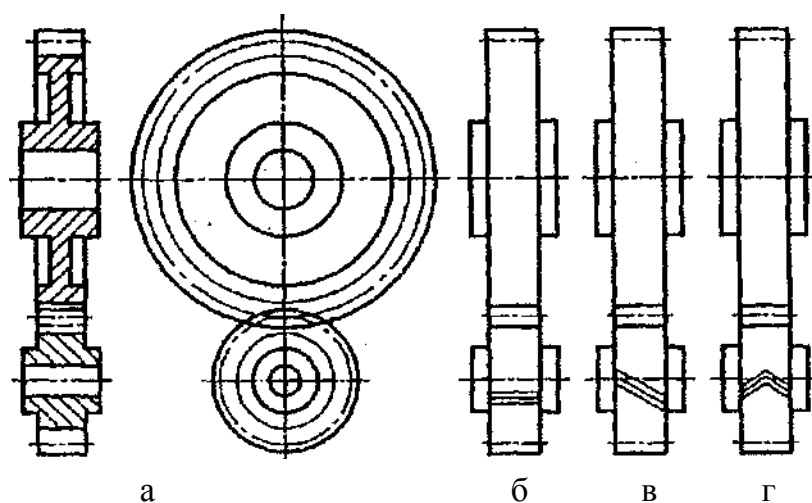


Рис. 3. Пример изображения зубчатой передачи:  
а – в разрезе; б – прямозубой; в – косозубой; г – шевронной

Зубья зубчатых колес вычерчивают в осевых разрезах и сечениях. Если необходимо показать профиль зуба, его вычерчивают или на выносном элементе или на ограниченном участке изображения детали (см. рис. 2, б). Окружности и образующие поверхностей выступов зубьев (цилиндров) показывают сплошными основными линиями (толщина 0,5–1,4 мм по ГОСТ 2.303-68), в том числе и в зоне зацепления. Такими же линиями на всем протяжении показывают окружности и образующие поверхностей впадин зубьев в разрезах и сечениях. На видах допускается показывать окружности и образующие поверхностей впадин зубьев сплошными тонкими линиями (их толщина  $1/3$ – $1/2$  от толщины основной линии).

На чертежах колес показывают делительные окружности, делительные линии, образующие делительных поверхностей (цилиндров). На сборочных чертежах показываются начальные окружности и начальные линии, образующие начальных поверхностей. Делительные, начальные окружности и линии, образующие делительных и начальных поверхностей, показывают тонкими штрихпунктирными линиями (толщина  $1/3$ – $1/2$  от толщины основной линии; длина штрихов 5–30 мм, расстояние между штрихами 3–5 мм).

Если секущая плоскость проходит через оси обеих зубчаток, находящихся в зацеплении, то на разрезе в зоне зацепления зуб ведущей зубчатки (шестерни) предпочтительно показывать видимым (см. рис. 3,а), т.е. расположенным перед зубом сопрягаемой ведомой зубчатки – колеса. При необходимости показать направление зубьев на изображение поверхности зубьев (как правило, вблизи оси) наносят три сплошные линии с соответствующим наклоном (см. рис. 3,б,в,г).

## 1.2. Материалы зубчаток, конструкции, размеры

Как правило, в качестве материала зубчатых колес используют углеродистые качественные стали (45; 50 по ГОСТ 1050-88), легированные конструкционные (40 X; 40 ХН; 35 ХМ; 45 ХЦ; 20 X; 20 ХНМ; 18 ХГТ; 12 ХНЗА; 25 ХГНМ по ГОСТ 4543-71) с различными видами термообработки (улучшение, цементация, закалка и др.) Твердость зубьев шестерни обычно выше, чем у колеса. Смазочные шестерни (не несут нагрузки, а служат только для целей разбрызгивания смазки) изготавливают зачастую из неметаллического материала, к примеру, из текстолита конструкционного ПКТ или ПТ по ГОСТ 5-78 (слоистый пластический материал, получаемый прессованием уложенных правильными слоями полотнищ ткани, пропитанной искусственными смолами).

*Студенты, выполняющие задания четных вариантов, принимают материал для шестерни 40 X ГОСТ 4543-71, для колеса - 45 ГОСТ 1050-88; нечетных - соответственно 40 ХН и 45 ХЦ (по ГОСТ 4543-71).*

Колеса (ведомые зубчатки), как правило, выполняют насадными на валу (отдельно от вала), а шестерни - зачастую заодно с валом. В этом случае ее называют *вал-шестерней* (рис. 4).

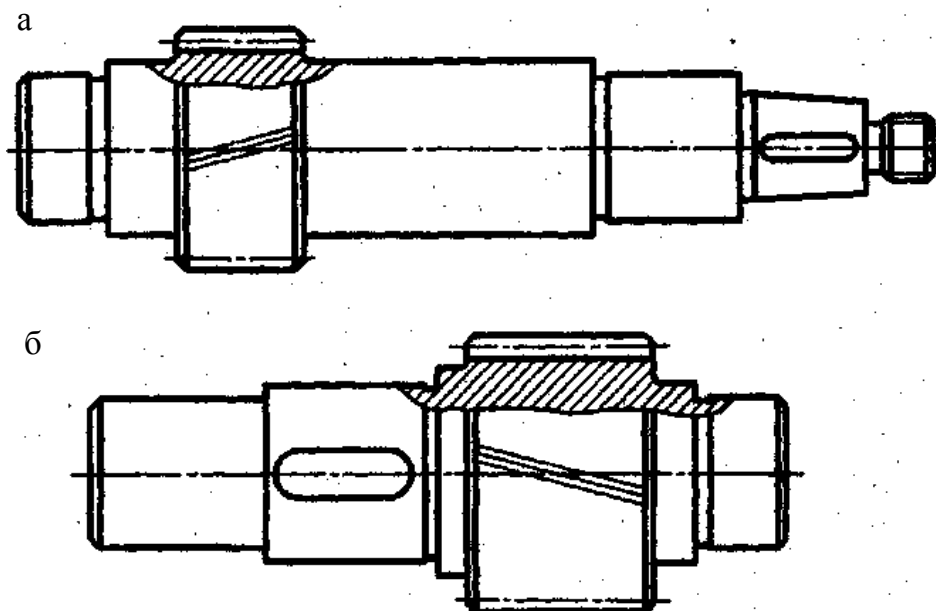


Рис. 4. Примеры конструкций вал-шестерни

На рис. 4,а показана быстроходная вал-шестерня, на рис. 4,б - тихоходная (промежуточный вал) ступени двухступенчатого редуктора. Обе шестерни косозубые. Выступающий из редуктора правый конец вал-шестерни (рис. 4,а) выполнен конической формы для удобства сборки – разборки. Цилиндрическая форма конца обеспечивает более простую обработку (точение), но трудоемкую сборку-разборку.

Конструкции зубчатых колес (у них различают ступицу для посадки на вал, диск и венец) разнообразны и определяются технологией изготовления заготовки колеса и технологией нарезания (получения) зубьев. Все это, в конечном итоге, зависит от вида производства: единичного, мелкосерийного, серийного и массового. Здесь мы остановимся на конструкциях, ориентированных на единичное и мелкосерийное производство (рис. 5). На рис. 5,а,б форма колеса – плоская; на рис 5,в – с выступающей ступицей. Со ступицей, выступающей в обе стороны, колеса делают реже (обычно это встречается в одноступенчатых редукторах, когда продольная ось редуктора совпадает с серединой ширины зубчаток).

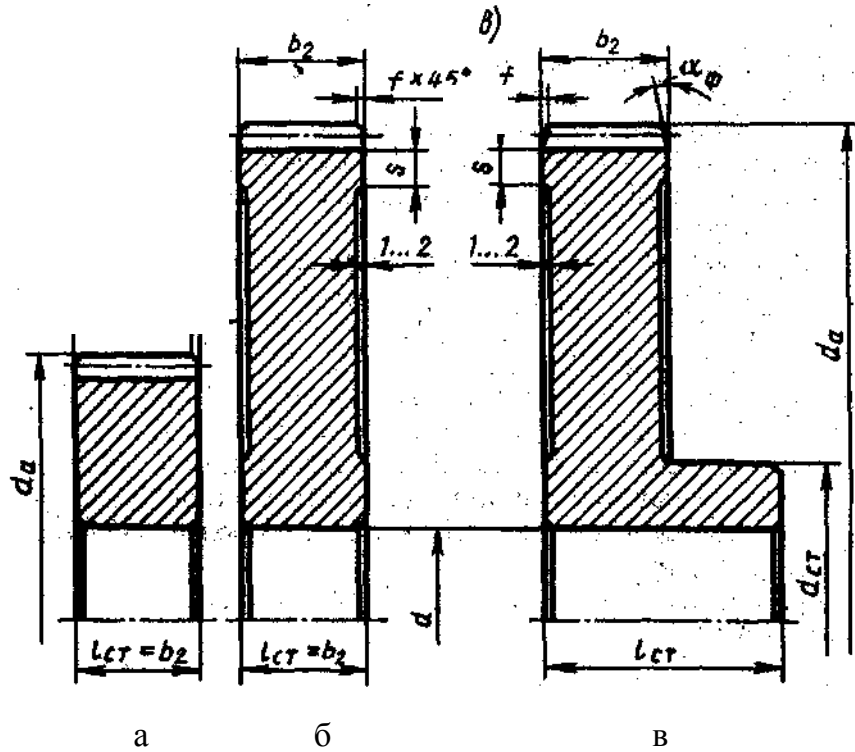


Рис. 5. Примеры конструкций зубчатых колес

Задаемся (в соответствии с вариантом) основным параметром зацепления - модулем « $m$ » в миллиметрах (его значения строго стандартизованы по ГОСТ 9563-60):

$$m = \frac{P_a}{\pi}, \quad (1)$$

где  $P_a$  – шаг зацепления;  
 $\pi = 3,14$ .

Делительный диаметр

$$d = m z, \quad (2)$$

где  $z$  – число зубьев; для шестерни это будет –  $z_1$ ; для колеса –  $z_2$ .

Высота головки зуба

$$h_a = m. \quad (3)$$

Высота ножки зуба

$$h_f = 1,25 m. \quad (4)$$

Высота зуба (головки и ножки)

$$h = 2,25 m. \quad (5)$$



Диаметр окружности выступов (из трех диаметров, характеризующих зацепление, он единственный, который ГОСТ 2.403-75 требует ставить на зубчатом венце на рабочем чертеже колеса, шестерни)

$$d_a = m (z + 2). \quad (6)$$

Эта формула и формула (7) получаются с учетом зависимостей (2), (3), (4).  
Диаметр окружности впадин

$$d_f = m (z - 2,5). \quad (7)$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = (10...20) m. \quad (8)$$

Для шестерни (так как она шире колеса)

$$b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм}. \quad (9)$$

Чтобы уменьшить объем точной обработки резанием, на дисках зубчаток выполняют выточки (см. рис. 5,б,в). При диаметре  $d_a < 80$  мм эти выточки, как правило, не делают (см. рис. 5,а).

Ширину торцов зубчатого венца принимают

$$S = 2,2 m + 0,05 b_2. \quad (10)$$

На торцах венца (зубьях и углах обода) выполняют фаски

$$f = (0,5...0,6) m. \quad (11)$$

Острые кромки на торцах ступицы и посадочного отверстия под вал также притупляют фасками, размеры которых принимают по табл. 1.

Таблица 1

d, мм	20...30	30...40	40...50	50...80	80... 120	120...150	150...250	250...500
f, мм	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

Для прямозубых колес фаску выполняют под углом  $\alpha_\phi = 45^\circ$ ; такой же угол и на остальных фасках. Длину ступицы принимают равной или больше ширины венца ( $l_{cm} \geq b_2$ ) обычно по зависимости

$$l_{cm} = (1,0...1,5)d. \quad (12)$$

Диаметр ступицы для стальных колес назначают по формуле

$$d_{cm} = (1,5 \dots 1,55) d. \quad (13)$$

Если  $d_{al}$  меньше  $D_1 + 30$  мм, то шестерню выполняют заодно с валом (вал-шестерня по рис. 4).

Длину призматической шпонки  $l$  (она служит для передачи крутящего момента от вала к зубчатке и наоборот) назначают на  $3 \dots 10$  мм короче длины ступицы и окончательно принимают из ряда стандартных длин шпонок: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

Размеры шпонок (сечение  $b \times h$ ) принимают в зависимости от посадочного диаметра вала (в нашем задании  $D_1$  и  $D_2$ ), остальные конструктивные зависимости (глубина шпоночной канавки на валу и паза в ступице) – по рис. 6 и табл. 2. (все размеры в мм). Следует обратить внимание, что размер  $t_2$  всегда дробный.

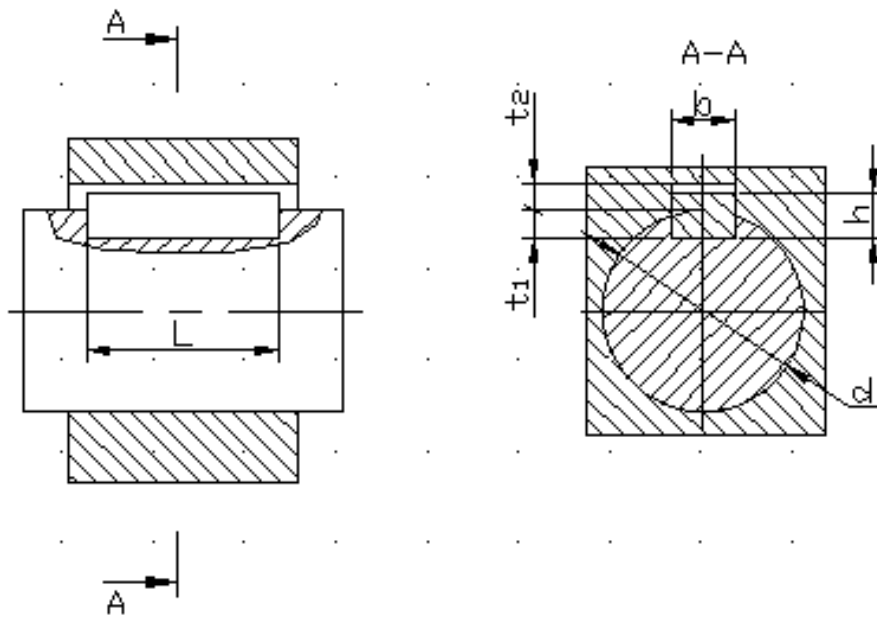


Рис. 6. Основные конструктивные размеры для шпоночных паза и канавки

Размеры, полученные по зависимостям (8), (9), (10), (12), (13), окончательно принимают (ближайшие большие) из ряда нормальных длин и диаметров (в мм): 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,0; 4,2; 4,5; 4,8; 5,0; 5,3; 5,6; 6,0; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10,0; 10,5; 11,0; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500.

Таблица 2

Диаметр вала, $d$	Сечение шпонки		Фаска у шпонки, $S$	Глубина паза		Длина $l$
	$b$	$h$		вала $t_1$	ступицы $t_2$	
Свыше 12 до 17	5	5	0,25 – 0,4	3	2,3	10 – 56
Свыше 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14 – 70
Свыше 22 до 30	8	7		4	3,3	18 – 90
Свыше 30 до 38	10	8		5	3,3	22 – 110
Свыше 38 до 44	12	8	0,4 – 0,6	5	3,3	28 – 140
Свыше 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36 – 160
Свыше 50 до 58	16	10		6	4,3	45 – 180
Свыше 58 до 65	18	11		7	4,4	50 – 200
Свыше 65 до 75	20	12		7,5	4,9	56 – 220
Свыше 75 до 85	22	14		0,6 – 0,8	9	5,4
Свыше 85 до 95	25	14	9		5,4	70 – 280
Свыше 95 до 110	28	16	10		6,4	80 – 320
Свыше 110 до 130	32	18	11,0		7,4	100 – 400
Свыше 130 до 150	36	20	12,0		8,4	100 – 400
Свыше 150 до 170	40	22	13,0	9,4	100 – 400	

## 2. СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ

Работа состоит из трех частей. На листах форма А4 выполняются расчеты для последующего графического оформления задания. Сама графическая часть включает в себя сборочный чертеж на листе формата А3 (фронтальный разрез зубчатой передачи на месте главного вида и вид слева с местными разрезами шпоночного и шлицевого (если шестерня насадная) соединений, простановкой своих расчетных числовых размеров и нанесением позиций (вала быстроходного или вал-шестерни, вала тихоходного, колеса зубчатого, шестерни, если она насадная, и стандартного изделия – шпонки). Сама спецификация пишется на отдельном листе формата А4. На листах формата А4 или А3(как правило) выполняется рабочий чертеж колеса зубчатого. Материал в штампе обозначается по своему варианту.

### 3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные:  $m = 3$  мм;  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $D_1 = 32$  мм;  $D_2 = 45$  мм.  
Материалы колеса и шестерни (в соответствии с вариантом).

Результаты расчета:

$$\begin{aligned}d_1 &= m z_1 = 3 \times 20 = 60 \text{ мм}; \\d_2 &= m z_2 = 3 \times 60 = 180 \text{ мм}; \\h_a &= m = 3 \text{ мм}; h_f = 1,25 m = 1,25 \times 3 = 3,75 \text{ мм}. \\&\text{высота зуба } h = h_a + h_f.\end{aligned}$$

Межосевое расстояние

$$\begin{aligned}a_w &= \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{3(20 + 60)}{2} = 120 \text{ мм}; \\d_{a1} &= m (z_1 + 2) = 3 (20 + 2) = 66 \text{ мм}; \\d_{a2} &= m (z_2 + 2) = 3 (60 + 2) = 186 \text{ мм}; \\d_{f1} &= m (z_1 - 2,5) = 3 (20 - 2,5) = 52,5 \text{ мм}; \\d_{f2} &= m (z_2 - 2,5) = 3 (60 - 2,5) = 172,5 \text{ мм}; \\b_2 &= (10 \dots 20) m = (10 \dots 20) 3 = 30 \dots 60 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Принимаем с учетом данных из ряда нормальных линейных длин и диаметров  $b_2 = 50$  мм;

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 50 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 52 \dots 54 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_1 = 53$  мм.

Так как  $d_{a1}$  меньше 80 мм, то на шестерне выточки глубиной 1–2 мм не выполняем (если диаметр больше 80 мм, то выточки предусматриваем, т.е. рассчитываем их размеры и, естественно, отражаем в конструкции шестерни). На колесе они будут предусмотрены.

Их ширина

$$S_2 = 2,2 m + 0,05 b_2 = 2,2 \times 3 + 0,05 \times 50 = 9,1 \text{ мм}.$$

Принимаем  $S_2 = 10$  мм.

Фаски на торцах венца  $f = (0,5 \dots 0,6)m = (1,5 \dots 1,8)$  мм.

Принимаем  $f_1 = f_2 = f = 1,5$  мм.

Фаски на торцах ступицы и посадочного отверстия (в функции диаметра отверстия и диаметра ступицы) принять по рекомендациям в таблице после формулы (11).

Длина ступицы

$$l_{ст1} = (1,0 \dots 1,5) d = (1,0 \dots 1,5) D_1 = (1,0 \dots 1,5) 32 = (32 \dots 48) \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{ст1} = b_1 = 53$  мм (в нашем примере шестерня без ступицы).

$$l_{ст2} = (1,0 \dots 1,5) D_2 = (1,0 \dots 1,5) 45 = (45 \dots 67,5) \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{ст2} = 63$  мм. Ступицу выполняем выступающей (см. рис. 5, в) в одну сторону на величину

$$l_{ст1} - b_2 = 63 - 50 = 13 \text{ мм}.$$

Так как  $d_{a1} = 66$  мм больше  $D_1 + 30$  мм, т.е. больше  $(32 + 30)$  мм, то шестерню выполним насадной.

$$d_{ст2} = (1,5 \dots 1,55) D_2 = (1,5 \dots 1,55) 45 = (67,5 \dots 69,75) \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{ст2} = 70$  мм. Фаска на торце равна 2 мм (см. табл. 1). Фаски для валов равны 1,2 мм и 1,6 мм (по той же таблице).

Длина шпонки

$$l = l_{ст2} - (3 \dots 10) \text{ мм} = 63 - (3 \dots 10) \text{ мм} = (60 \dots 53) \text{ мм}.$$

Принимаем из ряда *стандартных длин шпонок*  $l = 56$  мм. Сечение шпонки по табл. 2 для вала  $D_2 = 45$  мм;  $b \times h = 14 \times 9$  мм. При этом глубина канавки в валу равна 5,5 мм, глубина паза в ступице – 3,8 мм. Обозначение шпонки: шпонка 14 x 9 x 56 ГОСТ 23360-78 (следует обратить внимание, что, начиная с диаметра вала 22 мм, сечение шпонки прямоугольное).

Для насадной шестерни предусмотрим шлицевое соединение с валом, прямобочного профиля по ГОСТ 1139-80. Его обозначение в соединении дано на сборочном чертеже. Первая буква «D» означает центрирование по наружному диаметру (технологически наиболее легко выполнимое), «d» – по внутреннему, «b» – по ширине шлицев (шлицы на карданном валу автомобиля). Последующие цифры означают число шлицев, внутренний и наружный диаметры, ширину шлицев в миллиметрах. Для нашего случая (при центрировании по D) обозначение следующее: D – 6 x 26 x 32 x 6. Здесь входным параметром был диаметр вала  $D_1 = 32$  мм.

При вычерчивании зацепления обратить особое внимание на наличие радиальных зазоров (на разрезе мы увидим 5 линий, причём зуб шестерни является видимым), а на виде сбоку между сплошной толстой основной линией окружности выступов колеса и сплошной тонкой линией окружности впадин шестерни, а также между сплошной толстой основной линией окружности выступов шестерни и сплошной тонкой линией окружности выступов колеса должны быть видимые зазоры.

Оба чертежа выполняются на формате А3 с угловыми штампами и «обратными штампиками» размером 14x70 мм. На рабочем чертеже зубчатого колеса для основных параметров зацепления предусматривается рамка шириной 110 мм, примыкающая к внутренней рамке формата справа и отстоящая от верхней рамки на 20 мм. Расстояние первой вертикальной линии справа от линии формата 35 мм, второй – 45 мм. Расстояние между строчками принимается произвольно, но не менее 7 мм. Напоминаем: материал в угловом штампе показывается в соответствии с вариантом студента. На чертеже зацепления вместо буквенных обозначений ставятся числовые значения, полученные студентом по расчёту.

На рис. 7 и 8 приведены примеры оформления сборочного чертежа зубчатой передачи и рабочего чертежа зубчатого колеса.

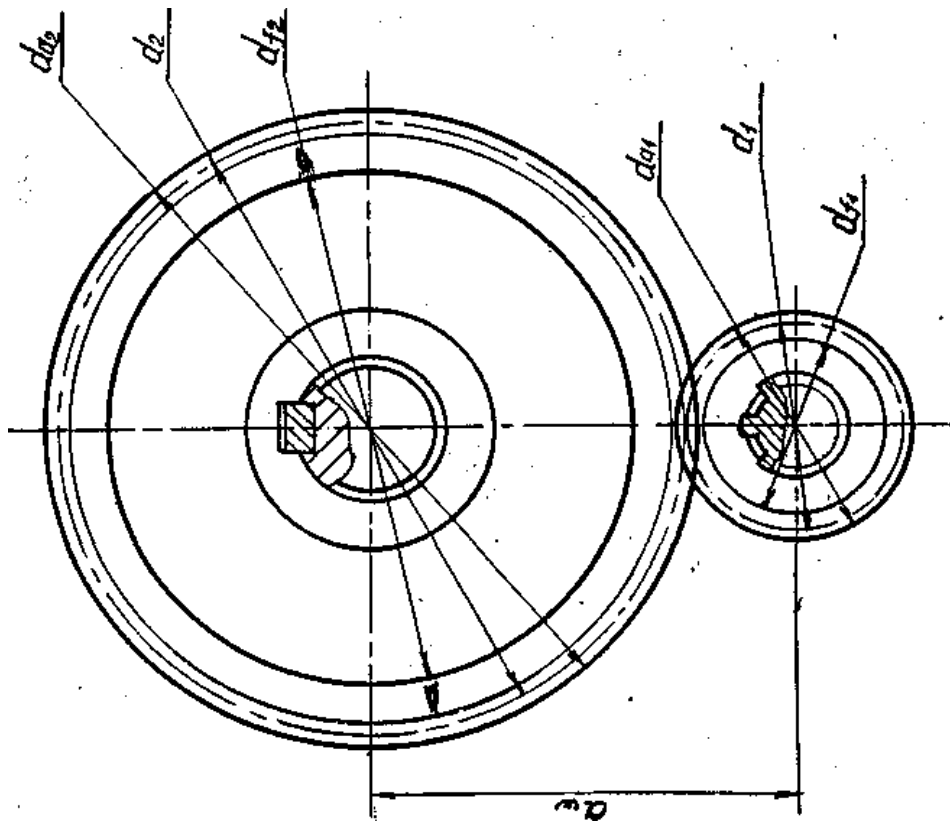
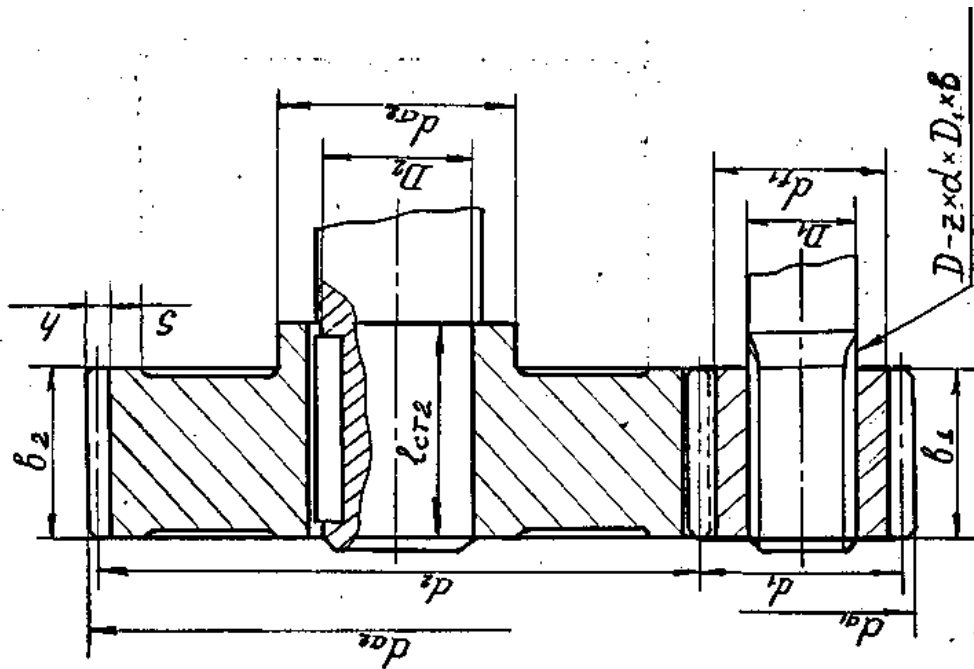


Рис. 7. Сборочный чертеж





#### 4. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ п/п	Модуль $m$ , мм	Число зубьев		Диаметр валов, мм		Соединение шлицевое $Z \times d \times D \times b$	Способ центрирования
		$Z_1$	$z_2$	$D_1$	$D_2$		
1	1,5	30	150	25	34	6 x 21 x 25 x 5	b
2	2,25	20	60	32	40	6 x 26 x 32 x 6	d
3	2,5	20	50	32	45	6 x 26 x 32 x 6	D
4	3,0	25	60	34	48	6 x 28 x 34 x 7	b
5	3,5	20	50	38	50	8 x 32 x 38 x 6	d
6	4,0	25	75	42	56	8 x 36 x 42 x 7	D
7	4,5	20	45	42	60	8 x 36 x 42 x 7	b
8	5,0	20	50	48	63	8 x 42 x 48 x 8	d
9	5,5	22	80	42	67	8 x 36 x 42 x 7	D
10	6,0	18	72	32	45	6 x 26 x 32 x 6	b
11	8,0	30	90	54	75	8 x 46 x 54 x 9	d
12	6,0	20	80	60	85	8 x 52 x 60 x 10	D
13	8,0	30	70	60	75	8 x 52 x 60 x 10	b
14	2,0	25	75	38	50	6 x 32 x 38 x 6	d
15	2,5	30	90	34	50	6 x 28 x 34 x 7	D
16	3,0	30	90	38	53	8 x 32 x 38 x 6	b
17	3,5	25	100	42	63	8 x 36 x 42 x 7	d
18	4,0	40	160	48	67	8 x 42 x 48 x 8	D
19	4,5	20	100	34	56	6 x 28 x 34 x 7	b
20	5,0	30	90	42	71	8 x 36 x 42 x 7	d
21	5,5	25	100	32	75	6 x 26 x 32 x 6	D
22	6,0	35	105	52	75	8 x 52 x 60 x 10	b
23	8,0	35	140	72	160	10 x 72 x 82 x 12	d
24	6,0	25	75	38	60	8 x 32 x 38 x 6	D
25	5,0	20	60	42	67	8 x 36 x 42 x 7	b
26	4,5	18	54	54	80	8 x 46 x 54 x 9	d
27	3,0	30	150	28	45	6 x 23 x 28 x 6	D
28	3,5	40	120	62	85	8 x 62 x 72 x 12	b
29	2,75	35	70	42	63	8 x 36 x 42 x 7	d
30	3,0	20	60	32	45	6 x 26 x 32 x 6	D

Примечание. Если  $d_{al}$  больше ( $D_1 + 30$  мм), то шестерню выполняем на-  
садной, т.е. с использованием шлицевого соединения.



## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. ЕСКД. Основные положения. ГОСТ 2.001-93; ГОСТ 2.001-72; ГОСТ 2.004-88; 2.101-68 - 2.104-68; ГОСТ 2.105-95; ГОСТ 2.106-96; ГОСТ 2.109-73; ГОСТ 2.111-68; ГОСТ 2.113-75; ГОСТ 2.114-95; ГОСТ 2.116-84; ГОСТ 2.118-73-2.120-73; ГОСТ 2.123-93; ГОСТ 2.124-85; ГОСТ 2.125-88. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. 256 с.
2. ЕСКД. ГОСТ 2.301-68 - ГОСТ 2.303-68; ГОСТ 2.304-81; ГОСТ 2.305-68-2.307-68; ГОСТ 2.308-79; ГОСТ 2.309-73; ГОСТ 2.310-68; ГОСТ 2.311-68; ГОСТ 2.312-72; ГОСТ 2.313-82; ГОСТ 2.314-68 - . ГОСТ 2.316-68; ГОСТ 2.317-69; ГОСТ 2.318-81; ГОСТ 2.320-82; ГОСТ 2.321-84. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. 160 с.
3. ЕСКД. ГОСТ 2.402-68; ГОСТ 2.403-75 - ГОСТ 2.405-75; ГОСТ 2.406-76; ГОСТ 2.407-75; ГОСТ 2.408-68; ГОСТ 2.409-74; ГОСТ 2.410-68; ГОСТ 2.411-72. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. 49 с.
4. ЕСКД. ГОСТ 2.412-81; ГОСТ 2.413-72; ГОСТ 2.414-75; ГОСТ 2.415-68; ГОСТ 2.416-68; ГОСТ 2.417-91; ГОСТ 2.418-77; ГОСТ 2.419-68; ГОСТ 2.420-69. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. 69 с.
5. ЕСКД. ГОСТ 2.421-75; ГОСТ 2.422-70; ГОСТ 2.424-80; ГОСТ 2.425-74; ГОСТ 2.426-74; ГОСТ 2.427-75; ГОСТ 2.428-84. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. 37 с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. специальностей вузов. Изд. 8-е, перераб. и доп. М.: Издательский центр «Академия», 2004. 496 с.