

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Детали машин»

В.В. Дрыгин, Ю.В. Козерод

ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
Расчет и проектирование

Методическое пособие
к курсовому проектированию

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2005

УДК 621.833.38 (075.8)
ББК К 445.56
Д 769

Рецензент:

Кафедра «Детали машин»
Хабаровского государственного технического университета
(заведующий кафедрой кандидат технических наук, доцент
Фейгин А.В.)

Дрыгин, В. В.

Д 769 Передачи червячные цилиндрические. Расчет и проектирование. – Изд. 2-е, доп. и перераб. : метод. пособие / В. В. Дрыгин, Ю. В. Козерод. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2005. – 34 с.

Методическое пособие соответствует государственному образовательному стандарту направлений 190300 «Подвижной состав железных дорог» и 190200 «Транспортные машины и транспортно – технологические комплексы» обучения студентов по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Рассмотрены вопросы прочностной надежности червячных передач. Главное внимание уделено расчету червячных цилиндрических передач на прочность, износостойкость и теплостойкость. Приводятся необходимые справочные материалы. Даны рекомендации по проектированию деталей передач.

Предназначено для студентов специальностей: 190302 «Вагоны», 190301 «Локомотивы», 140606 «Электрический транспорт» и 190205 «Подъемно-транспортные, дорожные, строительные машины и оборудование».

УДК 621.833.38 (075.8)
ББК К 445.56

© ГОУ ВПО « Дальневосточный государственный университет путей сообщения» (ДВГУПС), 2005

ВВЕДЕНИЕ

Червячное зацепление относится к числу зубчато-винтового и применяется в большинстве случаев для снижения скорости и передачи движения между перекрещивающимися валами.

Основными достоинствами червячной передачи являются возможность получения в одной червячной паре большого передаточного числа, точных делительных перемещений, а также плавность, бесшумность работы.

Недостатки большинства червячных передач: низкий КПД, который ведет к большому тепловыделению, необходимость применения для червячных колес дорогостоящих антифрикционных материалов.

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическими червяками. В зависимости от формы профиля витков цилиндрического червяка различают передачи с архимедовым ZA, конволютным ZN, эвольвентным ZI и другими червяками. Форма профиля червяка при одинаковом качестве изготовления мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля определяется преимущественно технологическими факторами.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В качестве исходных данных при проектировании червячных передач задается расчетная мощность P_2 на валу червячного колеса в кВт; частота его вращения n_2 , мин^{-1} ; требуемое передаточное число – U ; ресурс передачи – L_h , час; режим работы. Для наиболее распространенных переменных режимов эксплуатации передач задается закон изменения крутящего момента T_2 на валу колеса по времени в виде циклограммы (рис. 1), где $k_i = (T_{2i} / T_2)$ – коэффициент уровня нагрузки по отношению к максимальной длительно действующей (T_2), продолжительность действия которой составляет более 3 % суммарного времени работы L_h ; $t_i = \alpha_i \cdot L_h$ – время работы передачи с заданным уровнем нагрузки; α_i – доля времени работы с этим уровнем нагрузки.

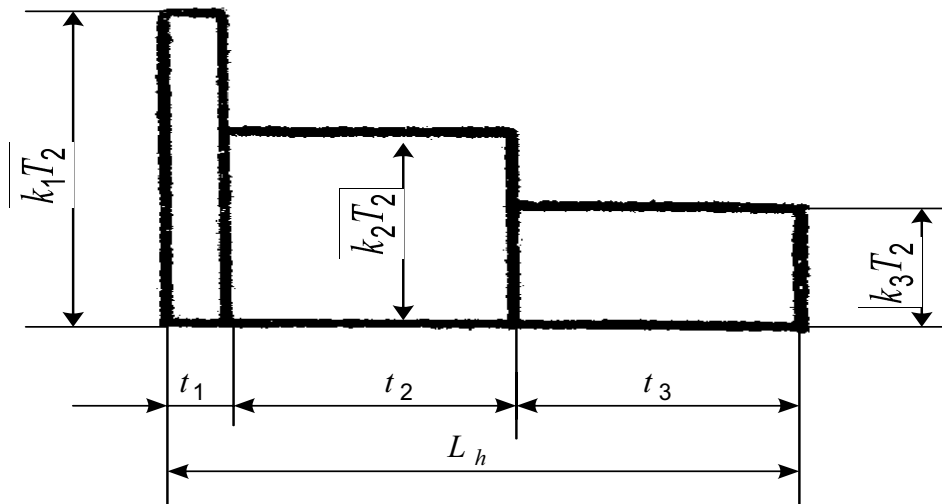


Рис. 1. Циклограмма нагрузки на червячном колесе

2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Передаточное число

Действительное передаточное число червячной передачи

$$u' = n_1 / n_2 = z_2 / z_1, \quad (1)$$

где n_1 – частота вращения вала червяка, мин^{-1} ; z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса.

Отклонение передаточного числа Δu спроектированной передачи от требуемого не должно превышать 4%:

$$\Delta u = \left| \frac{u - u'}{u} \cdot 100 \right| \leq 4 \%. \quad (2)$$

В силовых передачах наиболее распространены передаточные числа u от 8 до 80; в отдельных случаях (в кинематических передачах) u достигает 1000. Передаточное число червячных редукторов стандартизовано по ГОСТ 2144-93 [1] (см. табл. 1). Для передач индивидуального производства это условие не обязательно.

Таблица 1

Передаточные числа червячных редукторов

u	1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
	2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	

2.2. Число заходов червяка

Увеличение числа заходов червяка z_1 повышает КПД червячной пары, но усложняет технологию ее изготовления и увеличивает габариты передачи. Число заходов червяка для силовых передач назначают в зависимости от передаточного числа: $z_1 = 4$ при $u = 8...15$; $z_1 = 2$ при $u = 15...30$; $z_1 = 1$ при $u > 30$; $z_1 = 3$ стандартом не предусмотрено.

2.3. Число зубьев червячного колеса

Число зубьев червячного колеса определяется по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (3)$$

При больших передаточных числах получают большое число зубьев z_2 и, как следствие, большое расстояние между опорами червяка, что уменьшает его жесткость и приводит к большой деформации вала.

Минимальное число зубьев колес $z_{2\min}$ во вспомогательных кинематических цепях при однозаходном червяке принимают из условия неподрезания ножки зуба $z_{2\min} = 17...18$; в силовых передачах $z_{2\min} = 26...28$. Оптимальное число зубьев $z_2 = 32...63$ (не более 80).

2.4. Коэффициент полезного действия η

КПД червячных передач ниже, чем других механических передач. Начиная проектный расчет передачи, можно ориентировочно принять

$$\eta \approx 0,9 (1 - u / 200) \quad (4)$$

или по рекомендации табл. 2

Таблица 2

Ориентировочное значение КПД червячных редукторов

Число заходов червяка z_1	1	2	(3)	4
$\eta' = \eta_z \eta_o \eta_p \eta_e$	0,70 ... 0,75	0,75... 0,83	0,82 ... 0,87	0,87...0,9

Примечание. η_z , η_o , η_p , η_e – коэффициенты, учитывающие соответственно потери мощности в зацеплении, опорах, на разбрызгивание и размешивание смазки и на привод вентилятора (если он предусмотрен конструкцией).

2.5. Геометрия червячной передачи

Основными параметрами передачи с цилиндрическим червяком [2], регламентированными ГОСТ 19650-74 и определяющими ее размеры, являются: осевой модуль – m ; число витков (заходов) червяка – z_1 ; число зубьев колеса – z_2 ; коэффициент диаметра червяка – q .

Так как увеличение q приводит к уменьшению КПД, а уменьшение – к падению изгибной жесткости червяка, рекомендуется принимать в силовых передачах

$$q \approx (0,212 \dots 0,250) z_2 . \quad (5)$$

Червячные колеса нарезают инструментом, являющимся по форме аналогом червяка. Только фреза для нарезки червячного колеса имеет режущие кромки и наружный диаметр больше на двойной размер радиального зазора в зацеплении. В целях унификации зубообрабатывающего инструмента значения коэффициента диаметра червяка q и модуля m стандартизованы ГОСТ 19672-74 [3] (см. табл. 1.3).

Межосевое расстояние передачи a_w определяют расчетом по соответствующему критерию работоспособности (см. раздел 4) и принимают для стандартных редукторов по ГОСТ 2144-93 (см. табл. 4), а для редукторов индивидуального производства – из ряда R_a 40 ГОСТ 6636-69: 56; 60; 63; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120 и далее через 10 до 260 и через 20 до 420 мм.

Таблица 3

Значения коэффициентов диаметра червяка q
(ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-93)

q	1 ряд	6,3	8	10	12,5	16	20
	2 ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4

Таблица 4

Межосевые расстояния a_w стандартных редукторов (ГОСТ 2144-93)

a_w	1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
	2 ряд						140	180	225	280	355	450

Ориентировочное значение осевого модуля

$$m' = 2 a_w / (q + z_2) . \quad (6)$$

Окончательный выбор значений m , q и z_1 согласовывают по ГОСТ 2144-93 (см. табл. 5).

Таблица 5

Рекомендуемые сочетания значений модуля, коэффициентов диаметра червяка и числа заходов червяка

Рекомендуемые сочетания			Допускаемые сочетания		
m , мм	q	z_1	m , мм	q	z_1
2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0;	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	2	12	1; 2; 4
			2,5	12	
			3	10; 12	
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	1; 2; 4	3,5	10; 12; 14	1
8,0; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20		4	9; 12	1; 2; 4 1
			6	9; 12	1; 2; 4
16	8; 10; 12,5; 16	1; 2; 4	7	12	
20	8; 10		12	10	1; 2
			14	8	2

Отступление от стандартных значений m , q , z_1 , допускается в открытых передачах и при проектировании самотормозящих червячных передач.

При выбранных значениях m и q действительное межосевое расстояние a_w в общем случае может не соответствовать ранее принятому. Для «вписывания» в стандартное a_w (в целях унификации корпусных деталей) червячную передачу выполняют со смещением. Коэффициент смещения x исходного контура

$$x = [a_w - 0,5 m (q + z_2)] / m . \quad (7)$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение коэффициента смещения должно находиться в пределах:

$$-1 \leq x \leq +1.$$

Если это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 . При этом z_2 рекомендуется увеличивать или уменьшать на 1, 2 зуба, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа $\Delta u \leq 4\%$ и значение q в пределах, указанных в (5).

Для назначенных основных параметрах геометрические размеры элементов зацепления передачи (рис. 2) определяют по формулам, приведенными в табл. 6.

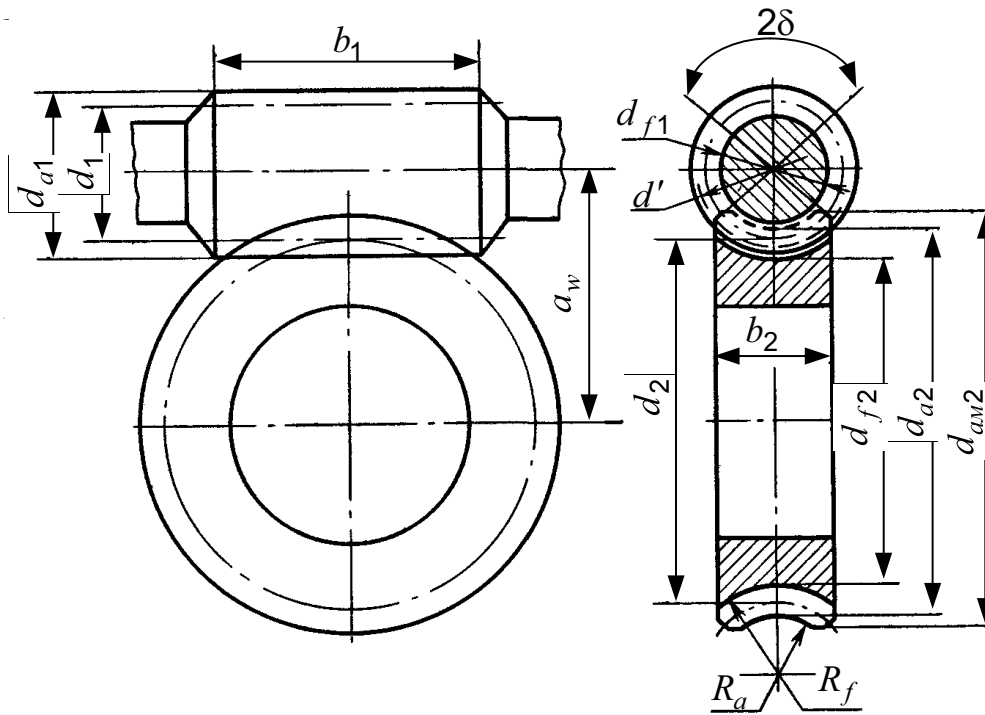


Рис. 2. Геометрические параметры червячной передачи

Таблица 6

Геометрические параметры червячной передачи

Наименование	Расчетная формула
Червяк	
Делительный диаметр	$d_1 = qm$
Начальный диаметр	$d_{w1} = m(q + 2x)$
Диаметр вершин витков	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Диаметр впадин витков	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Длина нарезанной части червяка	$b_1 = (10 + 5,5 x + z_1)m + c,$ где $c = 0$ при $x \leq 0$; $c = 100m/z_2$ при $x > 0$
Делительный угол подъема линии витков	$\gamma = \text{arc tg } (z_1/q)$
Венец червячного колеса	
Делительный диаметр	$d_2 = d_{w2} = mz_2$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$
Наибольший диаметр колеса	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$
Ширина венца	$b_2 = 0,355a_w$ при $z_1 = 1; 2$ $b_2 = 0,315a_w$ при $z_1 = 4$

Наименование	Расчетная формула
Радиусы закругления зубьев	$R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$
Условный угол обхвата червяка венцом колеса	$2\delta = 2\arcsin [b_2/(d_{a1} - 0,5m)]$

2.6. Точность изготовления

Нормы точности червячных цилиндрических передач регламентированы ГОСТ 3675-81, который предусматривает 12 степеней точности. Степени точности 3...6 рекомендуют для передач высокой кинематической точности, а 7...9 – для силовых передач (см. табл. 7).

Червячные передачи более чувствительны к погрешностям монтажа. Осевое смещение червячного колеса и небольшие изменения межосевого расстояния существенно влияют на характер распределения нагрузки по длине зуба. Поэтому устанавливают более жесткие допуски на межосевое расстояние и положение средней плоскости колеса относительно червяка. В конструкциях червячных передач следует предусматривать возможность регулировки положения средней плоскости колеса относительно червяка. При монтаже это положение проверяют по пятну контакта.

Таблица 7

Степень точности изготовления червячных передач

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с	Обработка деталей	Область применения
6 (высокоточные)	Свыше 15	Червяк цементирован и закален, шлифован и полирован. Колесо нарезается шлифованными фрезами. Рекомендуется обкатка под нагрузкой	Передачи станков средней точности. Скоростные передачи регуляторов двигателей
7 (точные)	До 10	То же. При отсутствии чистовой отделки обкатка под нагрузкой обязательна	Передачи с повышенными требованиями к габаритам и повышенными скоростями

Степень точности	Скорость скольжения v_s , м/с	Обработка деталей	Область применения
8 (средней точности)	До 5	То же, но допускается нешлифованный червяк при твердости не более 350 НВ	Среднескоростные передачи со средними требованиями к габаритам, шуму
9 (пониженной точности)	До 2	Червяк не шлифуется. Колесо нарезается любым способом	Неответственные передачи, низкоскоростные и с ручным приводом

3. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются заедание, износ и поверхностные разрушения зубьев колеса.

Заедание особенно опасно, если колеса изготовлены из твердых материалов (алюминиево-железистые бронзы, чугуны). В этом случае заедание происходит со значительным повреждением поверхности и последующим быстрым износом зубьев колеса частицами материала, приварившимися к червяку. При мягких материалах колес (оловянистые бронзы) заедание наблюдается в менее опасной форме: материал колеса (бронза) «намазывается» на червяк.

Усталостное выкрашивание наблюдается главным образом в передачах с колесами, изготовленными из бронз, стойких против заедания.

Износ ограничивает срок службы большинства передач. Он очень сильно зависит от условий и качества смазки, точности монтажа, шероховатости поверхности червяка. Вследствие этого материалы червячной пары должны обладать износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью.

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные из цементируемых сталей марок 15Х, 20Х, 12НЗА, 18ХГТ, 20ХФ с твердостью после термообработки HRC 58...63 или среднеуглеродистых и легированных сталей марок 45; 40Х; 38ХГН; 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC 50...55. При этом необходима высокая степень класса шероховатости рабочих поверхностей червяка, которая достигается шлифованием и полированием. Такие червяки обеспечивают меньший износ рабочих поверхностей зубьев колеса, большую стойкость против заедания и более высокий КПД.

Чугунные червяки, применяют в тихоходных вспомогательных и малонагруженных передачах.

Венцы червячных колес выполняют из антифрикционных материалов. Все применяемые для червячных колес материалы можно условно разделить на три группы в зависимости от их склонности к заданию (см. табл. 8).

Таблица 8

Механические характеристики материалов
венца червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	Механические характеристики, МПа			Скорость скольжения v_s , м/с
			σ_B	σ_T	$\sigma_{ВИ}$	
1	Бр 010Н1Ф1	Ц	285	165		≤ 35
	Бр 010Ф1	К	275	200		≤ 25
		З	230	140		
	Бр 05Ц5С5	К	200	90		≤ 25
		З	145	80		
	Бр 06Ц3С	З	180	90		≤ 12
К		200	90			
	Бр Су7Н2	—	180	—		≤ 25
2	Бр А9Ж4	З	400	200		
		К, Ц	500	200		
	Бр А10Ж4Н4	Ц	700	460		
		К	650	430		
	Бр А10Ж3Мц1,5	К	550	360		≤ 5
		З	450	300		
	Бр А9Ж3Л	Ц	530	245		
		К	500	230		
		З	425	195		
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330		
К		450	295			
З		400	260			
ЛЦ58Мц2С2	З	340	140			
	З	500	380			
3	СЧ 18	З			355	≤ 2
	СЧ 15	З			315	≤ 3
	СЧ 12	З			280	≤ 3

Примечание. Принятые обозначения способов отливки:
Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю.

Группа 1. Оловянистые бронзы с пределом прочности на растяжение не более 300 МПа. Эти бронзы отличаются хорошими противозадирными свойствами, но вследствие дефицитности и высокой стоимости их следует применять в ответственных высокоскоростных передачах при скоростях скольжения v_s от 6 до 25 м/с. При отливке этих бронз в металлические формы (кокиль) или центробежным способом их механические свойства улучшаются.

Группа 2. Безоловянистые бронзы и латуни с пределом прочности на растяжении более 350 МПа. Эти материалы имеют хорошие механические характеристики, дешевле оловянистых бронз. Но обладают худшими антифрикционными свойствами и поэтому применяются при скоростях скольжения до 8 м/с.

Группа 3. Относительно мягкие серые чугуны. Применение этих материалов рекомендуется в пределах небольшой мощности с ручным приводом при v_s до 2 м/с.

Выбор марки материала червячного колеса (венца) производят в зависимости от скорости скольжения, которую, начиная проектный расчет, можно ориентировочно определить по формуле:

$$v_s = (3,7 \dots 4,6) \cdot 10^{-2} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (8)$$

где $T_2 = 9,55 \cdot 10^6 P_2 / n_2$ – крутящий момент на валу колеса, Нмм.

4. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Особенности выбора допускаемых напряжений для червячных передач связаны с различной склонностью материалов к усталостному разрушению, заеданию, износу, с относительно малыми частотами вращения колес и высокими скоростями скольжения. Так, например, в передачах с колесами из оловянистых бронз работоспособность ограничена контактной прочностью, а в передачах с колесами из безоловянистых бронз и чугуна – заеданием.

Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка, скорости скольжения и ресурса L_h [5] (см. табл. 9).

Допускаемые напряжения материалов венца червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный $H \leq 350HB$	Червяк закален. ТВЧ, $H \geq 45 HRC$	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	[σ_H], МПа		[σ_F], МПа	
1	$0,75\sigma_B C_v k_{HL}$	$0,9\sigma_B C_v k_{HL}$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) k_{FL}$	$0,16\sigma_B k_{FL}$
2	$250 - 25v_s$	$300 - 25v_s$		
3	$175 - 35v_s$	$200 - 35v_s$	$0,12\sigma_{ви} k_{FL}$	$0,075 \sigma_{ви} k_{FL}$

Примечание. σ_T ; σ_B ; $\sigma_{ви}$ – предел текучести, пределы прочности при растяжении и изгибе (см. табл. 8); v_s – скорость скольжения, м/с (9); C_v – коэффициент, учитывающий износ (см. табл. 10); k_{HL} ; k_{FL} – коэффициенты долговечности;

$$k_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}; \quad k_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}, \quad (9)$$

где N_{HE} , N_{FE} – эквивалентные числа циклов нагружения червячного колеса:

при постоянной нагрузке

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 L_h \cdot n_2, \quad (10)$$

при переменной нагрузке

$$N_{HE} = 60 \sum [(T_{2i} / T_2)^4 \cdot n_2 t_i] = 60 L_h n_2 \sum (\kappa_i^4 \alpha_i); \quad (11)$$

$$N_{HE} \leq 25 \cdot 10^7; \quad (11, a)$$

$$N_{FE} = 60 \sum [(T_{2i} / T_2)^9 \cdot n_2 t_i] = 60 L_h n_2 \sum (\kappa_i^9 \alpha_i); \quad (12)$$

$$10^6 \leq N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7. \quad (12, a)$$

Кратковременные перегрузки, в том числе и пусковые, если суммарная продолжительность их действия составляет не более 3% суммарного рабочего времени ($\alpha_i \leq 0,03$), при расчетах деталей машин на усталостную прочность не учитываются, то есть в формулах (11)–(12) принимают $\kappa_i = 0$, но после выполнения расчетов на усталостную прочность необходим проверочный расчет на статическую прочность при кратковременных перегрузках.

Значения коэффициента C_v , учитывающего износ

v_s	1	2	3	4	5	6	7	8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи рассчитывают на усталостную и статическую прочность зубьев червячного колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Эти расчеты имеют условный характер, так как вследствие неблагоприятных условий смазки рабочих поверхностей червячной пары основное значение для работоспособности червячных передач приобретает стойкость зубьев колеса против заедания, пластического деформирования, износа. Учитывая, что стойкость против заедания и интенсивность износа зависят от контактной выносливости рабочих поверхностей, расчет по контактным напряжениям принят в качестве основного для передач редукторного типа с числами зубьев колеса меньше 90.

Для червячных передач с числами зубьев $z_2 \geq 90$, а также открытых передач и передач с ручным приводом проектный расчет выполняют из условия прочности зубьев на изгиб.

5.1. Определение межосевого расстояния

Из условия выносливости рабочих поверхностей определяют расчетное межосевое расстояние a'_w червячной передачи

$$a_w = 0,625 (q' / z_2 + 1) \sqrt[3]{E_{np} T_2 / \{ [\sigma_H]^2 (q / z_2) \}}, \quad (13)$$

где q' – предварительно принятое значение коэффициента диаметра червяка (см. (5) и табл. 3); T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 P_2 / n_2 = 10^6 P_2 / \omega_2 . \quad (14)$$

5.2. Определение ориентировочного значения модуля

Если работоспособность передачи определяется изгибной прочностью зубьев червячного колеса, то проектным расчетом определяют модуль

$$m' \geq 12,5 \sqrt[3]{Y_F T_2 / (z_2 q [\sigma_F])}, \quad (15)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба червячного колеса, назначаемый по рекомендации табл. 11 в зависимости от числа зубьев z_{v2} эквивалентного колеса:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w; \quad (16)$$

$$\gamma_w = \arctg(z_1 / (q + 2x)), \quad (17)$$

где γ_w – начальный угол подъема винтовой линии червяка

Таблица 11

Значение коэффициента Y_F формы зубьев

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

5.3. Определение основных геометрических параметров

Для назначенных основных параметров определяют геометрические размеры элементов зацепления (см. подраздел 2.5).

6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ

Проверочный расчет выполняется с учетом поправочных коэффициентов, которые не могли быть обоснованы ранее, и рассчитанных выше геометрических размеров передачи.

6.1. Проверка на выносливость рабочих поверхностей

Проверка на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев червячного колеса выполняется сравнением фактических σ_H и допускаемых $[\sigma_H]$ контактных напряжений:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma_w / (d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha_w)} \leq [\sigma_H], \quad (18)$$

где K_H – коэффициент нагрузки; ε_α – торцовый коэффициент перекрытия; $\xi = 0,75$ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии в связи с тем, что соприкосновение осуществляется не по полной дуге обхвата (2δ); $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления.

6.1.1. Коэффициент нагрузки K_H

Коэффициент нагрузки в применении к червячным передачам определяют как произведение эффективного коэффициента концентрации нагрузки K_β на динамический коэффициент K_v

$$K_H = K_F = K_\beta K_v . \quad (19)$$

Эффективный коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - X) , \quad (20)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, зависящий от q и z_1 (см. табл. 11); X – отношение средневзвешенного момента к максимальному

$$X = \sum \left(\frac{T_2}{T_{2i}} \cdot \frac{N_i}{N_\Sigma} \right) = \sum (k_i \cdot \alpha_i) , \quad (21)$$

где k_i , α_i – соответственно коэффициент уровня нагрузки и доля времени работы с этим уровнем нагрузки (см. исходные данные).

Таблица 12

Значение коэффициента θ деформации червяка

Число витков червяка z_1	Коэффициент деформации червяка θ при коэффициенте диаметра червяка q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
(3)	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

Динамический коэффициент K_v назначают по рекомендации табл. 13 в зависимости от принятой степени точности изготовления (см. п. 2.6.) и фактической скорости скольжения v_s , м/с

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma_w} . \quad (22)$$

Значение динамического коэффициента K_v

Степень точности	Динамический коэффициент K_v при скорости скольжения v_s , м/с					
	до 1,5	свыше 1,5	свыше 3	свыше 7,5	свыше 12	свыше 18
6	–	–	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,0...1,1	1,1...1,2	1,2...1,3	–	–	–
9	1,2...1,3	–	–	–	–	–

6.1.2. Торцовый коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = (\sqrt{0,03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 z_2 + 2,9) / 2,95. \quad (23)$$

Определение фактической скорости скольжения позволяет уточнить допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для материалов групп 2 и 3 (см. п. 4) и в случае необходимости произвести перерасчет. Отклонение $\Delta\sigma_H$ действительных напряжений от допускаемых не более 4%

$$\Delta\sigma_H = \left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \right| \leq 4\%. \quad (24)$$

6.2. Проверка прочности колеса на изгиб

Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб выполняется по формуле

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cdot K_F \cdot \cos \gamma_w \cdot Y_F}{1,3 m^3 z_2 q} \leq [\sigma_F]. \quad (25)$$

Значение коэффициента формы зубьев Y_F червячного колеса назначается по рекомендациям табл. 11 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} (см. формулы (20) – (21)).

6.3. Проверка передачи при перегрузках

При кратковременных перегрузках возможны значительные пластические деформации или хрупкое разрушение зубьев червячного колеса. Этого не будет при выполнении условий:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{2 \max} / T_2} \leq [\sigma_{H \max}]; \quad (26)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \sqrt{T_{2 \max} / T_2} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (27)$$

где T_{2max} – максимальный (пиковый) момент на червячном колесе при перегрузке, ($T_{2max} = k_1 T_2$), если характер изменения нагрузки задан циклограммой (см. п. 1) и $T_{2max} = T_{ДВmax} u \eta$ при постоянной нагрузке; $T_{ДВmax}$ – максимальный момент двигателя; $[\sigma_{Hmax}]$; $[\sigma_{Fmax}]$ – предельные допускаемые напряжения.

Предельные допускаемые контактные напряжения для материалов группы 1 (мягких бронз с $\sigma_B = 300$ МПа)

$$[\sigma_{Hmax}] = 4\sigma_T, \quad (28)$$

для материалов группы 2 (твердых бронз и латуней с $\sigma_B \geq 350$ МПа)

$$[\sigma_{Hmax}] = 2\sigma_T, \quad (29)$$

для материалов группы 3 (чугунов)

$$[\sigma_{Hmax}] = 1,65\sigma_{ВИ}. \quad (30)$$

Предельные допускаемые напряжения изгиба для бронз и латуней (материалы групп 1 и 2)

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,8\sigma_T; \quad (31)$$

для чугунов (материалы группы 3)

$$[\sigma_{Fmax}] = 0,6\sigma_{ВИ}. \quad (32)$$

7. ПРОВЕРКА РЕДУКТОРА НА НАГРЕВ

Вследствие значительных потерь механической энергии в червячной передаче происходит нагревание деталей передачи и смазочного материала. В результате нагрева резко ухудшаются свойства смазочного материала, понижается КПД передачи, растет тепловыделение и возникает опасность заедания в зацеплении. Для предупреждения этого повреждения производится проверка редуктора на нагрев. Этот расчет выполняется после разработки конструкции корпуса редуктора.

7.1. Рабочая температура масла

Для червячных передач, работающих в непрерывном или повторно – кратковременном режиме без искусственного охлаждения, определяют рабочую температуру масла t_p и сравнивают с допустимой $[t_{max}]$

$$t_p = t_0 + 10^3 (1-\eta) P_1 / [k_T A (1 + \psi) \beta] \leq [t_{max}], \quad (33)$$

где t_0 – температура окружающего воздуха, °С (при отсутствии специальных указаний принимается равной 20 °С); k_T = коэффициент теплопередачи корпуса, Вт/(м² · °С) (при естественном охлаждении в зависимости от циркуляции воздуха в помещении и масла в масляной ванне $k_T = (8,7...17,5)$ Вт/(м² · °С), большие значения k_T следует принимать при хорошей циркуляции воздуха, незагрязненной поверхности корпуса, отсутствии внутри него ребер, интенсивной циркуляции и малой вязкости масла; A - площадь свободной поверхности охлаждения корпуса, включая 70% площади поверхности ребер и бобышек, м² (определяется либо непосредственным обмером разработанной конструкции, либо приближенно по зависимости):

$$A \approx 20 \cdot a_w^{1,7}, \quad (34)$$

где a_w – межосевое расстояние, м; ψ – коэффициент, учитывающий теплоотвод в раму или плиту фундамента (при прилегании корпуса по большой поверхности $\psi = 0,3$, при установке редуктора на бетонное основание его дно выключается из теплоотдачи и $\psi = 0$); β – коэффициент, учитывающий уменьшение тепловыделений в единицу времени цикла работы передачи за счет перерывов и снижения нагрузки

$$\beta = t / \sum (P_{2i} t_i / P_2) = 1 / \sum (\alpha_i k_i); \quad (35)$$

η – КПД передачи (определение η см. п. 7.4).

Максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора $[t_{max}] \leq 95$ °С.

В случае невыполнения условия (33) должен быть предусмотрен отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением корпуса (если это ранее не предусматривалось), искусственной вентиляцией, установкой в масляной ванне змеевиков с охлаждающей жидкостью или другими устройствами.

7.2. Рабочая температура масла при наличии вентилятора

Рабочая температура при наличии вентилятора определяется из выражения

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 (1-\eta) P_1}{[k_T (0,7 + \psi) + 0,3 k_{TB}] A} \leq [t_{max}], \quad (36)$$

где k_{TB} – коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором. Значение k_{TB} назначают в зависимости от частоты вращения вентилятора n_B (табл. 14).

Таблица 14

Значение коэффициента теплоотдачи

$n_B, \text{ об / мин}$	750	1000	1500	3000
$k_{TB}, \frac{\text{Вт} / \text{м}^2}{^\circ\text{С}}$	17	21	29	40

7.3. Количества тепла, отводимое змеевиком

При искусственном охлаждении редуктора с помощью змеевика с проточной водой количество тепла $Q_{зм}$, Вт, отводимое змеевиком за 1 секунду [9]

$$Q_{зм} = P_1(1 - \eta) \cdot 10^3 - k_T A(1 - \psi)(t_{max} - t_0). \quad (37)$$

Секундный расход воды $W_{ВД}$, м³/с, необходимый для охлаждения

$$W_{ВД} = Q_{зм} / (\rho_{ВД} C_{ВД} \cdot \Delta t_{ВД}),$$

где $\Delta t_{ВД} = 2...10^\circ\text{С}$ – повышение температуры воды в змеевике; $\rho_{ВД} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды; $C_{ВД} = 4,187 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$ – теплоемкость воды.

Температура воды при выходе из змеевика

$$t_2 = t_1 + \Delta t_{ВД}, \quad (38)$$

где t_1 – температура воды при входе в змеевик; обычно принимают $t_1 = t_2 = 20^\circ\text{С}$.

Выбрав по табл. 15 наружный диаметр трубы d_n , находят скорость потока воды в трубе $v_{ВД}$, м/с

$$v_{ВД} = W_{ВД} / \frac{\pi(d_n - 2\delta)^2}{4 \cdot 10^3}, \quad (39)$$

где δ – толщина стенки трубы, мм.

Таблица 15

Сортамент красномедных труб для змеевиков

Наружный диаметр d_n , мм (по ГОСТ 617-72)	13	15	18	22	26	30	36
Толщина стенки δ , мм	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
Площадь наружной поверхности 1 м трубы A_T , м ² /м	0,0041	0,047	0,056	0,069	0,082	0,094	0,13

Требуемая наружная поверхность охлаждения змеевика $A_{зм}$, м²

$$A_{зм} = Q_{зм} / (k_{зм} \cdot \Delta t_{cp}), \quad (40)$$

где Δt_{cp} – средний температурный перепад

$$\Delta t_{cp} = 0,5(t_2 - t_1) = 0,5\Delta t_{ВД}; \quad (41)$$

$k_{зм}$ – коэффициент теплоотдачи змеевика, назначаемый по табл. 16.

Требуемая длина ℓ трубки змеевика, м

$$\ell = A_{зм} / A_T. \quad (42)$$

Разработка конструкции змеевика производится в зависимости от размеров корпуса редуктора. Минимальный радиус оправки при изгибе красномедных труб на 180° рекомендуется принимать более 1,5 d_n .

Таблица 16

Значение коэффициента теплоотдачи $k_{зм}$ змеевика из красномедной трубки, Вт/ (м² · °С)

Окружная скорость червяка v_1 , м/с	Скорость воды $v_{ВД}$, м/с		
	0,1	0,2	0,4
до 4	146	157	165
4...6	153	163	174
6...8	162	174	186
8...10	168	180	195
10...12	174	186	203

7.4. Коэффициент полезного действия червячной передачи

После проведения проектного расчета определяют действительное значение КПД передачи

$$\eta = \eta_z \eta_o \eta_p \eta_e. \quad (43)$$

7.4.1. КПД червячного зацепления

КПД червячного зацепления определяется по формуле:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)}, \quad (44)$$

где $\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$ – приведенный угол трения. В табл. 17 приведены значения коэффициентов трения f и соответствующие им значения приведенных углов трения φ с учетом потерь в подшипниках качения. Поэтому при определении КПД передачи по формуле (43) следует принять $\eta_o = 1$.

Шероховатость поверхности витков червяка должна быть по R_a от 1,25 до 0,32 мкм по ГОСТ 2309 – 73.

Если проектируется самотормозящая передача, то необходимо выполнить условие

$$\gamma_w \leq \varphi. \quad (45)$$

7.4.2. Определение коэффициента η_p

Коэффициент η_p , учитывающий потери мощности на разбрызгивание и размешивание смазки

$$\eta_p = 1 - 0,75 \nu b \sqrt{v_t \nu} / (10^3 P_1), \quad (46)$$

где ν – окружная скорость погруженной в масло нарезанной части червяка ν_1 или червячного колеса ν_2 , м/с

$$\nu_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (47)$$

b – длина нарезанной части червяка b_1 или ширина венца b_2 , мм (см. табл. 6); ν_t – кинематическая вязкость масла, м²/с (см. табл. 18 и 19).

Таблица 17

Значение коэффициента f и углов трения φ

Скорость скольжения v_s , м/с	Материал венца червячного колеса									
	Группа 1		Группа 2				Группа 3			
	Твердость поверхностей витков червяка									
	HRC ≥ 45		Остальные случаи		HRC ≥ 45		HRC ≥ 45		Остальные случаи	
	f	φ	f	φ	f	φ	f	φ	f	φ
0,01	0,110	6 ⁰ 17'	0,120	6 ⁰ 51'	0,180	10 ⁰ 12'	0,180	10 ⁰ 12'	0,190	10 ⁰ 45'
0,05	0,090	5 ⁰ 09'	0,100	5 ⁰ 43'	0,140	7 ⁰ 58'	0,140	7 ⁰ 58'	0,160	9 ⁰ 05'
0,10	0,080	4 ⁰ 34'	0,090	5 ⁰ 09'	0,130	7 ⁰ 24'	0,130	7 ⁰ 24'	0,140	7 ⁰ 58'
0,25	0,065	3 ⁰ 43'	0,075	4 ⁰ 17'	0,100	5 ⁰ 43'	0,100	5 ⁰ 43'	0,120	6 ⁰ 51'
0,50	0,055	3 ⁰ 09'	0,065	3 ⁰ 43'	0,090	5 ⁰ 09'	0,090	5 ⁰ 09'	0,100	5 ⁰ 43'
1,0	0,045	2 ⁰ 35'	0,055	3 ⁰ 09'	0,070	4 ⁰ 00'	0,070	4 ⁰ 00'	0,090	5 ⁰ 09'
1,5	0,040	2 ⁰ 17'	0,050	2 ⁰ 52'	0,060	3 ⁰ 26'	0,060	3 ⁰ 26'	0,080	4 ⁰ 34'
2,0	0,035	2 ⁰ 00'	0,045	2 ⁰ 35'	0,055	3 ⁰ 09'	0,055	3 ⁰ 09'	0,070	4 ⁰ 00'
2,5	0,030	1 ⁰ 43'	0,040	2 ⁰ 17'	0,050	2 ⁰ 52'	–	–	–	–
3	0,028	1 ⁰ 36'	0,035	2 ⁰ 00'	0,045	2 ⁰ 35'	–	–	–	–
4	0,024	1 ⁰ 22'	0,031	1 ⁰ 47'	0,040	2 ⁰ 17'	–	–	–	–
5	0,022	1 ⁰ 16'	0,029	1 ⁰ 40'	0,035	2 ⁰ 00'	–	–	–	–
8	0,018	1 ⁰ 02'	0,026	1 ⁰ 29'	0,030	1 ⁰ 43'	–	–	–	–
10	0,016	0 ⁰ 55'	0,024	1 ⁰ 22'	0,025	1 ⁰ 26'	–	–	–	–
15	0,014	0 ⁰ 48'	0,020	1 ⁰ 09'	–	–	–	–	–	–
24	0,013	0 ⁰ 45'	–	–	–	–	–	–	–	–

При больших окружных скоростях червяка ($v_1 > 5$ м/с) рекомендуется червяк располагать над колесом, а при $v_1 \geq 10$ м/с принять циркуляционную смазку поливанием.

Таблица 18

Кинематическая вязкость масла

Скорость скольжения v_s , м/с	(0...1)*	(0...2,5)*	(0...5)**	5...10	10...15	15...25	Свыше 25
Кинематическая вязкость масла $\nu_t \cdot 100^{-6}$ м ² /с при 50 ⁰ С (при 100 ⁰ С)	450 (55)	300 (35)	180 (20)	120 (12)	80 -	65 -	65 -
Способ смазки	Окунанием			Струйный или окунанием	Под давлением, МПа		
					0,07	0,20	0,30

* – тяжелые условия работы; ** – средние условия работы.

Коэффициент η_e , учитывающий потери мощности на привод вентилятора

$$\eta_e = 1 - (4,5 D_B^5 / 10^{14} P_1) / (n_1 / 1500)^3, \quad (48)$$

где D_B – наружный диаметр крыльчатки вентилятора, мм

$$D_B \approx (0,6...0,8) d_2. \quad (49)$$

Таблица 19

Масла, применяемые в червячных передачах

Масло	Вязкость масла при t °C $\nu_t \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$							
	40	50	60	70	80	90	100	110
Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24	17
Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	129	78	56	38
Трансмиссионное автотракторное летнее (нигрол летний)	850	400	220	95	65	47	32	23
Трансмиссионное с присадкой, летнее	850	400	220	95	65	47	32	23
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16	12
Автотракторное АКЗп – 10	68	44	30	22	16	13	9	4

8. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Силу F_n нормального давления зубьев червячного колеса на витки червяка можно разложить на составляющие (рис. 3):

F_{t2} – окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке F_{a1} , Н

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2, \quad (50)$$

F_{t1} – окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе F_{a2} , Н

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\gamma_w + \varphi), \quad (51)$$

F_{r2} – радиальные силы на колесе и червяке, Н

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha_w. \quad (52)$$

где α_w – профильный угол в осевом сечении. Для передач с архимедовым и конволютным червяком $\alpha_w = 20^\circ$.

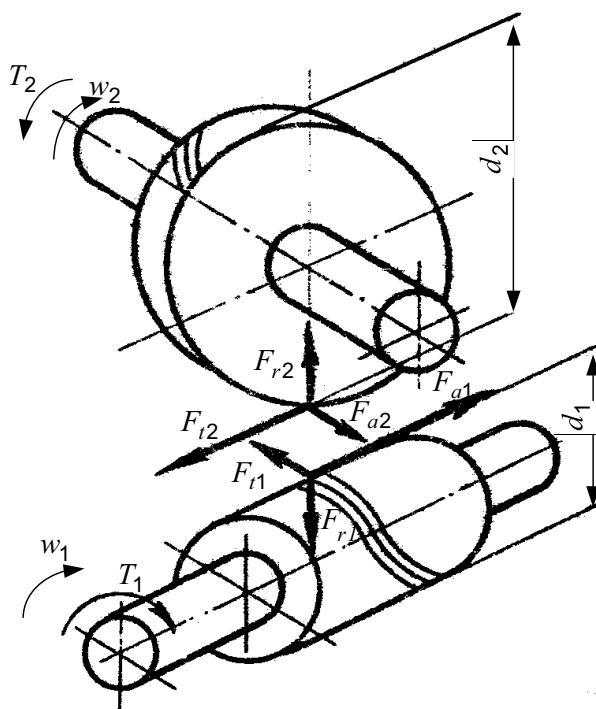


Рис. 3. Схема усилий в зацеплении

9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

В целях экономии дорогостоящих антифрикционных материалов **червячные колеса** чаще всего изготавливают составными: центр из серого чугуна или стали, зубчатый венец – из бронзы. Соединение венца с центром должно обеспечить передачу большого крутящего момента. Конструкция колеса и способ соединения зависит от объема выпуска и диктуется экономической целесообразностью. При *индивидуальном и мелкосерийном производстве* и небольших размерах колес ($d_{ам2} < 300$ мм) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра делают буртик, воспринимающий осевую силу. В соединениях с относительно небольшим натягом между центром и венцом устанавливают винты. При больших размерах колес ($d_{ам2} \geq 300$ мм) крепление венца к центру можно осуществлять болтами (рис. 4, в), поставленными без зазора. Необходимо в этом случае надежное стопорение гайки от самоотвинчивания. Пружинные шайбы применять не рекомендуется.

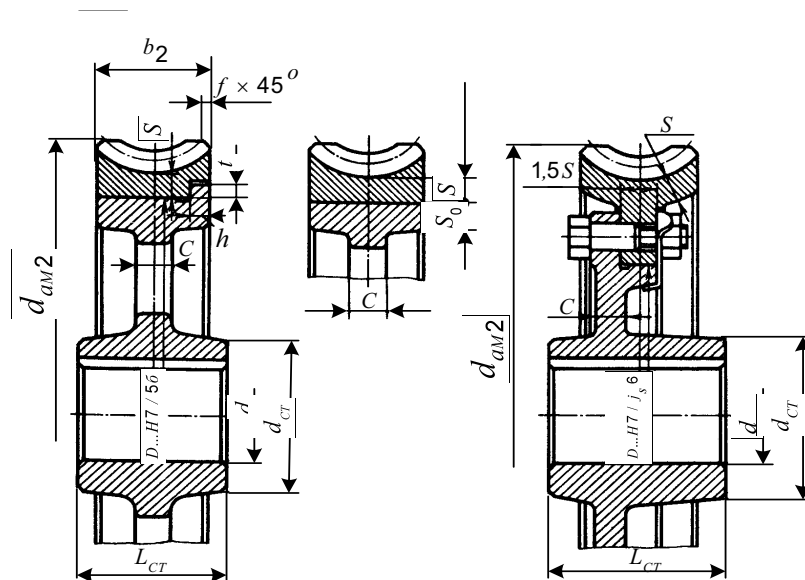


Рис. 4. Конструкция червячных колес в мелкосерийном производстве

Вследствие малой частоты вращения червячных колес, их балансировку не проводят. Поэтому нерабочие поверхности оставляют необработанными. Острые кромки на торцах винта притупляют фасками $f \approx 0,5m$ с округлением до стандартного значения. Размеры других конструктивных элементов:

$$S \approx 2m + 0,05 b_2; S_0 \approx 1,25; C = (1,2...1,3) S_0; h \approx 0,15 b_2; t \approx 0,8 h.$$

При серийном производстве экономически выгодно применять наплавленный венец. При этом снижаются требования к точности обработки сопрягаемых поверхностей венца и центра, не требуется крепление винтами, не нужны прессы для их соединения. Для этого центр колеса, нагретый до $700...800^\circ\text{C}$, закладывают в металлическую форму (кокиль), который перед заливкой расплавленной бронзой подогревают до $150...200^\circ\text{C}$. После заливки и остывания между центром и венцом возникает натяг, вызываемый усадкой затвердевающего жидкого металла венца. Для улучшения сцепления венца с центром обод последнего выполняют по одному из вариантов рис. 5.

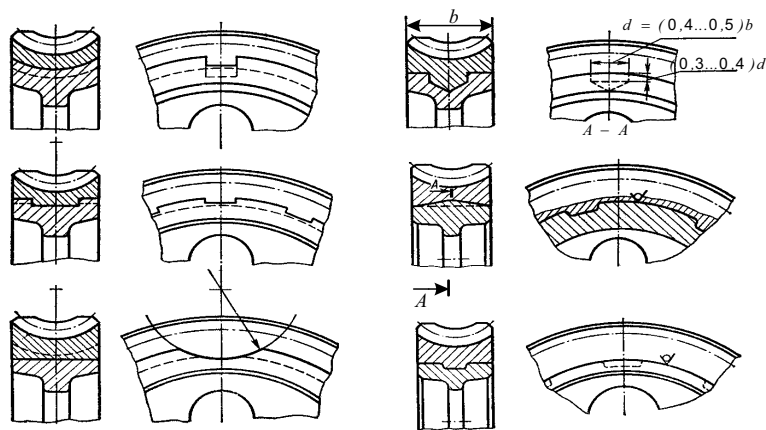


Рис. 5. Конструкция червячных колес в серийном производстве

Толщину S наплавленного венца принимают: $S = 2m$.

Червяки чаще всего выполняют вместе с валом. При конструировании червяка желательно предусматривать свободный выход инструмента при нарезании и шлифовании витков и необходимую величину упорного заплечика для подшипников (рис. 6).

На рис. 6, а, б диаметр вала червяка перед нарезанной частью удовлетворяет условно свободного выхода инструмента при обработке витков. При относительно малом диаметре червяк приходится выполнять по рис. 6, в. Для выхода инструмента длину нарезанной части с каждой стороны червяка необходимо увеличить на $(2...3)m$.

Рекомендации по назначению допусков размеров, формы и расположения поверхностей деталей передачи, параметров шероховатостей поверхностей [12].

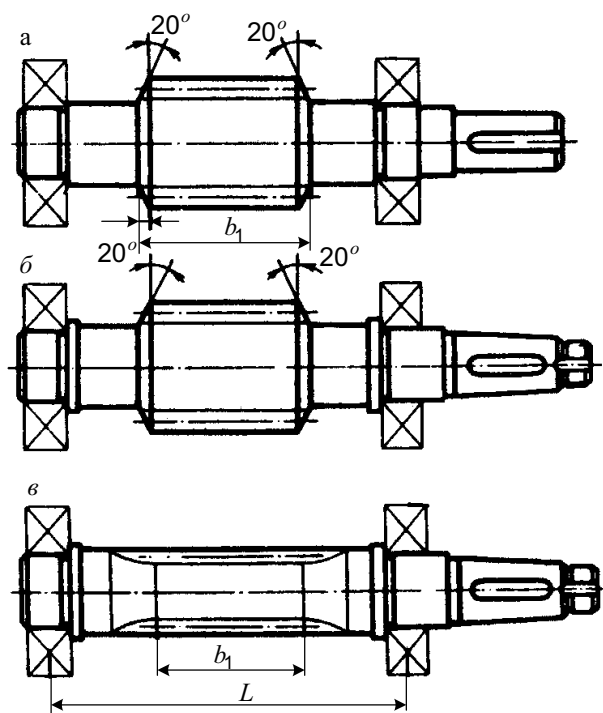


Рис. 6 Конструкция червяков

Таблица 20

Допуски радиального биения заготовок червяка

Степень точности	Радиальное биение, мкм, заготовок червяка при делительном диаметре d_1 , мм					
	≤ 30	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250
6	12	13	14	16	18	22
7	17	18	20	22	25	30
8	21	22	25	28	32	38
9	26	28	32	36	40	48

Таблица 21

Шероховатость поверхностей, R_a , витков червяка

Поверхность	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
Рабочая витков	0,32...0,63	0,32...0,63	0,63...1,25	1,25...2,5
Вершин витков	1,25	1,25...2,5	2,5	2,5

Рекомендации по назначению полей допусков и посадок деталей на вал червяка (подшипников, уплотнений), допусков форм и положения поверхностей входного участка вала червяка рассмотрены в [12].

Таблица 22

Допуски радиального биения заготовок колеса

Степень точности	Радиальное биение заготовок червячного колеса, мкм, при диаметре d_2 , мм					
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 200	≤ 320	≤ 500
6	12	16	20	22	26	32
7	20	25	32	36	42	50
8	32	40	50	55	65	80
9	50	60	80	90	105	120

Таблица 23

Отклонение f_x размера a червячного колеса

Степень точности	Отклонение $\pm f_x$, мкм, для межосевого расстояния a_w , мм					
	≤ 80	≤ 120	≤ 180	≤ 250	≤ 315	≤ 400
6	22	25	28	32	36	40
7	34	40	45	50	56	60
8	53	43	71	80	90	100
9	85	100	110	130	140	150

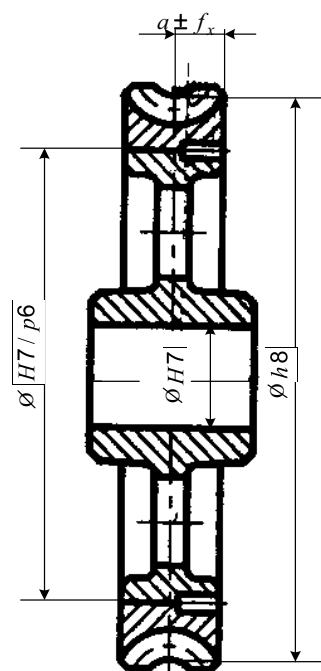


Таблица 24

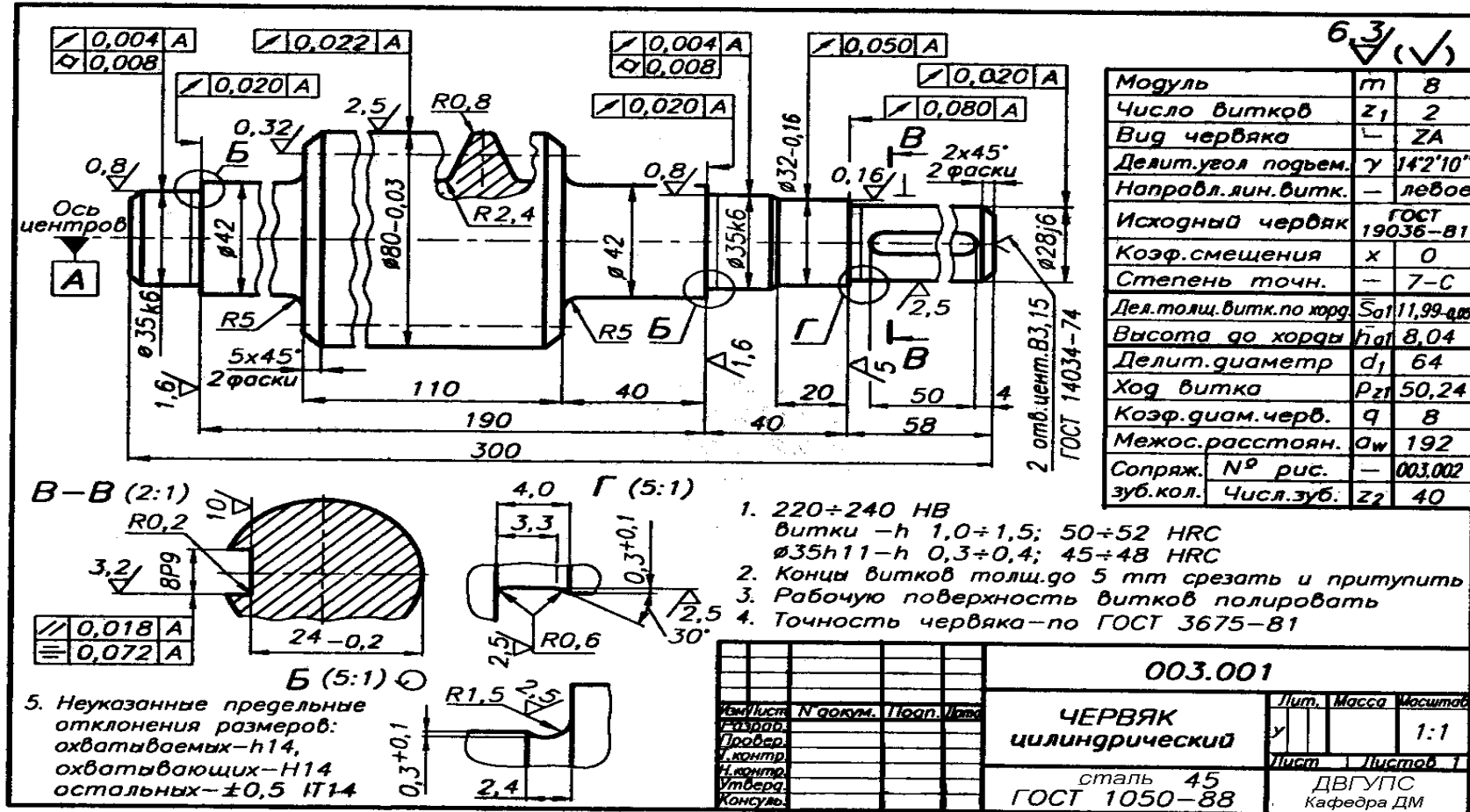
Шероховатость поверхностей червячного колеса, R_a , мкм

Поверхность	Степень точности червячной передачи			
	6	7	8	9
рабочая зубьев	1,25	1,25	2,5	5
вершин зубьев	5	5...10	10	10
боковая базовая венца (ступицы)	2,5	2,5...5	5	10
Поверхность ступицы, сопряженная с валом – <div style="text-align: right;"> для $d_{\text{вала}} \leq 80$ мм – 1,25...2,5 мкм для $d_{\text{вала}} > 80$ мм – 2,5...5 мкм </div>				
Другие необозначенные – 10 мкм				

В приложениях А и Б приведены примеры оформления чертежей червяка и червячного колеса.

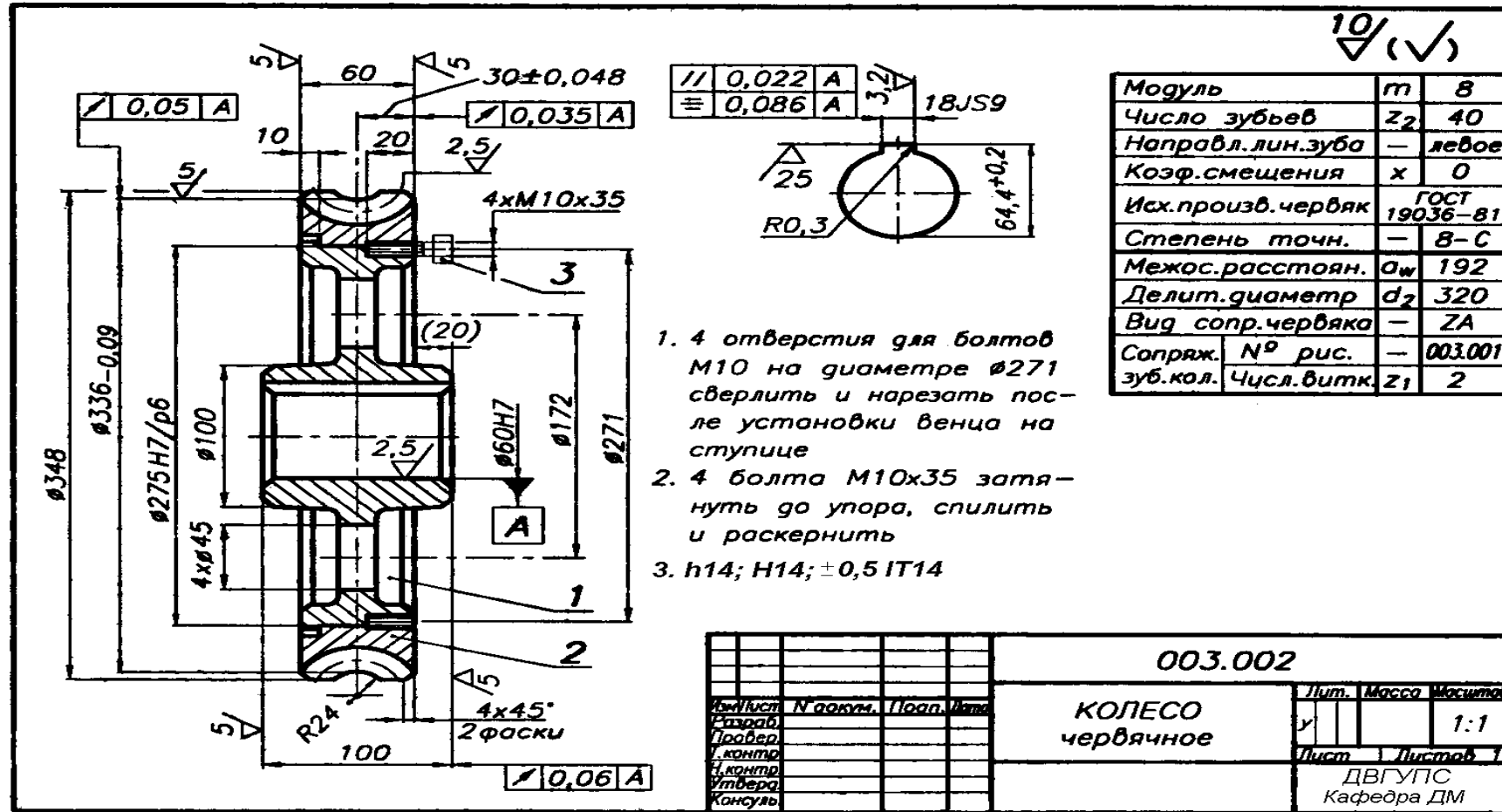
ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖА ЧЕРВЯКА



ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЧЕРТЕЖА ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 2144-93. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры. Введ. с 01.07.1977. – М. : Изд-во стандартов, 1980.
2. ГОСТ 19650-74. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии. Введ. с 01.01.1975. – М. : Изд-во стандартов, 1974.
3. Гост 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. Введ. с 01.01.1976. – М. : Изд-во стандартов, 1984.
4. Гост 3675-81. Передачи червячные цилиндрические. Допуски. Введ. с 01.01.1982. – М. : Изд-во стандартов, 1986.
5. Иванов, М.Н. Детали машин : учеб. для студ. высш. техн. учеб. завед. – 5-е изд. перераб. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.
6. Расчет и проектирование деталей машин : учеб. пос. для вузов /К.П. Жуков, А.К. Кузнецова, С.И. Масленникова и др.; Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М. : Высш. шк., 1978. – 247 с.
7. Шейнблит, А.Б. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. – Калининград : Янтар. сказ, 2002. – 454 с.
8. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пос. для втузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др. – 5-е изд. Перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.
9. Детали машин. Раздел «Расчет червячных передач редукторов». Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов 4 курса специальностей Т, В, СМ. – Часть 4. – М.: ВЗИИТ, 1985.
10. Даньшин, Ю.В. Передачи червячные. Часть 1. Методические указания к курсовому проектированию / [Ю.В. Даньшин, В.В. Дрыгин]. – Изд-во ДВГУПС. – Хабаровск, 1995.
11. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. / [П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов]. – М.: Высш. шк., 1998.
12. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование : учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. / [Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда]. – Мн. ; УП «Техно-принт», 2002.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	3
2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	4
3. ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ. МАТЕРИАЛЫ.....	10
4. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ.....	12
5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ.....	14
6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ.....	15
7. ПРОВЕРКА РЕДУКТОРА НА НАГРЕВ.....	18
8. УСИЛИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ	24
9. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ.....	25
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Пример оформления чертежа червяка.....	30
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Пример оформления чертежа червячного колеса.	31
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	32

Учебное издание
Дрыгин Владимир Васильевич
Козерод Юрий Валерьевич

ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
Расчет и проектирование

Методическое пособие

Технический редактор *О.В. Сенчихина*

Отпечатано методом прямого репродуцирования

План 2005 г. Поз. 1.10. ИД № 05247 от 2.07.2001 г.
Сдано в набор 14.01.2005 г. Подписано в печать 31.05.2005 г.
Формат 60×84¹/₁₆. Бумага тип. № 2. Гарнитура «Arial». Печать RISO.
Усл. печ. л. 2,0. Зак. 114. Тираж 230 экз. Цена 14 р.

Издательство ДВГУПС
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.