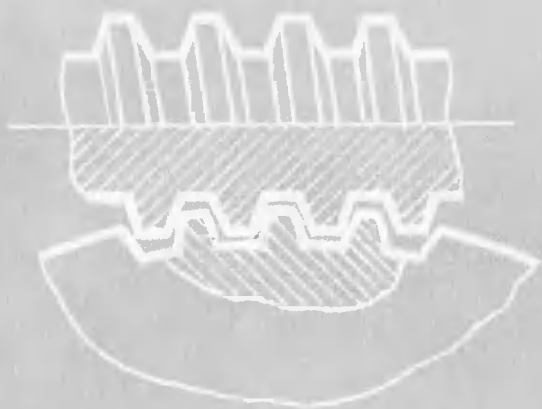


37.1
264

1071244



Э. К. ШКУНАЕВ

**ЧЕРВЯЧНЫЕ
ПЕРЕДАЧИ
ПРИБОРОВ
ТОЧНОЙ МЕХАНИКИ**

Э. К. ШКУНАЕВ



БИБЛИОТЕКА ПРИБОРОСТРОИТЕЛЯ



ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ПРИБОРОВ ТОЧНОЙ МЕХАНИКИ

Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1973

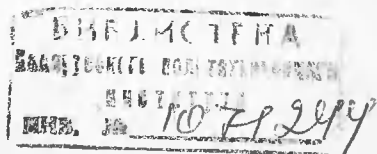
ИЗДАНИЕ 1988 г.

Шкунаев Э. К. Червячные передачи приборов точной механики. М., «Машиностроение», 1973, 117 с.

В брошюре рассмотрены основные характеристики червячных передач; приведены расчеты геометрических параметров зацепления, расчет на прочность, тепловой расчет и определение к.п.д.; даны рекомендации по выбору материалов передачи, назначению допусков, ликвидации мертвых ходов в зацеплении, применению смазки; описаны основные модификации червячных передач и даны примеры оформления рабочих чертежей.

Брошюра предназначена для инженеров-конструкторов, работающих в области точного приборостроения. Табл. 47. Ил. 43. Список лит. 28 назв.

Рецензент: инж. Ю. А. Соп



Ш 3136—310 310—73
038(01)—73

© Издательство «Машиностроение», 1973 г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи применяются для передачи крутящего момента в случаях, когда геометрические оси валов перекрещиваются.

В приборостроении наибольшее применение нашли червячные передачи: цилиндрический червяк — червячное колесо, с углом скрещивания осей, равным 90° . Если рассечь червячную передачу плоскостью, перпендикулярной к оси колеса и содержащей ось червяка, т. е. плоскостью главного сечения, то в сечении получим плоское реечное зацепление (рис. 1).

Для получения наглядной модели червячного зацепления достаточно сообщить условной рейке поступательное движение вдоль оси червяка, чтобы получить вращательное движение червячного колеса.

Для преобразования рейки в червяк необходимо придать рейке винтовое движение вдоль и вокруг оси червяка. Если при повороте рейки на угол, равный 2π , зуб рейки переместится вдоль оси на величину шага t , то получим червяк однониточный (однозаходный). Если зуб рейки при повороте на угол 2π переместится на величину, равную $2t$, то получим двухниточный (двухзаходный) червяк и т. д.

Прежде чем перейти к характеристике разновидностей червяков, необходимо дать основные определения элементов цилиндрического червяка и червячного колеса.

Средняя плоскость червяка — плоскость, перпендикулярная оси червяка и проходящая через ось колеса.

Основной цилиндр эвольвентного червяка — цилиндр, соосный оси червяка; образующая винтовой поверхности червяка является касательной к его поверхности, так как установка прямолинейных режущих кромок резца при нарезании эвольвентного червяка ведется по касательной к основному цилиндру d_0 .

Для эвольвентного червяка

$$d_0 = \frac{z_1 m_s}{\operatorname{tg} \lambda_0},$$

где λ_0 — угол подъема витка червяка на основном цилиндре.

Начальный цилиндр червяка — цилиндр, соосный с червяком и соприкасающийся с начальным цилиндром червячного колеса.

Делительный цилиндр червяка — цилиндр, на котором угол подъема витка червяка равен номинальному углу подъема витка исходного инструментального червяка. Зуборезный инструмент для нарезания червячных колес профилируется с таким расчетом, чтобы действие его при нарезании было эквивалентно действию так называемого исходного инструментального червяка при зацеплении. По-

следний отличается от рабочего червяка увеличенной высотой витков для получения необходимого радиального зазора в червячном зацеплении. Делительный цилиндр червяка может не совпадать с его начальным цилиндром, соприкасающимся в собранной передаче с начальным цилиндром червячного колеса, торцевой шаг которого равен осевому шагу червяка. При этом имеет место смещение полюса зацепления по отношению к делительному цилиндру червяка. В этом случае получается корригированная червячная передача.

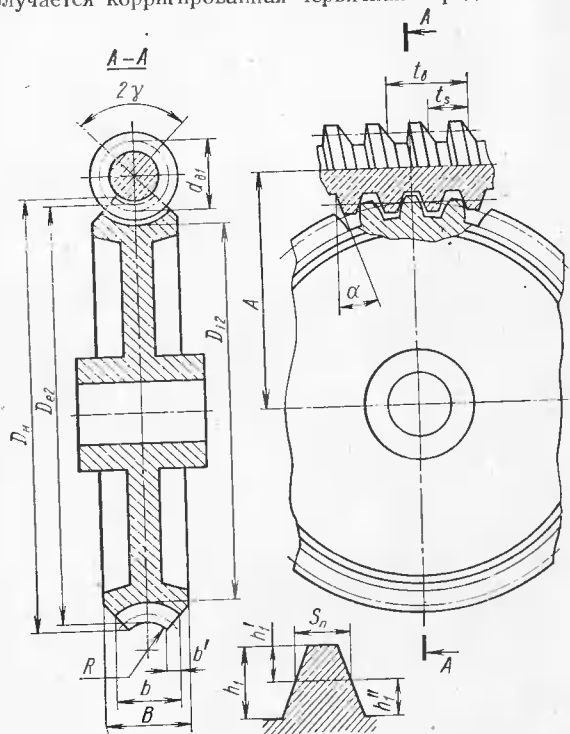


Рис. 1. Червячная передача с цилиндрическим червяком

Осевой шаг червяка — расстояние между одноименными профильными поверхностями смежных витков, измеренное в осевом сечении червяка по линии, параллельной оси червяка.

Угол подъема витка червяка — острый угол, образованный касательной к винтовой линии витка на делительном цилиндре червяка и касательной к делительной окружности червяка в той же точке. В зависимости от радиуса точки касания угол подъема изменяется. Угол подъема на любом радиусе может быть вычислен по формуле

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1 m_s}{2r}.$$

Средняя плоскость червячного колеса — плоскость, перпендикулярная оси колеса и проходящая через ось червяка.

Начальный цилиндр червячного колеса — цилиндр, на котором торцевой шаг червячного колеса равен осевому шагу червяка. Начальный цилиндр червячного колеса совпадает с делительным.

Наружный диаметр червячного колеса — наибольший диаметр червячного колеса.

В зависимости от характера винтовой линии и от профиля сечения витка червяки делятся на архимедовы, конволютные и эвольвентные. Помимо передач с цилиндрическими червяками существуют передачи с глобоидальными (тороидальными) червяками. В отличие от цилиндрических червяков, глобоидальный червяк имеет образующую, воспроизводимую дугой круга. Эта передача не нашла практического применения в точном приборостроении, так как предназначена для передачи значительных крутящих моментов.

Архимедовым называется цилиндрический червяк, боковые поверхности витков которого образованы резцом; при этом режущая грань его проходит через ось червяка, образуя линейчатую винтовую поверхность. Линейчатая винтовая поверхность образуется прямой, которая скользит по винтовой линии и пересекает ось цилиндра под постоянным углом (рис. 2).

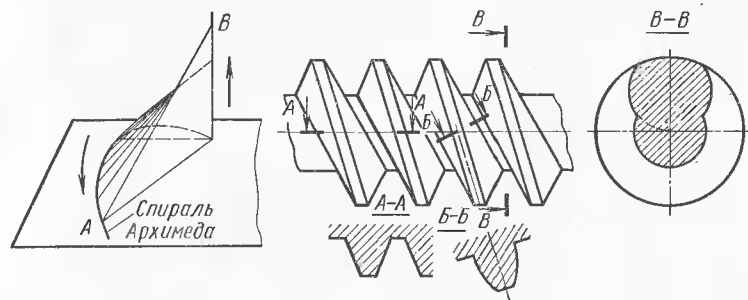


Рис. 2. Архимедов червяк

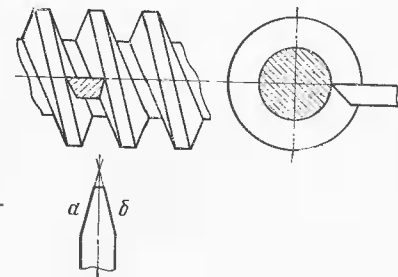


Рис. 3. Схема нарезки архимедова червяка

Теоретическим профилем витка в торцевом сечении является архимедова спираль. В осевом сечении виток червяка имеет прямолинейный профиль. Схема установки резца при нарезании архимедова червяка показана на рис. 3, где a — образующая правой стороны витка, b — образующая левой стороны. Такая установка резца применяется лишь при углах подъема витков $\lambda \leq 2-3^\circ$. При больших значениях λ условия резания ухудшаются, и чистовую обработку каждой стороны витка приходится производить отдельным резцом.

С несколько меньшей степенью точности архимедовы червяки могут быть нарезаны фасонными дисковыми или пальцевыми фрезами на червячнофрезерных станках. Боковые поверхности витков архимедовых червяков могут быть шлифованы плоским шлифовальным кругом.

Конволютным (convolution — виток) называется цилиндрический червяк, боковые поверхности которого образованы винтовым движением режущей кромки резца (прямая AB рис. 4), которая касается направляющего цилиндра с диаметром d . Виток конволютного червяка в нормальном сечении к винтовой линии может иметь прямолинейный профиль как по витку, так и по впадине. В торцевом сечении виток червяка имеет удлиненную или укороченную эвольвенту.

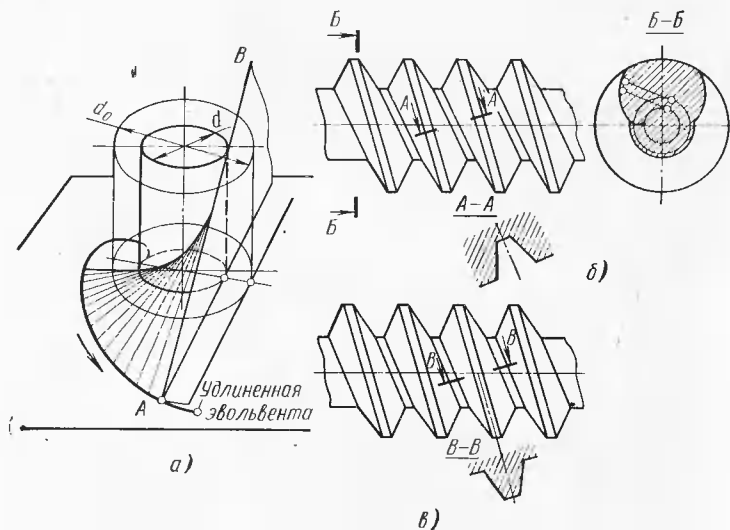


Рис. 4. Конволютный червяк

Схема установки резца при нарезании червяка с прямолинейным профилем в нормальном сечении по витку изображена на рис. 5.

На рис. 6 показана схема установки резца при нарезании червяка с прямолинейным профилем в нормальном сечении по впадине. Эти червяки распространены значительно меньше. Они применяются лишь при больших углах подъема витка, когда две стороны витка архимедова червяка из-за неблагоприятных условий резания нельзя нарезать одним резцом. При угле подъема витка червяка $\lambda_a \leq 10^\circ$ допускается шлифование витков червяка просторонними дисковыми кругами. Искажение профиля витка в данном случае совсем незначительно.

Эвольвентным называется цилиндрический червяк, боковые поверхности которого образованы винтовым движением режущей кромки резца (прямая AB рис. 7) при обкатке по основному цилиндру диаметром d_o . В сечении плоскостью, касательной основному цилиндру, одна сторона витка имеет прямолинейный профиль, другая — криволинейный. Теоретическим профилем витка червяка в тор-

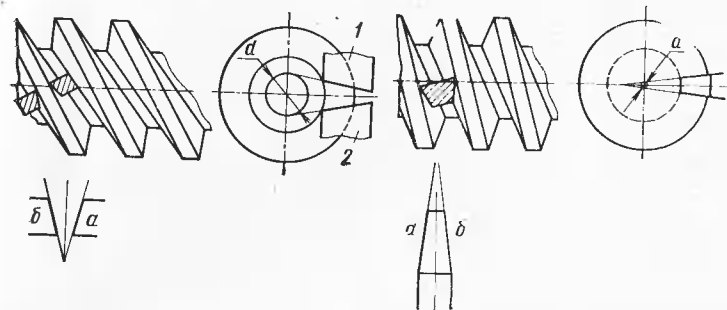


Рис. 5. Схема нарезки конволютного червяка с прямолинейным профилем по витку

Рис. 6. Схема нарезки конволютного червяка с прямолинейным профилем по впадине

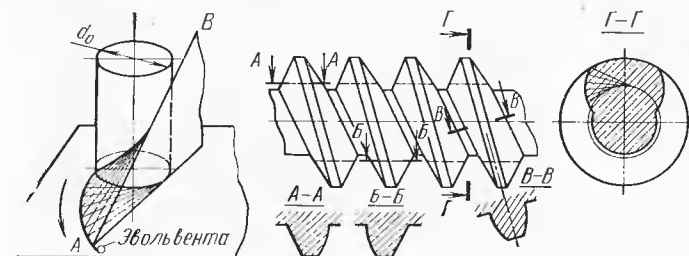


Рис. 7. Эвольвентный червяк

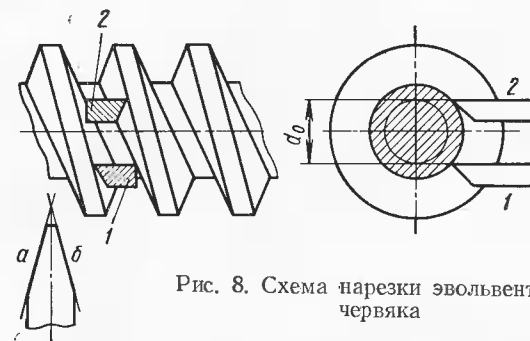


Рис. 8. Схема нарезки эвольвентного червяка

цевом сечении является эвольвента. На рис. 8 изображена схема установки резцов при нарезании эвольвентного червяка. При правом червяке левая сторона боковой поверхности его витков нарезается

резцом 2, поднятым над осью, а правая — опущенным резцом 1. При левом червяке оба резца соответственно меняются местами.

Более производительным способом, чем нарезка эвольвентного червяка резцами на токарном станке, является нарезка эвольвентных червяков дисковыми фрезами на специальных червячнофрезерных станках. Как достоинство эвольвентного червяка можно отметить возможность шлифования его витков плоской стороной шлифовального круга.

Выбор того или иного типа червяка определяется прежде всего технологическими возможностями производства. Точность передачи от типа червяка не зависит, а определяется лишь числом заходов, степенью точности и качеством изготовления.

Для качественного проектирования червячных передач необходимо знать все положительные и отрицательные их стороны. К основным достоинствам червячных передач относятся:

1) возможность получения очень больших передаточных отношений при компактности передачи; для одноступенчатой силовой передачи можно получить передаточное отношение $i = \frac{1}{27} \div \frac{1}{70}$ и даже

до $\frac{1}{120}$; для кинематических червячных передач, применяемых в отсчетных механизмах приборов, делительных механизмах и пр., возможно получение $i = \frac{1}{3} \div \frac{1}{500}$, а в некоторых специальных слу-

чаях даже до $\frac{1}{1000}$, однако следует иметь в виду, что применение червячных редукторов при малых передаточных числах менее $i = \frac{1}{10} \div \frac{1}{12}$, как правило, нецелесообразно;

- 2) относительно небольшой вес передачи на единицу мощности;
- 3) плавность хода и бесшумность в работе;
- 4) возможность получения самотормозящейся передачи.

Основными недостатками червячных передач являются:

- 1) сравнительно низкий коэффициент полезного действия при малых скоростях скольжения и больших передаточных числах;
- 2) повышенный износ и склонность к заеданиям при больших скоростях скольжения;
- 3) сильный нагрев передачи при использовании ее для работы в механизмах непрерывного действия;
- 4) сравнительно высокая стоимость изготовления передачи;
- 5) высокие требования к точности изготовления и сборки.

Передача движения в подавляющем большинстве случаев осуществляется от червяка к червячному колесу, что означает, практически, применение самотормозящихся червячных передач, в которых вследствие действия сил трения передача возможна только от червяка к колесу. Это условие имеет большое значение в том случае, если червячная передача применяется как привод к аккумулятору энергии (например, заводная пружина). Самоторможение должно препятствовать вращению червячным колесом червяка в обратную сторону после прекращения завода действием упругих сил пружины. Необходимое условие самоторможения

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial} \leq f,$$

где λ_{∂} — угол подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре червяка;

f — коэффициент трения.

Тангенс угла подъема подсчитывают по формуле

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial} = \frac{z_1 t}{d_{\partial 1} \pi} = \frac{z_1 m_s}{d_{\partial 1}} = \frac{z_1}{q}.$$

При расчете хорошо выполненных червячных передач со стальным червяком и бронзовым червячным колесом коэффициент трения можно принять равным $f = 0,05 \div 0,1$.

Таким образом, для самоторможения необходимо выполнить условие

$$\operatorname{tg} \lambda_{\partial} \leq (0,05 \div 0,1),$$

т. е.

$$\lambda_{\partial} \leq (3^{\circ} \div 6^{\circ}).$$

Наравне с изложенным выше в практике приборостроения встречаются передачи с приводом от червячного колеса к червяку. Такая передача применяется для мультиплицирующих механизмов, где требуется передача незначительной мощности и получение больших скоростей (например, в тормозах регуляторов, в центрифугах и пр.). Передача может работать только в том случае, если $\lambda_{\partial} > \rho$, где ρ — угол трения (см. табл. 1). При конструировании таких передач необходимо учитывать, что червяк должен иметь конструкцию подшипникового узла, позволяющего воспринимать увеличенную осевую нагрузку.

Передаточное число червячной передачи вычисляют по формулам (1). При ведущем червяке

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{\partial 2}}{d_{\partial 1} \operatorname{tg} \lambda_{\partial}} = \frac{M_2}{M_1 \eta}.$$

При ведущем колесе

$$i = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_{\partial 1} \operatorname{tg} \lambda_{\partial}}{d_{\partial 2}} = \frac{M_1 \eta}{M_2}, \quad (1)$$

где ω_1 ; n_1 и ω_2 ; n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту, соответственно червяка и червячного колеса (радиан в секунду в системе СИ);

z_2 — число зубьев червячного колеса;

z_1 — число заходов червяка;

M_1 и M_2 — крутящий момент, соответственно на валу червяка и червячного колеса;

η — коэффициент полезного действия червячной передачи.

Угловые скорости ω_1 и ω_2 можно определить по формулам

$$\omega_1 = \frac{2v_1}{d_{\partial 1}}; \quad \omega_2 = \frac{2v_2}{d_{\partial 2}},$$

где v_1 и v_2 — линейные скорости точек контакта нарезки червяка и зуба червячного колеса относительно осей вращения червяка и червячного колеса.

Таблица 1
Значение коэффициента трения f и приведенного угла трения ρ в червячных передачах

v_s в м/с	Материал венца червячного колеса									
	Оловянистые и фосфористые бронзы				Безоловя- нистые бронзы и латуни		Серые чугуны			
	Твердость поверхностей витков червяка <i>HRC</i>									
	≥ 45*		< 45		≥ 45*		≥ 45*		< 45	
	<i>f</i>	<i>ρ</i>	<i>f</i>	<i>ρ</i>	<i>f</i>	<i>ρ</i>	<i>f</i>	<i>ρ</i>	<i>f</i>	<i>ρ</i>
0,01	0,110	6°17'	0,120	6°51'	0,180	10°12'	0,180	10°12'	0,190	10°45'
0,05	0,090	5°09'	0,100	5°43'	0,140	7°58'	0,140	7°58'	0,160	9°05'
0,10	0,080	4°34'	0,090	5°09'	0,130	7°24'	0,130	7°24'	0,140	7°58'
0,25	0,065	3°43'	0,075	4°17'	0,100	5°43'	0,100	5°43'	0,120	6°51'
0,50	0,055	3°09'	0,065	3°43'	0,090	5°09'	0,090	5°09'	0,100	5°43'
1,0	0,045	2°35'	0,055	3°09'	0,070	4°00'	0,070	4°00'	0,090	5°09'
1,5	0,040	2°17'	0,050	2°52'	0,065	3°43'	0,065	3°43'	0,080	4°34'
2,0	0,035	2°00'	0,045	2°35'	0,055	3°09'	0,055	3°09'	0,070	4°00'
2,5	0,030	1°43'	0,040	2°17'	0,050	2°52'	—	—	—	—
3,0	0,028	1°36'	0,035	2°00'	0,045	2°35'	—	—	—	—
4,0	0,024	1°22'	0,031	1°47'	0,040	2°17'	—	—	—	—
5,0	0,022	1°16'	0,029	1°40'	0,035	2°00'	—	—	—	—
8,0	0,018	1°02'	0,026	1°29'	0,030	1°43'	—	—	—	—
10,0	0,016	0°55'	0,024	1°22'	—	—	—	—	—	—
15,0	0,014	0°48'	0,020	1°09'	—	—	—	—	—	—
24,0	0,013	0°45'	—	—	—	—	—	—	—	—

* Классы чистоты поверхностей витков червяка 7,8 и 9-й по ГОСТу 2789—

59.

* Классы чистоты поверхности витков червяка 7, 8 и 9-й по ГОСТу 2789—59.

При этом имеет место зависимость

$$v_2 = v_1 \operatorname{tg} \lambda_\partial.$$

Число заходов червяка обычно принимают равным $z_1=1\div 5$. Следует иметь в виду, что с повышением числа заходов точность червячной передачи снижается. Для особо точных кинематических червячных передач следует применять передачи с однозаходным червяком.

Число зубьев червячных колес для кинематических отсчетных передач не рекомендуется принимать менее 20, для силовых передач приборов число зубьев червячного колеса выбирается не менее 27 (табл. 4).

В многоходовых передачах для лучшей приработки и повышения износоустойчивости рекомендуется применять число зубьев колес, кратное числу заходов. В случаях, когда определяющим является требование к точности передачи, следует выбирать число зубьев колеса не кратное числу заходов червяка и не имеющее с ним общего

множителя (например, $\frac{47}{2}$; $\frac{35}{3}$ и т. д.).

К.п.д. червячной передачи. Полный к.п.д. червячной пары (редуктора) может быть представлен в виде произведения трех коэффициентов, учитывающих различные потери,

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad (2)$$

где η_1 — коэффициент, учитывающий потери в зацеплении при скольжении витков червяка по зубьям червячного колеса, как в винтовой паре, и определяется по формуле

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \lambda_\partial}{\operatorname{tg} (\lambda_\partial + \rho_1)};$$

здесь λ_∂ — угол подъема винтовой линии червяка;

ρ_1 — фиктивный угол трения, который можно принимать равным $\rho_1 \approx \rho = \operatorname{arctg} f$;

более точная зависимость

$$\rho_1 = \operatorname{arctg} (\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cos^2 \lambda_\partial});$$

η_2 — коэффициент, учитывающий потери при перекачивании червячного колеса по червяку; из опытных данных

$$\eta_2 = 1 - 0,2f;$$

здесь f — коэффициент трения в паре колесо — червяк; числовые значения коэффициента трения f и угла трения ρ приведены в табл. 1;

η_3 — к.п.д. подшипников передачи.

В червячной передаче с двумя парами подшипников качения

$$\eta_3 = 0,99^2 = 0,98.$$

Для одной пары подшипников качения

$$\eta_3 = 0,99 \div 0,995.$$

Для одной пары подшипников скольжения в зависимости от условий смазки имеем

$$\eta_3 = 0,98 \div 0,99.$$

Следовательно, окончательно формула (2) к.п.д. червячной передачи будет иметь вид

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda_\partial}{\operatorname{tg} (\lambda_\partial + \rho_1)} (1 - 0,2f) \cdot 0,98. \quad (3)$$

Ориентировочные значения к.п.д. червячных передач приведены в табл. 2 и на графике, показанном на рис. 9.

Таблица 2

Ориентировочные значения к. п. д. червячных передач

z_1	1	2	3	4
η	0,65—0,70	0,70—0,80	0,80—0,85	0,85—0,90

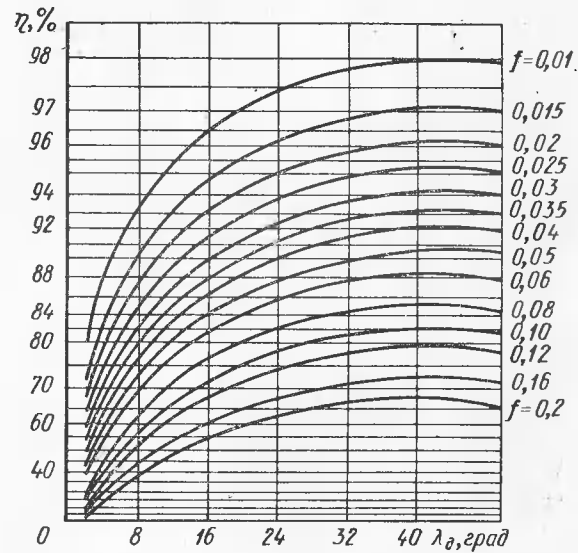


Рис. 9. График для определения к.п.д. червячного зацепления

При определении значений f и p по табл. 1 скорость скольжения v_s определяется из рис. 10 по формуле

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \lambda_\partial} = \frac{v_2}{\sin \lambda_\partial} = \frac{m_s n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{d_{\partial 1} n_1}{1910 \cos \lambda_\partial}, \quad (4)$$

где

$$v_1 = \frac{\pi d_{\partial 1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\omega_1 d_{\partial 1}}{2} 10^{-3} \text{ м/с},$$

$$v_2 = \frac{\pi d_{\partial 2} n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\omega_2 d_{\partial 2}}{2} 10^{-3} \text{ м/с},$$

v_1 — окружная скорость червяка;

v_2 — окружная скорость червячного колеса;

m_s — модуль осевой в мм;

n_1 и n_2 — число оборотов червяка и червячного колеса в мин.;

ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка и червячного колеса.

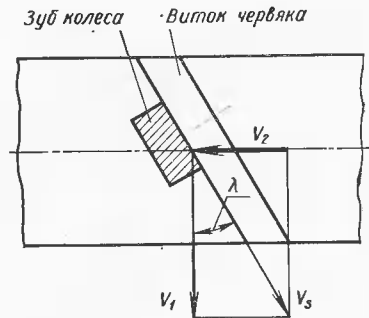


Рис. 10. Силы, действующие в червячной паре

Для повышения к.п.д. червячной передачи рекомендуется применять многозаходные червяки с большими углами подъема винтовой линии λ_∂ до 30° . Такие передачи не являются самотормозящимися и, поэтому в случае необходимости, следует делать стопорные устройства, предотвращающие обратный ход передачи, например: совмещение червяка с храповым механизмом или муфтой обгона.

К.п.д. передач с передачей движения от червячного колеса к червяку вычисляют по формуле (2). Однако коэффициент, учитывающий потери в зацеплении, вычисляют по формуле

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}(\lambda_\partial - \rho_1)}{\operatorname{tg} \lambda_\partial}.$$

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Расчет основных параметров червячного зацепления производится по формулам табл. 3 (рис. 1).

Важное значение при конструировании червячных передач имеет отсутствие подрезания или заострения зубьев червячного колеса в процессе работы. Для избежания этого явления рекомендуется при подборе числа зубьев червячного колеса пользоваться табл. 4 при проектировании рядовых червячных передач. В случае отступления от рекомендуемых значений чисел зубьев червячного колеса для суждения об опасности подрезания или заострения зубьев колеса рекомендуются следующие приближенные зависимости:

$$\left. \begin{aligned} A_{\min} &= 0,5(D_{e1} + m_s z_2 \cos^2 \alpha_{0a}); \\ A_{\max} &= m_s(0,55z_2 - 0,64 - 0,024 a_{0a}) + R_{e1}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где A_{\min} — минимально допустимое межцентровое расстояние в передаче;

A_{\max} — максимально допустимое межцентровое расстояние;

α_{0a} — профильный угол исходной косозубой рейки в торцевом сечении.

Угол α_{0a} находится из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_{0a} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \lambda_0} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \lambda_0}.$$

Если окажется, что принятое межцентровое расстояние A больше A_{\min} и меньше A_{\max} на 10—20%, то необходимость в проверке червячного зацепления на подрезание и заострение далее отпадает.

Червячное колесо, делительная окружность которого касается делительного центра червячной фрезы в процессе изготовления его, называется нулевым. Если же при нарезании червячного колеса фреза получила смещение, т. е. расстояние между осями червячного колеса и фрезы больше или меньше суммы радиусов их делительных окружностей, то колесо соответственно называется положительным или отрицательным, а передача называется скорректированной. При этом имеет место зависимость

$$A \neq 0,5(d_{01} + d_{02}).$$

Червяк коррекции не подвергается, так как для скорректированных и нескорректированных червячных колес применяется один и тот же инструмент. Основное значение корректирования червячного колеса

Основные соотношения для геометрического расчета червячных зацеплений

Элементы червячного зацепления	Параметры	Обозначения	Формулы
Передача	Передаточное число	i	$i = \frac{z_2}{z_1}$
	Осевой модуль червяка и торцевой модуль колеса	m_s	$m_s = \frac{t_s}{\pi}$. Выбирается из ряда по ГОСТу 9563—60 (табл. 11)
	Модуль нормальный	m_n	$m_n = m_s \cos \lambda_0$
	Шаг	t	$t = \pi m_s = \frac{t_b}{z_1}$
	Межосевое расстояние	A	$A = \frac{d_{02} + d_{01}}{2} = \frac{m_s q + m_s z_2}{2}$
	Угол зацепления	α	$\alpha = 20^\circ$
	Радиальный зазор	c	$c = 0,25m_s$
Червяк	Коэффициент высоты головки зуба	f_0	$f_0 = 1$
	Число заходов	z_1	Задается конструктором $z_1 = \frac{t_b}{t_s}; z_1 = 1 \div 5$
	Диаметр делительной окружности	d_{01}	$d_{01} = q m_s = \frac{z_1 m_s}{\operatorname{tg} \lambda_0} = \frac{t_b}{\pi \operatorname{tg} \lambda_0}$
	Число модулей в диаметре делительной окружности (относительная толщина червяка)	q	$q = \frac{d_{01}}{m_s}$. Выбирается по табл. 5

Элементы червячного зацепления	Параметры	Обозначения	Формулы
Червяк	Угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре	λ_∂	$\operatorname{tg} \lambda_\partial = \frac{z_1}{q} = \frac{z_1 m_s}{d_{\partial 1}};$ $\lambda_\partial = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}$ (см. табл. 6)
	Диаметр окружности впадин	D_{i1}	$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,5 m_s = m_s (q - 2,5)$
	Диаметр окружности выступов	D_{e1}	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2 m_s = m_s (q + 2)$
	Высота головки витка (зуба колеса h_2')	h_1'	$h_1' = m_s = h_2'$
	Высота ножки витка (зуба колеса h_2'')	h_1''	$h_1'' = 1,25 m_s = h_2''$
	Ход винтовой линии	t_b	$t_b = t_s z_1 = \pi z_1 m_s;$ $z_1 = 1; t_b = t_s,$ $z_2 = 2; t_b = 2 t_s$ и т. д.
	Толщина витка в нормальном сечении на делительном цилиндре	S_n	$S_n = 0,5 \pi m_s \cos \lambda_\partial$
	Теоретическая толщина осевого сечения витка по делительному цилиндру	S	$S = 0,5 \pi m_s$
	Шаг осевой	t_s	$t_s = \pi m_s$
	Высота витка	h	$h = 2,25 m_s$
	Радиус закругления ножки и головки витка	r	$r = 0,3 m_s$

Элементы червячного зацепления	Параметры	Обозначения	Формулы
Червяк	Длина нарезной части червяка	L	При $z_1 = 1 \div 2$ $L \geq (11 + 0,06 z_2) m_s.$ При $z_1 = 3 \div 5$ $L \geq (12,5 + 0,09 z_2) m_s.$ Для шлифуемых червяков длину L следует увеличивать на 5 мм. Либо в общем случае $L = 2 m_s (\sqrt{z_2} + 1)$
	Измерительная высота витка червяка	h_m	$h_m = f_0 m_s + \frac{S_n^2 \sin^2 \lambda_\partial}{4 d_{\partial 1}}$
Червячное колесо	Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z_1 i$
	Диаметр делительной окружности	$d_{\partial 2}$	$d_{\partial 2} = m_s z_2$ (при $z_2 \geq 27$)
	Диаметр окружности выступов	D_{e2}	$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2 m_s$
	Диаметр окружности впадин	D_{i2}	$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,5 m_s$
	Радиус образующей выступов зубьев	R	$R = \frac{d_{\partial 1}}{2} - m_s = A - \frac{D_{e2}}{2}$
	Угол между боковыми скосами зубьев колеса	γ	$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2 c_\gamma m_s \pi}{d_{\partial 1} + 1,25 \pi}$ (см. табл. 7)
	Коэффициент для определения угла γ в зависимости от z_2	z_2	28 35 45 55 65 75 85
		c_γ	1,9 2,1 2,3 2,5 2,6 2,8 2,9

1071244

Элементы червячного зацепления	Параметры	Обозначения	Формулы
Червячное колесо	Толщина зуба колеса по начальной окружности	S_{2k}	$S_{2k} = m_s \times \left(\frac{\pi}{2} + 0,2 \lg a + 2 \xi \lg a \right)$
	Наружный диаметр колеса	D_{Π}	При $z_1 = 1$ $D_{\Pi} = D_{e2} + 2m_s$ При $z_1 = 2 \div 3$ $D_{\Pi} = D_{e2} + 1,5m_s$ При $z_1 = 4 \div 5$ $D_{\Pi} = D_{e2} + m_s$
	Ширина венца червячного колеса	B	При $z_1 = 1 \div 3$ $B \leq 0,75D_{e1}$ При $z_1 = 4 \div 5$ $B \leq 0,67D_{e1}$
	Расчетная длина зуба червячного колеса	b_2	$b_2 = (D_{e1} - 0,5m_s) \gamma$, γ подставляется в формулу в радианах
	Ширина зуба у основания	b	$b = m_s (q + 2,5) \sin \gamma$
	Ширина среза зуба	b'	$b' = 2,25m_s \sin \gamma$

Примечания; 1. Угол скоса γ (угол охвата червяка венцом червячного колеса) можно определить по формуле

$$\sin \gamma = \frac{B}{D_{e1} - 0,5m_s}$$

$$2. 1 \text{ радиан} = \frac{360^\circ}{2\pi} = 57^\circ 17' 44''; 1^\circ = 0,017453 \text{ рад.}$$

3. В общем случае ширина венца червячного колеса может быть определена по формуле

$$B = m_s (q + 2,5) \sin \gamma + 0,25t_s.$$

4. Основные соотношения для геометрического расчета червячных передач с архимедовым червяком справедливы также и для передач с конволютным червяком.

Для кинематических передач приборов — округление дробных значений межцентровых расстояний до значений ряда с окончанием на 0 или 5. Коэффициент смещения червячной фрезы (коэффициент коррекции) определяется из выражения

$$\xi = \frac{A - A_0}{m_s} = \frac{A}{m_s} - 0,5(q + z_2),$$

откуда

$$A = 0,5 m_s (q + z_2 + 2\xi),$$

где A — фактическое межцентровое расстояние (корригированной червячной передачи);

A_0 — номинальное межцентровое расстояние (некорригированной червячной передачи),

$$A_0 = 0,5 (d_{o1} + d_{o2}) = 0,5 m_s (q + z_2).$$

У корригированного червячного колеса

$$D_{e2} = m_s (z_2 + 2 + 2\xi);$$

$$D_{i2} = m_s (z_2 - 2,5 + 2\xi);$$

$$\lg \lambda_\partial = \frac{z_2}{q + 2\xi}$$

при высоте головки зуба $f_0 = 1$.

Все остальные параметры рассчитываются по формулам, приведенным для некорригированных червячных колес. Величина коэффициента ξ из условий подрезания и заострения зубьев не должна

Таблица 4
Рекомендуемые значения z_1 и z_2 для нестандартных червячных передач

l	z_1	z_2
7—8	4	27—32
9—13	3 или 4	27—52
14—24	2 или 3	27—72
25—27	2 или 3	50—81
28—40	1 или 2	28—80
40 и более	1	40 и более

превышать ± 1 . Значение коэффициента относительной толщины червяка q для модулей от 0,3 до 1 мм можно варьировать, исходя из расчета червяка на жесткость. Чем больше значение q , тем большей жесткостью обладает червяк. Но слишком больших значений q следует избегать и применять только в том случае, если чрезмерная деформация червяка не может быть устранена путем применения при том же межцентровом расстоянии большего модуля, а также при насадных червяках. Правильный выбор параметра q для червячной передачи в значительной мере определяет работу передачи. Следовательно, при выборе этого параметра не следует руководствоваться абстрактными соображениями, а следует оценивать все взаимосвязанные величины. Значение коэффициента q в зависимости от вели-

чины модуля m_s рекомендуется принимать по табл. 5. С целью уменьшения номенклатуры режущего инструмента на приборостроительных предприятиях обычно ограничивают количество типоразмеров применяемых червяков. Такое ограничение приведено в табл. 5.

Таблица 5

Зависимость коэффициента q от модуля m_s и соответствующее значение $d_{\partial 1}$ (для нестандартных червячных передач)

$$q = \frac{d_{\partial 1}}{m_s}$$

m_s	q	$d_{\partial 1}$	m_s	q	$d_{\partial 1}$
0,3	10	3	0,6	13	7,8
	[16]	4,8		[17]	10,2
	20	6		20	12
	[24]	7,2		25	15
0,4	[13]	5,2	0,8	[13]	10,4
	15	6		15	12
	[18]	7,2		19	15,2
	20	8		20	16
	25	10			
0,5	12	6	1	[12]	12
	[14]	7		[15]	15
	16	8		16	16
	20	10		18	18
	[24]	12		20	20

Примечания: 1. Для нестандартизованных червяков разрешается применять и меньшие значения q в случае, если это позволяет жесткость получаемого червяка.

2. Значения q без квадратных скобок применяются для ограничения типоразмеров червяков при составлении стандартов предприятий.

Примерный геометрический расчет некорректированной червячной передачи. Из кинематической схемы следует, что

$$z_1 = 2; \quad z_2 = 40; \quad i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20.$$

По конструктивным соображениям принимаем $m_s = 0,5$ мм. Угол зацепления и радиальный зазор имеют значения

$$\alpha = 20^\circ; \quad c_0 = 0,125.$$

По табл. 5 выбираем $q = 12$, а по табл. 6 $\lambda_\partial = 9^\circ 27' 44''$.

Таблица 6

Углы подъема λ_∂ витка червяка по делительному цилиндру

q	Число заходов червяка z_1			
	1	2	3	4
	Углы подъема λ_∂ витка червяка			
8	7°07'30"	14°02'10"	20°33'22"	26°33'54"
9	6°20'25"	12°31'44"	18°26'06"	23°57'45"
10	5°42'38"	11°18'36"	16°41'57"	21°48'05"
11	5°11'40"	10°18'17"	15°15'18"	19°58'59"
12	4°45'49"	9°27'44"	14°02'10"	18°26'06"
13	4°23'45"	8°44'46"	12°59'21"	17°06'10"
14	4°05'04"	8°07'44"	12°05'40"	15°56'42"
15	3°48'50"	7°35'40"	11°18'36"	14°50'52"
16	3°47'25"	7°07'30"	10°37'10"	14°02'10"
18	3°45'02"	6°20'24"	9°27'44"	12°31'44"
20	2°51'44"	5°42'38"	8°31'50"	11°18'36"
22	2°36'12"	5°11'56"	7°45'54"	10°18'16"
24	2°23'08"	4°45'48"	7°07'30"	9°27'44"
25	2°17'26"	4°34'26"	6°50'34"	9°05'26"
30	1°54'28"	3°48'50"	5°42'38"	7°35'40"
32	1°47'24"	3°34'34"	5°21'20"	7°07'30"

По формулам табл. 3 определяем

$$d_{\partial 1} = qm_s = 12 \cdot 0,5 = 6 \text{ мм};$$

$$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_s = 6 + 2 \cdot 0,5 = 7 \text{ мм};$$

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,5m_s = 6 - 2,5 \cdot 0,5 = 4,75 \text{ мм};$$

$$t_b = \pi z_1 m_s = 3,14 \cdot 2 \cdot 0,5 = 3,14 \text{ мм};$$

$$L \geq (11 + 0,06 z_2) m_s = (11 + 0,06 \cdot 40) 0,5 = 6,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $L = 8$ мм;

$$d_{\partial 2} = z_2 m_s = 40 \cdot 0,5 = 20 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_s = 20 + 2 \cdot 0,5 = 21 \text{ мм};$$

$$D_u = D_{e2} + 1,5m_s = 21 + 1,5 \cdot 0,5 = 21,75 \text{ мм};$$

$$B \leq 0,75 D_{e1} = 0,75 \cdot 7 = 5,25 = 5 \text{ мм};$$

$$R = \frac{d_{\partial 1}}{2} - m_s = \frac{6}{2} - 0,5 = 2,5 \text{ мм}.$$

Таблица 7

Значения угла γ боковых скосов червячного колеса

Относительная толщина червяка $q = \frac{d_{d1}}{m_s}$	Значения угла боковых скосов червячного колеса γ в град. при числах зубьев колеса						
	До 30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—100
До 14	35	40	40	45	45	45	50
Св. 14 до 17 Св. 17 до 20	30	$\frac{35}{30}$	35	$\frac{40}{35}$	$\frac{40}{35}$	40	$\frac{45}{40}$
Св. 20 до 24	25	25	30	30	35	35	35
Св. 24 до 27 Св. 27 до 30 Св. 30 до 33	20		25		30	30	
		20	25	25	25	25	30

Примечания: 1. Если условия работы передачи не вызывают опасений в преждевременном износе ее, величину γ можно изменять на 5—10° в сторону уменьшения.
2. Значения γ , полученные при расчете, следует округлять в большую сторону до цифр, оканчивающихся на 0 и 5, например 20, 25, 30, 40°.

По табл. 7 $\gamma=40^\circ$;

$$A = \frac{d_{d1} + d_{d2}}{2} = \frac{6 + 20}{2} = 13 \text{ мм.}$$

ГЛАВА 3

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ИЗГИБ

При проектировочном расчете червячных передач (редукторов) объектом расчета являются зубья червячного колеса как имеющие меньшую поверхность и меньшую общую прочность по сравнению с витками нарезки червяка. Они рассчитываются на контактную прочность по напряжениям сжатия или сдвига и затем проверяются расчетом на изгиб. Проектировочный расчет, проводимый на контактную прочность, предполагает определение в первую очередь межцентрового расстояния передачи по формуле

$$A = 632 \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \sqrt[3]{\left(\frac{N}{n_2}\right)_p \frac{q^2}{z_2^2 [\tau]_c^2}} \text{ мм,} \quad (6)$$

здесь $\left(\frac{N}{n_2}\right)_p$ — расчетный момент на валу червячного колеса в л.с./об/мин. Расчетный момент равен номинальному, умноженному на коэффициент нагрузки K_K ,

$$\left(\frac{N}{n_2}\right)_p = K_K \frac{N}{n_2}.$$

Номинальная мощность N на рабочем валу червячного колеса при известном окружном усилии P [кгс] и окружной скорости v [м/с] определяется

$$N = \frac{Pv}{75} \text{ л. с.}$$

или

$$N = \frac{Pv}{102} \text{ кВт.}$$

Окружную скорость определяют по формуле

$$v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} \text{ м/с.}$$

В случае, если известен момент M [кгс·см] на рабочем валу червячного колеса и число оборотов n_2 , то номинальная мощность

$$N = \frac{M n_2}{71620} \text{ л. с.}$$

или

$$N = \frac{Mn_2}{97400} \text{ кВт.}$$

Крутящий момент на валу червячного колеса

$$M_2 = 71620 \frac{N}{n_2} \eta \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

или

$$M_2 = \frac{N}{\omega_2} \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Крутящий момент на валу червяка

$$M_1 = 71620 \frac{N}{n_2} \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

или

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1} \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$M_2 = M_1 \eta i.$$

Коэффициент нагрузки K_K выбирается из табл. 8. Коэффициент

Таблица 8

Коэффициент нагрузки для червячных передач при расчете на контактную прочность K_K и на изгиб K_H

Характеристика режима работы передачи	Окружная скорость червячного колеса	K_K	K_H
Постоянная нагрузка, работа без толчков и ударов	>3 <3	1,05—1,25 1,0—1,1	1,15—1,25 1,0—1,15
Незначительные колебания нагрузки, возможны небольшие толчки и удары	>3 <3	1,15—1,4 1,1—1,25	1,3—1,5 1,15—1,3
Значительные колебания нагрузки при наличии толчков и ударов	>3 <3	1,25—1,5 1,2—1,35	1,7—2,0 1,4—1,7

Примечание. Меньшие значения K_K и K_H относятся к передачам повышенной точности.

нагрузки более точно для каждого конкретного случая определяется по формуле

$$K_K = K_1 K_2 K_3 K_4, \quad (7)$$

где K_1 — коэффициент перегрузки,

$$K_1 = \frac{M_{K \max}}{M_{KH}};$$

здесь $M_{K \max}$ — наибольший передаваемый червячной передачей крутящий момент с учетом инерционных сил и пиковых нагрузок;

M_{KH} — номинальный крутящий момент;

K_2 — коэффициент концентрации нагрузки;

$$K_2 = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - m_p);$$

здесь θ — коэффициент деформации червяка, определяется по табл. 9;

Таблица 9

Значение коэффициента деформации θ в зависимости от числа заходов червяка z_1 и жесткости червяка q

z_1	Коэффициент деформации θ при жесткости червяка q							
	6	7	8	9	10	11	12	13
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	100	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108

m_p — отношение среднего по времени крутящего момента M_K к максимальному $M_{K \max}$;

при $\leq HB 350$

$$m_p = \frac{\sum_{i=1}^q m_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^q m_i t_i},$$

при $> HB 350$

$$m_{\min} > m_p - \frac{m_p}{K_2},$$

$$m_p = \frac{\sum_{i=1}^q m_i t_i}{\sum_{i=1}^q t_i},$$

где q — число ступеней нагрузки;

в этих формулах

$$m_i = \frac{M_{ki}}{M_{k \max}}; \quad t_i = \frac{1_i}{T} \cdot \frac{n_i}{n_{\text{ср}}};$$

$$n_{\text{ср}} = \frac{\sum n_i T_i}{\sum T_i};$$

здесь m_i — коэффициент относительной нагрузки;

T_i — продолжительность действия крутящего момента за все время работы передачи (или за время цикла нагрузки) в ч;

T — общая продолжительность работы передачи (или продолжительность цикла нагрузки) в ч;

n_i — среднее число оборотов червячного колеса в минуту при действии крутящего момента M_{ki} ;

$n_{\text{ср}}$ — среднее за все время работы число оборотов колеса в минуту;

при насадных червяках

$$K_2 = 1 + \left(\frac{z_2}{0 \left(\frac{d_v}{D_{i1}} \right)^{3/4}} \right)^3 (1 - m_p),$$

здесь d_v — диаметр вала червяка;

K_3 — коэффициент эквивалентной нагрузки;

$$K_3 = \sqrt[4]{\frac{N_{\text{цэк}}}{N_{\text{ц}}}};$$

в этой формуле

$N_{\text{ц}}$ — рабочее число циклов напряжений в материале зубьев червячного колеса за время работы передачи.

Рабочее число циклов напряжений

$$N_{\text{ц}} = a n_{\text{ср}} T,$$

здесь a — число зацеплений зуба рассчитываемого червячного колеса за один оборот;

$n_{\text{ср}}$ — среднее (по времени) число оборотов в минуту рассчитываемого червячного колеса

$$n_{\text{ср}} = \frac{\sum n_i T_i}{\sum T_i},$$

T — общее число часов работы передачи;

$N_{\text{цэк}}$ — эквивалентное число циклов напряжений;

$$N_{\text{цэк}} = 60 n_{\text{срк}} T_{\Sigma},$$

здесь $n_{\text{срк}}$ — среднее число оборотов червячного колеса в минуту;

T_{Σ} — приведенное к наибольшему крутящему моменту (эквивалентное) число часов работы передачи, определяемое по формуле

$$T_{\Sigma} = T \sum t_i (m'_i)^4;$$

$$m'_i = 1 - \frac{1 - m_i}{K_4 - m_p \Phi};$$

$$\Phi = \frac{1}{1 + \left(\frac{\theta}{z_2} \right)^3};$$

если $N_{\text{ц}} > 250 \cdot 10^6$, то следует брать $N_{\text{ц}} = 250 \cdot 10^6$; при $N_{\text{цэк}} > 250 \cdot 10^6$ $K_3 = 1$; число рабочих циклов может быть выбрано по табл. 10; K_4 — коэффициент качества; $K_4 = 1 \div 1,3$ при $v_s \leq 3$ м/с; $K_4 = 1$ при $v_s > 2$ м/с и величине контакта не менее 75% или при $v_s \leq 2$ м/с, если величина контактной площади составляет не менее 60%.

Таблица 10

Значения коэффициента $N_{\text{ц}}$

$\sigma_{\text{вр}}$ в $\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$	70 и менее	80	90	100—110	—	—
HRC	—	—	—	—	40—45	55—65
$N_{\text{ц}}$	$10 \cdot 10^6$	$15 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	$30 \cdot 10^6$	$100 \cdot 10^6$	$250 \cdot 10^6$

При $v_s > 3$ м/с коэффициент качества можно принимать $K_4 = 1,5$, если обеспечивается не менее 75% площади пятна контакта, а также бесшумность работы. Пятном контакта называется часть боковой поверхности зуба червячного колеса, на которой располагаются следы краски при сопряжении колеса с парным червяком после вращения собранной передачи при легком торможении.

Нормы на величину пятна контакта червячной передачи приведены в табл. 28. Величина относительных размеров пятна контакта по длине определяется как отношение расстояния между крайними точками пятна контакта, за вычетом разрывов l_p , превосходящих величину модуля, к полной дуговой длине зуба B_{θ} (рис. 11):

$$\frac{a - l_p}{B_{\theta}} 100\%.$$

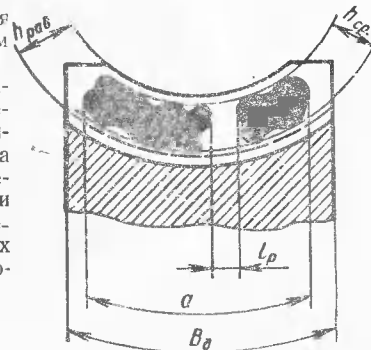


Рис. 11. Пятно контакта

Величина относительных размеров пятна контакта по высоте определяется отношением средней высоты $h_{\text{ср}}$ пятна контакта на всей его длине к рабочей высоте зуба $h_{\text{раб}}$

$$\frac{h_{\text{ср}}}{h_{\text{раб}}} 100\%.$$

Величина пятна контакта может быть повышена путем приработки с постепенно повышающейся нагрузкой, а в некоторых случаях путем притирки с абразивными пастами зубьев колеса к виткам червяка.

В формуле (6) z_2 — число зубьев червячного колеса выбирают из табл. 7, относительную толщину червяка q выбирают по табл. 5 в зависимости от принятого ориентировочного модуля; $[\tau]_c$ — допускаемое контактное напряжение сдвига для материала поверхностного слоя зубьев червячного колеса в кгс/см².

Для фосфористой бронзы при работе червячного колеса со стальным червяком, имеющим высокий класс чистоты поверхности витков, допускаемое контактное напряжение сдвига определяют по формуле

$$[\tau]_c = 0,25 \sigma_{\text{вр}} \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_c}}, \quad (8)$$

где $\sigma_{\text{вр}}$ — предел прочности бронзы на разрыв в кгс/см². При применении цементованных или закаленных до твердости $HRC \geq 45$ шлифованных и полированных червяков значение $[\tau]_c$ можно увеличить примерно на 20%.

Для малооловянистых и безоловянистых бронз с

$$\sigma_{\text{вр}} \approx 30 \div 35 \text{ кгс/мм}^2$$

$$[\tau]_c = 0,2 \sigma_{\text{вр}} \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_c}}. \quad (9)$$

Для червячных колес из алюминиевых, магниевых и цинковых сплавов при условии применения шлифованных и полированных червяков, цементованных и закаленных до твердости $HRC \geq 45$, для определения допустимого контактного напряжения сдвига можно пользоваться формулой

$$[\tau]_c = 0,25 \sigma_{\text{вр}} \sqrt{\frac{750\,000}{E}}, \quad (10)$$

где E — модуль упругости применяемого сплава. Значения $[\tau]_c$ для рассчитываемых червячных передач приведены в табл. 14—15.

После вычисления межцентрового расстояния определяют осевой модуль передачи из соотношения

$$m_s = \frac{2A}{q + z_2}. \quad (11)$$

Полученное значение округляют в большую сторону и выбирают из ряда модулей по ГОСТу 9563—60 (табл. 11). Округление модуля повлечет за собой изменение значения межцентрового расстояния A , а также может оказаться, что ранее выбранное значение q не соот-

Таблица 11

Значения модулей m_s по ГОСТу 9563—60 (до $m_s \leq 1$ мм)

Модули m_s					
1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
0,05	—	—	0,14	0,4	—
—	0,055	0,15	—	—	0,45
0,06	—	—	0,18	0,5	—
—	0,07	0,2	—	—	0,55
0,08	—	0,25	0,22	0,6	—
—	0,09	—	—	—	0,7
0,1	—	0,3	0,28	0,8	—
—	0,11	—	—	—	0,9
0,12	—	—	0,35	1,0	—

Примечания: 1-й ряд предпочтительнее 2-го при назначении модуля.
2. В приборостроении обычно применяют модули от 0,3 до 1 мм в связи с тем, что передаваемые значения мощности не превышают обычно 200—300 Вт.

вствует найденному модулю. После выбора стандартного значения модуля m_s и соответствующего ему значения q необходимо пересчитать межцентровое расстояние по формуле

$$A = \frac{q + z_2}{2} m_s. \quad (12)$$

В связи с изменением значений q и A рабочие контактные напряжения τ_c будут отличаться от допускаемых, которые были приняты при расчете межцентрового расстояния A по формуле (6). Поэтому, необходимо проверить рабочие контактные напряжения τ_c и сравнить их с допускаемыми $[\tau]_c$. Рабочие контактные напряжения рассчитывают по формуле

$$\tau_c = \frac{44\,700}{d_{\partial 2}} \sqrt{\left(\frac{N}{n_k}\right)_p \frac{1}{d_{\partial 1}}} < [\tau]_c. \quad (13)$$

Размеры зацепления, рассчитанные на контактную прочность, необходимо проверить расчетом зубьев червячного колеса на изгиб по формуле

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{K_{\text{из}} P}{y_k \epsilon m_s b_2} \leq [\sigma]_{\text{из}}, \quad (14)$$

где P — окружное усилие на червячном колесе,

$$P = \frac{2M_2}{d_{\partial 2}};$$

$K_{\text{из}}$ — коэффициент нагрузки, выбирается по табл. 8;

y_k — коэффициент формы зуба червячного колеса (табл. 12);

Таблица 12

Значение коэффициента формы зуба y_k

z_2	26	28	32	35	40	45	50	60	80	100	150
y_k	0,358	0,368	0,386	0,403	0,427	0,446	0,455	0,471	0,496	0,509	0,521

ϵ — коэффициент перекрытия в средней плоскости зацепления. Определяется по формуле

$$\epsilon = \frac{\sqrt{R_{e2}^2 - r_{\partial 2}^2 \cos^2 \alpha - r_{\partial 2} \sin \alpha} + \frac{f_0 m_s}{\sin \alpha}}{\pi m_s \sin \alpha} \quad (15)$$

В среднем коэффициент перекрытия имеет значение $\epsilon = 1,6 \div 2,2$, b_2 — расчетная длина зуба червячного колеса (см. табл. 3). Допустимые напряжения изгиба $[\sigma]_H$ приведены в табл. 14.

Все червячные редукторы можно разделить на редукторы закрытого типа и редукторы открытого типа. К редукторам закрытого типа относятся червячные редукторы, в которых передача заключена в закрытый объем. К редукторам открытого типа относятся передачи, смонтированные на платах и кронштейнах, не заключенные в закрытый объем.

В открытых передачах модуль червячного зацепления высчитывается из расчета зубьев червячного колеса на изгиб по формуле

$$m_s = \sqrt[3]{\frac{2 M_2 K_H}{y_k [\sigma]_H \psi \epsilon z_2}} \text{ мм}, \quad (16)$$

где ψ — коэффициент длины зуба колеса;

$$\psi = \frac{b_2}{m_s}.$$

Величины, входящие в формулу (16), имеют размерность

$$M_2 [\text{кгс} \cdot \text{мм}]; [\sigma]_H [\text{кгс}/\text{мм}^2].$$

После определения размеров зацепления следует рассчитать контактные напряжения по формуле (14) для проверки отсутствия заедания в зацеплении.

Допускаемые напряжения изгиба зуба червячного колеса из бронзы при нереверсивной нагрузке определяют по формуле

$$[\sigma]_{H I} = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_{вр}, \quad (17)$$

где σ_T — предел текучести в $\text{кгс}/\text{см}^2$;

$\sigma_{вр}$ — предел прочности материала зубьев червячного колеса при растяжении в $\text{кгс}/\text{см}^2$.

При реверсивной нагрузке

$$[\sigma]_{H II} = 0,16 \sigma_{вр}. \quad (18)$$

Для чугуна

$$[\sigma]_{H I} = 0,12 \sigma_H, \quad (19)$$

где σ_H — предел прочности чугуна при изгибе в $\text{кгс}/\text{см}^2$,

$$[\sigma]_{H II} = 0,075 \sigma_H. \quad (20)$$

При изготовлении червячных колес из латуни допускаемое напряжение на изгиб можно рассчитывать по формулам (17), (18) с уменьшением значения $[\sigma]_H$ на 15%.

Расчет червячных колес, изготовленных из неметаллических материалов, необходимо вести по методике, приведенной выше, но учитывая следующие условия:

- 1) червяк следует делать стальным полированным или шлифованным;
- 2) окружная скорость червячного колеса не допускается выше 3 м/с;
- 3) расчетную мощность следует принимать $(N)_p = 1,66 N$;
- 4) работа зацепления недопустима в среде, температура которой превышает 90°C ;
- 5) результаты расчетов проверяют по формуле

$$P \leq b_2 t c_p, \quad (21)$$

где P — окружное усилие на зубе червячного колеса в кгс ;

$$b_2 = (D_{e1} - 0,5 m_s) \gamma;$$

b_2 — расчетная длина зуба червячного колеса;

t — шаг зубьев;

c_p — коэффициент, принимаемый по табл. 13, в зависимости от числа зубьев червячного колеса и его окружной скорости.

Таблица 13

Определение коэффициента c_p в зависимости от окружной скорости червячного колеса v_k

Окружная скорость v_k	Значения c_p при числе зубьев червячного колеса z_2							
	15	20	30	40	50	75	100	150
0,5	27	30,5	32	33	35	36	38	40
1	25	29	31	32	33	34,7	36	37
2	21	23,5	26	27	28	29,5	30	32,5
3	18	20	22,5	23,5	24	26	27	28
4	14	17	19,5	20,7	21,5	22,5	23,7	24,5
5	13	14,5	17,6	19	19,5	21	22	23
6	11,5	13,4	15	16	18	19	20	21
7	10,3	12	14	14,5	15	17	18	19
8	9,7	11	13	13,8	14,5	16	17	18
9	9,4	10	12	12,8	13,4	14	14,7	15,5
10	9,2	9,75	11	12	12,5	13,2	14	14,5

Коэффициент c_p принимают величиной не более 30 $\text{кгс}/\text{см}^2$. Неметаллические материалы для изготовления червячных колес приведены в табл. 17. Не рекомендуется применять червячные колеса из текстолита при модуле менее 0,8 мм для силовых червячных передач.

Расчет червяка и вала червячного колеса на прочность ведут с учетом сил, действующих в зацеплении. На рис. 12 изображены силы, действующие на червяк и червячное колесо при работе передачи. Для удобства рассмотрения червяк и червячное колесо изображены в расцепленном положении. Окружная сила Q на колесе действует вдоль оси червяка, изгибая его. В зависимости от того, в какой опоре — A или B — червяк закреплен от осевого перемещения, сила Q либо сжимает, либо растягивает его.

Распорная сила T изгибает червяк и вал червячного колеса. Окружная сила P скручивает и изгибает вал червяка, вал же червячного колеса она изгибает и растягивает, в зависимости от того, где стоит упорный подшипник. При реверсировании червяка силы Q и P меняют свой знак. Силу P определяют по формуле

$$P = \frac{2 M_1}{d_{d1}}, \quad (22)$$

где

$$M_1 = 71\,620 \frac{N}{n_1},$$

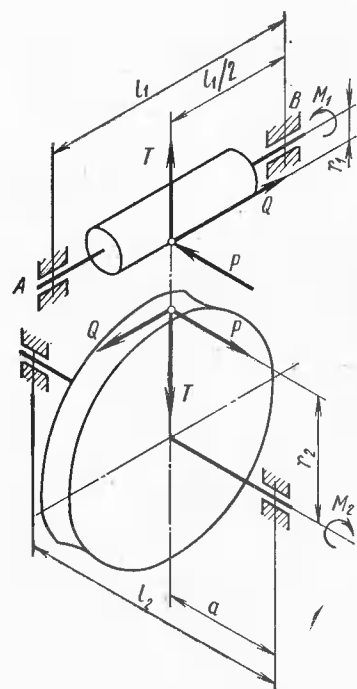


Рис. 12. Силы, действующие в полюсе зацепления на червяк и червячное колесо

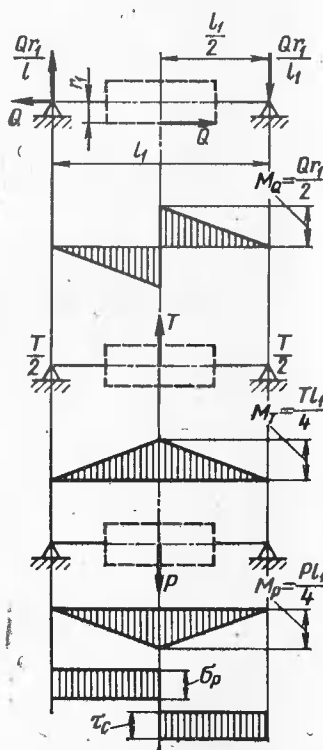


Рис. 13. Эпюры изгибающих моментов

Окружное усилие на колесе определяют из формулы

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg} \lambda_{\theta}}. \quad (23)$$

Распорная сила

$$T = \frac{P \operatorname{tg} \alpha}{\sin \lambda_{\theta}}. \quad (24)$$

На рис. 13 показаны эпюры изгибающих моментов от сил Q ; P и T и изгибающих моментов этих сил M_Q ; M_P и M_T .

Суммарный изгибающий момент

$$(M_{\text{изг}})_{\Sigma} = \sqrt{(M_Q + M_T)^2 + M_P^2}. \quad (25)$$

По определенному суммарному изгибающему моменту определяют величины напряжений изгиба и растяжения

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{(M_{\text{изг}})_{\Sigma}}{0,1 D_{i1}^3}; \quad \sigma_{\text{р}} = \frac{4Q}{\pi D_{i1}^2},$$

где D_{i1} — внутренний диаметр парезки червяка.

Суммарное напряжение от изгиба и сжатия

$$\sigma = \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}. \quad (26)$$

Так как червяк испытывает напряжение скручивания от момента $M_1 = Pr_1$, то соответствующие касательные напряжения

$$\tau_{\text{с}} = \frac{Pr_1}{0,2 D_{i1}^3}. \quad (27)$$

Приведенные напряжения по третьей теории прочности

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{\text{с}}^2} \leq [\sigma]_{\text{и}}.$$

Вал червячного колеса рассчитывают по приведенному моменту: при

$$a = \frac{l_2}{2}; \quad M_2 = Qr_2.$$

Изгибающие моменты от сил P и T в вертикальной плоскости будут равны

$$M'_P = \frac{Pr_2}{2}; \quad M'_T = \frac{Tr_2}{4}.$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M'_Q = \frac{Ql_2}{4}$$

Суммарный изгибающий момент вычисляют по формуле

$$(M'_{\text{изг}})_{\Sigma} = \sqrt{(M'_P + M'_T)^2 + M'^2_Q} \text{ кгс} \cdot \text{см}. \quad (28)$$

Приведенный момент по 3-й теории прочности

$$M'_{пр} = \sqrt{(M'_{изг})^2 + M_2^2}. \quad (29)$$

Диаметр вала червячного колеса

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M'_{пр}}{0,1 [\sigma]_H}}. \quad (30)$$

В изложенном расчете напряжения от сжатия силой P вала червячного колеса не учтены. Стрела прогиба червяка при максимально допустимой нагрузке и модуле $m_s < 2$ мм не должна превышать

$$[f_H] = (0,005 \div 0,01) m_s.$$

С целью увеличения жесткости червяка опоры необходимо сближать. Примерное расстояние между опорами червяка

$$l_1 \approx (0,9 \div 1,0) d_{\partial 2}.$$

Стрела прогиба червяка, установленного в каждой опоре на один подшипник, может быть вычислена по формуле

$$f_H = \frac{l_1^3 \sqrt{P^2 + T^2}}{48 EJ}, \quad (31)$$

где J — осевой момент инерции,

$$J = \frac{\pi D_{i1}^4}{64} \approx 0,05 D_{i1}^4.$$

При конструировании необходимо выдерживать условие

$$f_H \leq [f_H]. \quad (32)$$

ГЛАВА 4

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Вследствие сравнительно невысокого к.п.д. червячной передачи возникает нагрев самой передачи и окружающей ее смазки. В результате этого возникает возможность заедания в зацеплении. Задача теплового расчета — определить возможность заедания и предотвратить его.

Для вывода основных зависимостей рассмотрим случай непрерывно работающей червячной передачи. Пусть передаваемая мощность на червяке равна N_1 в лошадиных силах и к.п.д. передачи η .

Тогда потери мощности составят

$$N_1 - N_1 \eta = N_1 (1 - \eta) \text{ л. с.} \quad (33)$$

Теперь предположим, что все эти потери полностью превращаются в тепло. Тогда количество тепла, которое выделяется в результате потерь за час работы,

$$Q_1 = \frac{75 \cdot 3600}{427} N_1 (1 - \eta) K_H = 632 N_1 (1 - \eta) K_H \text{ ккал/ч,} \quad (34)$$

где K_H — коэффициент относительной продолжительности работы, при работе червячной передачи с перерывами $K_H < 1$, при этом для легкого режима $K_H = 0,15$, для среднего режима $K_H = 0,25$, для тяжелого $K_H = 0,4$. Для непрерывного режима работы передачи $K_H = 1$.

Количество тепла, отдаваемое корпусом окружающей среде,

$$Q_2 = KF \Delta t \text{ ккал/ч,} \quad (35)$$

K — коэффициент теплопередачи, $K = 7 \div 15$ ккал/ч·м²·°С (меньшее значение K принимается в случае, если передача работает внутри помещения, при отсутствии циркуляции воздуха, большие принимаются в том случае, если передача работает в хорошо вентилируемом помещении или на открытом воздухе);

F — площадь поверхности корпуса редуктора, омываемая воздухом в м², в расчет вводится вся поверхность корпуса, за исключением поверхностей, прилегающих к плохому теплопроводным стенкам или основанию;

Δt — разность температур масляной ванны и окружающей среды в °С.

При верхнем расположении червяка допустимая разность температур $\Delta t_{доп} \leq 30^\circ\text{С}$. При нижнем и боковом расположении червяка допустимая разность температур $\Delta t_{доп} \leq 70^\circ\text{С}$. Для устранения опаснос-

ти перегрева и для обеспечения работы передачи в нормальном тепловом режиме необходимо, чтобы $Q_2 \geq Q_1$, т. е.

$$KF \Delta t \geq 632 N_1 (1 - \eta) K_n, \quad (36)$$

откуда

$$\frac{KF \Delta t}{632 (1 - \eta) K_n} \geq N_1. \quad (37)$$

При этом

$$\frac{KF \Delta t}{632 (1 - \eta) K_n} = N_T.$$

N_T принято называть термической мощностью передачи, под которой понимается мощность, максимальная допустимая по температурному режиму. Отсюда следует, что для работы червячной передачи в нормальном тепловом режиме необходимо соблюдать условие

$$N_T \geq N_1. \quad (38)$$

Если это условие не выдерживается, следует увеличить площадь редуктора F , либо увеличить коэффициент теплопередачи за счет искусственного охлаждения либо воздушного, либо водяного. В связи с тем, что в приборостроении искусственное водяное охлаждение не нашло практического применения, применяются два приема для соблюдения условия (38) — увеличение поверхности теплоотдачи за счет создания на поверхности редуктора радиатора, либо установкой вентилятора на валу червяка.

При воздушном охлаждении крыльчатку обычно устанавливают на червяке снаружи корпуса редуктора и закрывают кожухом. Ребра радиатора на корпусе редуктора располагаются параллельно направлению движения воздуха. При этом активному охлаждению подвергается лишь часть корпуса редуктора, в остальной же его части происходит естественный теплообмен. Ребра в этой части редуктора, в случае их надобности, располагаются вертикально для обеспечения циркуляции воздуха. Количество тепла, отводимого обдуваемой поверхностью,

$$Q_{01} = K_0 F_0 \Delta t \text{ ккал/ч,}$$

где

F_0 — площадь обдуваемой поверхности с учетом поверхности ребер в м^2 ;

$K_0 = 14 \sqrt{v}$ — коэффициент теплопередачи для обдуваемой поверхности в $\text{ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

$v = \frac{n_1}{200}$ — скорость движения воздуха, создаваемая вентилятором, в м/с ;

n_1 — число оборотов червяка в мин.

Величину необдуваемой поверхности корпуса редуктора определяют по формуле

$$F_n = \frac{Q_1 - K_0 F_0 \Delta t}{K \Delta t}.$$

Производительность вентилятора определяется выражением

$$W = \frac{Q_{01}}{\gamma_B c_B (t'_B - t_B) \eta_B} \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где $\gamma_B = 1,29 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес сухого воздуха;

$c_B \approx 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ — теплопроводность воздуха;

$\eta_B \approx 0,8$ — коэффициент использования воздуха;

t'_B — температура воздуха, отходящего от корпуса редуктора, принимается на $3-6^\circ\text{C}$ больше температуры окружающего воздуха;

t_B — температура окружающего воздуха, принимается равной 20°C в случае, если техническое задание на проектирование не оговаривает температурные режимы работы редуктора.

Вентилятор рассчитывается по производительности W . Диаметр крыльчатки вентилятора обычно принимается равным

$$D_B \approx (0,6 \div 0,8) d_{02}.$$

Большое значение для нормального теплового режима передачи имеет правильный выбор марки смазки или масла для заливки в ванну червячного редуктора. На работоспособность червячных передач существенное значение оказывает величина гарантированного (минимально допустимого) бокового зазора c_n между неработающими профилями витков червяка и зубьями червячного колеса. При установившемся режиме работы червяк и червячное колесо имеют более высокую температуру, чем корпус и расширяются на большую величину, чем увеличивается расстояние между их опорами, так как тепло образуется в зоне контакта зубьев и рассеивается корпусом редуктора. Во избежание заклинивания разность расширения должна быть скомпенсирована боковым зазором c_n . Кроме всего прочего, боковой зазор необходим для размещения слоя смазки между неработающими профилями и для компенсации погрешностей изготовления передачи. Подробно расчет гарантированного бокового зазора приведен в гл. 7.

МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

К материалам червячного колеса и червяка предъявляется целый ряд требований, от выполнения которых зависит в будущем надежная работа передачи. Материал червячного колеса должен прежде всего обладать хорошими антифрикционными свойствами и высокой твердостью. Это основное условие, при котором червячная передача будет работать без заеданий.

Материал червяка должен быть достаточно твердым. С этой целью целесообразно применять материалы, которые хорошо воспринимают термообработку и хорошо после этого поддаются шлифовке и полировке. Очень хорошо зарекомендовали себя червяки с твердостью рабочих поверхностей $HRC\ 56-60$. Наиболее антифрикционными свойствами обладают оловянистые бронзы — оловянисто-фосфорная Бр. ОФ 10-1, оловянисто-никелевая Бр. ОНФ. Эти марки бронз используются для ответственных червячных передач со скоростями скольжения $v_s > 3$ м/с. Для передач неответственного назначения широко применяются оловянистые бронзы Бр. ОЦС 6-6-3, Бр. ОЦС 4-4-17 и др. Заменителем оловянистых бронз является алюминийно-железистая бронза Бр. АЖ 9-4. По механическим свойствам эта бронза значительно превосходит оловянистые бронзы, но уступает в отношении сопротивления заеданию. Поэтому эта марка бронзы, употребляется для передач при $v_s < 5$ м/с. При малых скоростях скольжения $v_s < 2$ м/с для силовых передач, когда габаритные размеры и кпд. передачи не имеют значения, применяются чугуны марок СЧ 21-40 до СЧ 15-32. Однако в приборостроении чугуны применяют весьма ограниченно. Для несиловых кинематических тихоходных червячных передач невысокого класса точности рекомендуется изготавливать червячные колеса из латуней марок ЛАЖМц 66-6-3-2, ЛК 8-3, ЛКС 8-3-3, ЛС 59-1 и из пластических масс — текстолита, фторопласта, полиэтилена, капрона и полиамидов других марок в сочетании с червяками, изготовленными из сталей марок У8, У8А, и У12А. При применении для изготовления червяков сталей с высокой твердостью рабочих поверхностей витков червяка увеличивается сопротивление выкрашиванию, уменьшаются потери на трение, повышается износ червяка. Естественно, быстроходные и высоконагруженные и особо точные передачи оснащаются червяками с высокой прочностью рабочих поверхностей, достигаемой специальной термообработкой. При применении поверхностной закалки токами высокой частоты или пламенем горелки, червяки изготавливаются из качественных сталей марок 40, 45 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН и др. При этом, твердость рабочих поверхностей должна быть в пределах $HRC\ 48-56$. Очень хорошие результаты достигают-

ся применением цементации с использованием менее дефицитных легированных сталей с содержанием углерода от 0,15 до 0,20%, например, 15Х, 15ХА, 20Х, 20ХН3А, 20ХФ и др.

Для червячных механизмов с ручным приводом червяки изготовляют из нормализованных или улучшенных сталей с твердостью рабочих поверхностей $HВ < 270$. Такие червяки возможно применять и с твердыми бронзами, имеющими $\sigma_{вр} \geq 40$ кгс/мм².

В табл. 14—19 приводятся материалы, применяемые в червячных передачах, с указанием прочностных характеристик.

Таблица 14

Допустимые контактные напряжения сдвига $[\tau]_с$
и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{иI}$ и $[\sigma]_{иII}$ для материалов
червячных колес

Марка материала	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_{вр}$ в кгс/мм ²	Допускаемые напряжения в кгс/мм ²			
			$[\sigma]_{иI}$	$[\sigma]_{иII}$	$[\tau]_с$ при твердости червяка	
					$HRC < 45$	$HRC > 45$
Бр. ОФ 10-1	В землю	18—20	5,0	3,6	5,0	6,0
Бр. ОФ 10-1	В кокиль	25—35	7,2	5,2	7,0	8,4
Бр. ОНФ	Центробежное литье	24—34	8,1	5,7	8,0	9,6
Бр. ОЦС 6-6-3	В землю	15—20	4,6	3,3	4,4	5,3
Бр. ОЦС 6-6-3	В кокиль	18—22	5,4	3,9	5,0	6,0
Бр. ОЦС 6-6-3	Центробежное литье	22—28	6,3	4,6	6,2	7,4
Бр. АЖ 9-4Л	В землю	40	10,0	8,0	—	—
Бр. АЖ 9-4Л	В кокиль	50	11,0	8,8	—	—
Бр. АЖН 10-4-4Л	В кокиль	60	12,3	10,5	—	—
СЧ. 12-28	В землю	12	4,2	2,6	—	—
СЧ. 15-32		15	4,8	3,0	—	—
СЧ. 18-36		18	5,4	3,4	—	—
СЧ. 21-40		21	6,0	3,7	—	—

Примечание. Во всех таблицах допускаемые напряжения даны в кгс/мм² или кгс/см². Для перевода в единицы измерения СИ Н/мм² и Н/см² необходимо данные в таблице умножить на коэффициент 9,81.

Смазка червячных передач. Для повышения надежности, кпд. и предотвращения задира зубьев червячного колеса червячные передачи требуют активной смазки. Смазка червячных передач точного приборостроения осуществляется маслами и консистентными смазками. Наиболее употребительные смазки следующие: консистентная смазка ГОИ 54л ГОСТ 3276—63, смазка приборная АФ-70, смазка УИ (вазелин технический), смазка универсальная среднеплавленная синтетическая (солидол синтетический).

Таблица 15

Допускаемые контактные напряжения сдвига $[\tau]_c$ для червячных колес из бронзы Бр. АЖ9-4Л в зависимости от скорости скольжения в червячной передаче

$[\tau]_c$ в кгс/мм при скорости скольжения v_s в м/с							
0,5 6,4—6,9	1,0 6,3—6,8	2,0 6,1—6,6	3,0 5,9—6,4	4,0 5,7—6,2	6,0 5,3—5,8	8,0 4,9—5,4	

Примечания. 1. При расчете червячных редукторов с верхним расположением червяка рекомендуется принимать меньшие значения из указанных для данной скорости скольжения.
2. Данными настоящей таблицы можно пользоваться при расчете червячных колес из бронзы Бр. АЖН 10-4-4Л, принимая большие из указанных значений.

Таблица 16

Механические и физические свойства латуней, применяемых для изготовления червячных колес

Марка	$\sigma_{вр}$ в кгс/мм ²	δ в %	σ_T в кгс/см ²	НВ	Коэффициент трения	
					со смазкой	без смазки
ЛАЖМц 66-6-3-2	65	7	—	—	—	—
ЛК 80-3	30,60	4,5,8	16	60,180	0,01	0,19
ЛКС 59-1	30,46	15,25	14	90,100	0,009	0,15
ЛС 59-1	42	36,50	14,5	75	0,013	0,17

Примечание. Меньшие значения относятся к латуни в мягком состоянии, большие — к латуни в твердом состоянии.

Наиболее употребительными маслами являются масло для высокоскоростных механизмов (велосит) ГОСТ 1840—51, масла индустриальные (веретенные и машинные) ГОСТ 1707—51, авиационное масло МС-20.

Для червячных передач, эксплуатируемых в условиях перепада температур от —60 до +120°С, рекомендуется применять консистентную смазку ЦИАТИМ-221 или ОКБ-122-7. При назначении типа смазки для передачи рекомендуется пользоваться табл. 20. Табл. 20 составлена с учетом того, что температура масла в редукторе равна 70°С, а температура окружающего воздуха равна 20°С. При 60-

Таблица 17

Механические свойства конструкционных пластмасс

Материалы	Предел прочности в кгс/см ²			Допускаемые напряжения в кгс/см ²			Удлинение при растяжении в %	НВ	Модуль упругости при растяжении в кгс/мм ²
	Растяжение	Сжатие	Изгиб	Растяжение	Сжатие	Изгиб			
Текстолит:									
ПТ	850	1300—2300	1450	400	650—1150	600	1,0	30—35	4—6,5 10
ПТК	1000	1500—2500	1600	500	750—1250	650	1,0	30—35	4—6,5 10
ПТ-1	650	1200—2000	1200	300	600—1000	500	1,0	10	4—6,5 10
Фторопласт-3	300—350	500—770	600—800	150	200	300	20—40	10—13	1,16—1,45
Капроновое литье	350—700	600—800	450—750	150—300	300—400	200—250	3—5	5—10	1,4—2
Капрон (полипролактан)	600—800	700—800	900	200—350	300—400	350	150—200	10—20	0,7—1,05
Фторопласт-4	140—250	200	110—140	60—100	100	40—50	250—500	4—6	0,47—0,85
Полиамид 68	450—500	700—900	800—900	200—250	300—400	300—350	100	14—15	1,2
Полиамид АК-7	500—650	750—950	1000—1200	200—700	300—400	400—500	100	15—18	1,5
Прессматериал АГ-4С	2000	1300	2000	800	650	800	—	120	—
Прессматериал АГ-4В	800	1300	1000	400	650	400	—	—	—

Примечание. Фторопластовые червячные колеса применяются для эксплуатации в агрессивных средах для несиловых тихоходных червячных передач, работающих в паре с червяком из нержавеющей стали Х14 и Х18.

Таблица 18

Механические свойства качественной конструкционной стали по ГОСТу 1050—60

Марка стали	Термообработка и режим	$\sigma_{вр}$ в кгс/мм ² , не менее	σ_T в кгс/мм ² , не менее	Твердость НВ	
				Горяче- катаная	Отож- женная
Сталь 40	Нормализация 840°	60—70	34	217	187
Сталь 45	Нормализация 820°	64—76	36	229	197
Сталь 50	Нормализация 810°	68—80	38	241	207

более низких температурах окружающей среды или циклической работе передачи с большими перерывами рекомендуется применять масла меньшей вязкости, чем рекомендовано в табл. 20.

На работу передачи оказывает влияние и уровень масла в редукторе. В случае, если червяк располагается под колесом, глубина погружения его в масло не должна превышать высоты витка червяка. При окружных скоростях на делительном цилиндре червяка более 4—5 м/с, величина погружения должна быть равной $1m_a$. При этом необходимо учитывать, чтобы уровень масла был не выше центра шарика или ролика подшипника. Если уровень масла оказывается ниже наружного диаметра червяка D_{e1} , на вал червяка необходимо ставить крыльчатки.

Смазка тихоходных открытых червячных передач осуществляется консистентными смазками путем нанесения тонкого слоя смазки на зубья червячного колеса и витки червяка.

Через каждые 6 месяцев работы при односменной эксплуатации для червячных передач, работающих в незапыленных помещениях, должен производиться профилактический осмотр и, если необходимо, смена смазки.

Для червячных передач, работающих в более неблагоприятных условиях эксплуатации, срок профилактического осмотра и смены смазки устанавливается опытным путем. Появление характерного шума при работе передачи говорит о необходимости смены смазки в паре червяк — червячное колесо.

Подшипниковые узлы открытых тихоходных червячных передач смазывают путем закладки в подшипники консистентных смазок.

Выбор типа смазки производят с учетом температурных условий эксплуатации.

Особое внимание следует обратить на качество смазочных материалов. Смазочные материалы не должны иметь посторонних твердых включений, так как это может привести к задирам на поверхности подшипника и понижению к.п.д. передачи, а в отдельных случаях и к заклиниванию подшипникового узла. Смазка подшипников качения осуществляется при помощи чистых деревянных или пластмассовых лопаточек. При ручном прокручивании червячной передачи в подшипниках не должно прослушиваться потрескиваний и скрипов.

Таблица 19

Механические свойства легированных сталей на термически обработанных образцах по ГОСТу 4343—71

Марка стали	Температура в °С и охлаждающая среда		Твердость отпущенной стали НВ	σ_B в кгс/мм ²	σ_T в кгс/мм ²	Относитель- ное удлине- ние в %
	Закалка	Отпуск				
40X	850, М	550, В. М.	207	100	85	10
15XA	1) 780, В. 2) 860, В	200, Воздух	179	70	50	11
20X	1) 880, 2) 770—820, В. М.	180, Воздух, М.	179	80	65	12
20XH3A	820, М.	500, В. М.	229	95	80	12
20XФ	1) 880. 2) 770—820 В. М.	180, Воздух, М.	197	85	70	13
20XГ	880, М.	180, Воздух, М.	187	90	75	10
18XГГ	1) 880. 2) 870, М.	200, В. М.	217	115	95	10
15X	1) 880. 2) 770—820 В. М.	180, Воздух, М.	179	75	60	14
30X	860, М.	500, В. М.	187	90	75	13
35X	860, М.	500, В. М.	197	95	80	12
30XM	880, М. Т В.	540, В. М.	229	100	85	12
35XM	850, М.	560, В. М.	241	105	90	12
35XГ2	860, М.	600, В. М.	229	85	70	12
40XH	820, В. М.	500, В. М.	207	100	85	11

Примечание. Обозначения в таблице: вода — В, теплая вода — ТВ, масло — М.

Примечание. Обозначения в таблице: вода — В, теплая вода — ТВ, масло — М.

Рекомендуемые значения условной вязкости масла
для червячных передач при температуре 50°C
(в скобках при 100°C)

Червячные передачи	Передачи со скоростью скольжения v_s в м/с						
	0—1	0—2,5	0—5	5—10	10—15	15—25	Св. 25
Рекомендуемая условная вязкость смазки °ВУ ₅₀ (°ВУ ₁₀₀)	60 (7)	36 (4,5)	24 (3)	16 (2)	11	8	6
Смазка	Окунанием		Струйная или окунанием	Струйная под давлением в ат			
				0,7	2	3	

При каждой смене смазки червячное колесо, червяк и подшипники должны промываться в керосине или бензине. При окружных скоростях червячного колеса более 0,5 м/с червяк рекомендуется размещать над колесом. Глубина погружения колеса в масло должна быть равной от 2 m_s до 6 m_s . Меньшие значения берутся при скоростях более 1,5 м/с, а большие при скоростях от 1,5 м/с и менее.

При нижнем расположении червяка для передач, работающих в длительном режиме, расстояние от оси червяка до дна редуктора следует принимать 1,6 d_{a1} , а ширину масляной ванны не менее (2—2,2) d_{a1} .

Смазка подшипников червяка и червячного колеса производится маслом, разбрызгиваемым червяком или стекающим с червячного колеса. При вертикальном расположении червяка верхний подшипник необходимо смазывать консистентной смазкой.

Особо следует отметить, что для подшипниковых узлов высокоскоростных червячных передач необходимо предусматривать отражательные кольца, которые препятствуют энергичному разбрызгиванию масла в подшипники и попаданию в подшипники металлических частиц, образующихся в процессе износа передачи. Для контроля за уровнем масла в высокоскоростных приборных червячных редукторах (при числе оборотов червяка более 3500 об/мин) необходимо предусматривать маслоуказатели. В качестве маслоуказателей можно рекомендовать применение стержней (щупов) с рисками, указывающими нижний и верхний допустимые уровни масла, либо глазков из силикатного или органического стекла. Щупы устанавливаются в резьбовых пробках в верхней части корпуса редуктора. Установку глазков производят в случаях, когда это позволяют габаритные размеры редуктора.

Конструкции маслоуказателей и отражательных колец приведены в литературе [23].

КОНСТРУКЦИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ЧЕРВЯКОВ

По своему конструктивному оформлению червячные колеса бывают целые и составные, когда ступица изготавливается из недеформатного материала (например, из сплава Д16, чугуна, пластмасс и пр.), а венец из бронзы. Составные червячные колеса нашли широкое применение для червячных колес большого диаметра, однако в кинематических мелко модульных червячных передачах с передаточным отношением $i > \frac{1}{300}$ уже целесообразно применение составных колес при изготовлении их в условиях серийного производства. Это позволяет сберечь тонны ценных цветных металлов. На рис. 14

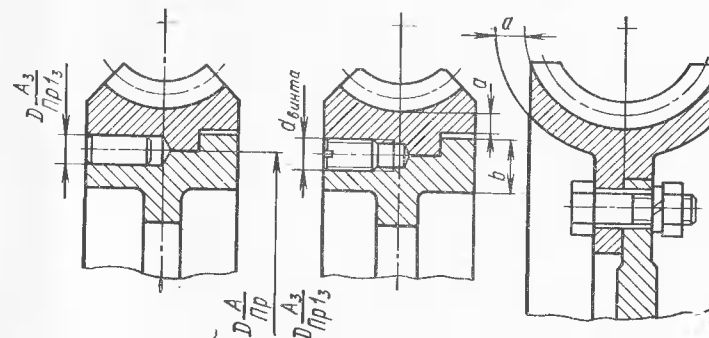


Рис. 14. Конструкции составных червячных колес

показаны конструкции составных червячных колес. Отдельные параметры составных червячных колес вычисляются по приведенным ниже зависимостям

$$a = 2m_s; \quad b = 2m_s;$$

$$d_{\text{винта}} = (0,05 \div 0,1) d_{\text{вала}} = m_s + 2 \text{ мм};$$

$$l_{\text{винта}} = 3d_{\text{винта}}.$$

Кроме указанных на рис. 14 способов закрепления зубчатого венца на ступице, в настоящее время все большее применение для

кинематических несиловых передач начинает находить способ закрепления венца с помощью клеевого соединения. В качестве клеев применяются эпоксидные клеи холодного и горячего отверждения, клеи БФ-2, БФ-4, карбинольные клеи.

Цельные червячные колеса изготавливаются с проточкой и без нее. Колеса с проточкой изготавливаются при больших значениях диаметров колес и при больших значениях чисел зубьев z_2 . Для облегчения червячных колес и уменьшения инерционности делаются облегчающие отверстия. На рис. 15 изображена типовая форма чер-

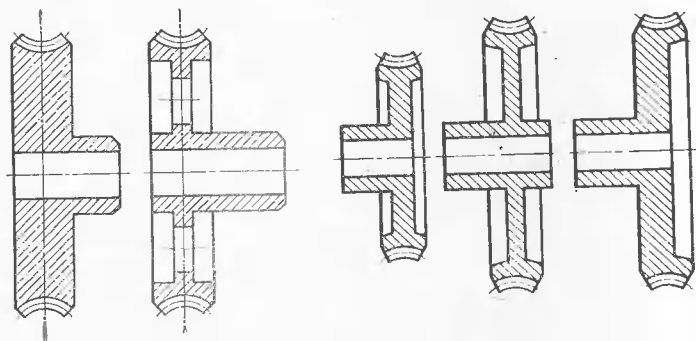


Рис. 15. Типовые конструкции червячных колес

Рис. 16. Нереконструируемые конструкции червячных колес

вячных колес. Нереконструируемая форма червячных колес приведена на рис. 16. Крепление червячных колес на валу производится при помощи штифта с пружинным кольцом или при помощи шпонки. При посадке колеса на шпонку размеры ступицы рассчитываются по приближенным зависимостям:

$$d_c = (1,6 \div 1,8) d_{\text{вала}} \text{ — диаметр ступицы,}$$

$$L = (1,2 \div 1,8) d_{\text{вала}} \text{ — длина ступицы.}$$

Посадка колеса на вал под шпонку и штифт осуществляется по посадке $\frac{A}{H}$, для подвижных червячных колес по посадке $\frac{A}{D}$. Кон-

структивные размеры червячного колеса даны в табл. 21. На рисунке червячного колеса (табл. 21) выточка $d_2 - d_c$ вводится, если ширина колеса B больше или равна 3 мм и разность $D_{c2} - d_2 = n$ не менее указанной в табл. 22.

Отверстия облегчения d_3 вводятся, если разность $D_{i2} - (2s + D) = n_1$ не менее указанной в табл. 22 и момент инерции колеса имеет существенное значение для работы передачи, а также в случаях, когда эти отверстия используются при монтаже передачи. В червячных мелко модульных колесах рекомендуется применять 3 или 6 отверстий. Диаметр окружности расположения центров отверстий облегчения d_4 определяется по формуле

$$d_4 = D_{i2} - (2s + d_3 + 1),$$

Таблица 21

Конструктивные элементы червячных колес при различных значениях модуля m_s . Размеры в мм

Technical drawing of a worm gear cross-section. Dimensions shown include: L (total length), B (face width), s (throat radius), d_2 (pitch diameter), d_4 (hole circle diameter), d_{4a} (throat diameter), d (throat diameter), d_c (throat diameter), d_{sh} (shaft diameter), d_v (throat diameter), H (throat height), h (throat height), c (throat fillet radius). Fillet specifications: 1×45 and $0.3 \times 45^\circ / 2$ фаски. Formulas: $\text{Ширина } t$, $\text{Глубина } h = \frac{t}{2}$.

d	L	B	c	d_c	d_{c1}	$d_{ш}$	d_v	H	h		
Для колес с модулем до 0,5 мм											
4	12	6	1,5	9	7	1	M2	3	0,5		
5				10	10	1,5					
6				12	12	2					
7—8	14			15	12	2	M3	4	1		
9				18	15	3					
10											

Для колес с модулем от 0,5 до 1 мм

7—8	14	8	2	15	12	2	M3	4	1			
9				18	15	2						
10				22	18	3						
12	16			25	22	4	M4	6				
15				28,30	28,30	4						
17—18												

Продолж. табл. 21

d	L	B	c	d_c	d_{c1}	$d_{ш}$	d_B	H	h
Для колес с модулем от 1 до 1,5 мм									
12	20	10—15	2,5	22	18	3	M3	5	1
15				25	22	4	M4	6	
17—18				28	28				
20	25			32	32	5			

Примечания: 1. Размер L приведен в таблице как рекомендуемый.
2. Размер B введен как справочный. Более точное значение определяется расчетом.
3. Допускаемые отклонения на размеры:
 $d - A$; $d_{ш} - A_{ш}$; $d_c - B$; $h - c$.

Таблица 22

**Выбор выточки и отверстий облегчения
для червячных колес.
Размеры в мм**

m_s	n	s_{\min}	n_1	Число зубьев колеса			
				До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 150	Св. 150
					K_{\min}		
От 0,2 до 0,5	16—18	1,5—2,0	12—13	3	4	5	6
Св. 0,5 до 1,0	18—20	2,0—3,0	13—15	5	6	7	9
Св. 1,0 до 2,5	20—25	3,0—5,0	15—17	6	8	10	12

Примечание. K_{\min} — минимальная ширина перемычки между отвер-
стиями облегчения.

где величина s определяется по табл. 22. Полученные значения d_4 округляются до ближайшего целого числа.

Диаметр d_3 отверстий облегчения не рекомендуется принимать менее 5—6 мм. Диаметр d_3 можно определить по формуле

$$d_3 \leq \frac{D_{i2} - (2s - d_c + 2)}{2}$$

с округлением полученного результата до ближайшего целого числа.

По конструкции червяки можно разделить на целые и насадные. Выбор типа червяка осуществляется из соображений прочности, величины модуля и конструктивных соображений. Конструктивные размеры червяков приведены в табл. 23.

На рис. 17 и 18 приведены элементы оформления рабочих чертежей червяка и червячного

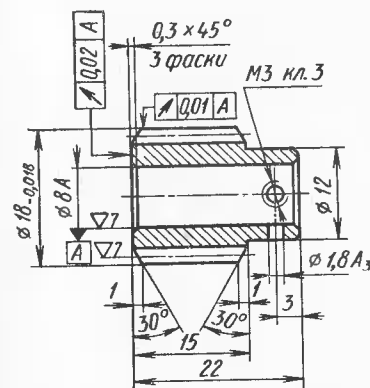


Рис. 17. Элементы оформления рабочего чертежа червяка

колеса. На изображении червяка указываются:

1) диаметр цилиндра выступов и при необходимости, предельное значение радиального биения поверхности выступов;

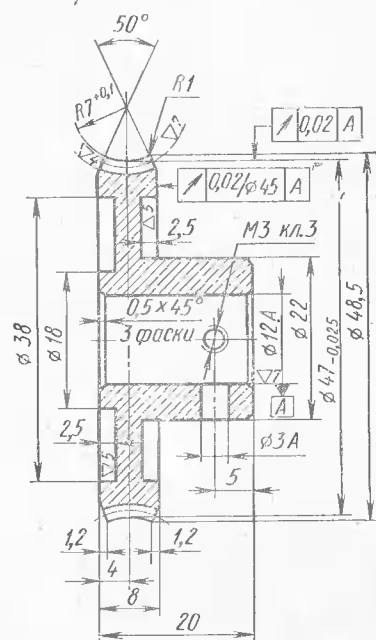
▽ 6 (▽)			
Модуль осевой		m_s	1
Число заходов		z_1	1
Тип червяка		—	Архимедов
Угол подъема витка		$\lambda \varnothing$	$3^\circ 47' 25''$
Направление витка		—	Правое
Ход винтовой линии		t_v	3,14
Параметры профиля витков	Угол профиля	α	20°
	Высота витка	h	2,25
Степень точности по ГОСТу 9774—61			Ст. 7—X
Толщина витка		S_n	1,77
Измерительная высота		h_m	1,0002
Предельные отклонения осевого шага		$\Delta_B \begin{matrix} t \\ t \end{matrix}$	$\pm 0,01$
Предварительно накопленная погрешность осевого шага		$\Delta_B \begin{matrix} t \varnothing \\ t \varnothing \end{matrix}$	$\pm 0,018$
Допуск на профиль червяка		δf	0,015
Допуск на радиальное биение витков червяка		E_v	0,014
Зацепляется с колесом		—	

1. Витки червяка закалить
HRC 40 . . . 45

2. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих — по A_5 , охватываемых — по B_5 , прочих $\pm \frac{1}{2}$ допуска 7 кл.

3. Покрытие: Хим. окс. черное,
кроме витков червяка

- 2) длина нарезной части червяка (по образующей цилиндра впадин);
- 3) размеры фасок или радиусы закруглений на торцевых кромках цилиндра выступов;



▽ 6 (▽)		
Модуль осевой	m_s	1
Число зубьев	z_2	45
Сопря- женный червяк	Тип червяка	Архи- медов
	Число заходов	z_1
	Направле- ние витка	Прав- ное
Межосевое рассто- яние в обработке	A_n	30,5
Степень точности по ГОСТу 9774-61	—	Ст. 7-X
Сопря- женный червяк	Угол профиля	α
	Высота витка	h
	Ход винтовой линии	f_n
	Диаметр цилиндра выступов	D_{c1}
Зацепляется с червяком	—	—

1. Неуказанные предельные отклонения размеров: охватываемых — по A_6 , охватывающих — по B_6 , прочих $\pm \frac{1}{2}$ допуска 7 кл.
2. Параметры контрольного комплекса по СТН

Рис. 18. Элементы оформления рабочего чертежа червячного колеса

- 4) радиус закругления ножки витка;
- 5) размеры фасок или радиусы закруглений на продольных кромках головок витков (либо указать в технических требованиях на поле чертежа);
- 6) другие размеры профиля витка, не указанные в таблице параметров.

Таблица 23
Размеры конструктивных элементов червяков при различных значениях модуля m_s .
Размеры в мм

		Св. 1 до 2,5									
		От 0,5 до 1									
d	d ₁	d ₂	d ₃	D	i ₁	i ₃	i ₄	L	L ₁	i	i ₂
3	0,8	M2	3,5	6	2,5	4	4	18-34	22-44	12-24	4-10
4			4,5	7							
5	1,0	M3	5,5	8	3	6	5	18-34	22-44	12-24	4-10
6	1,4		6,5	10							
7	1,8		8	11	4	8	5	18-34	22-44	12-24	4-10
8			9	12							

d	d_1	d_2	d_3	D	i_1	i_3	i_4	От 0,5 до 1				Св. 1 до 2,5			
								L	L_1	l	i_2	L	L_1	l	i_2
9	1,8		10	14	4	8	5								
10		M3	11	16				18—34	22—44	12—24	4—10	—	—	—	—
12	2,8		13	18	5	10									
14			15	20			6								
15			17	22											
16	3,8	M4	18	24		12									
17			19	25	6										
18			20	26				—	—	—	—	44—60	56—80	24—48	12—20
20			22	30											
22	4,8	M5	24	32		14	8								

Примечания 1. Выточки d_3 делаются, если L или $L_1 > 2d$ при d до 6 мм и если L или $L_1 > 2d$ при d свыше 6 мм.
 2. Для червяков 5 и 6-й степени точности допускское отклонение размера d следует принимать по соответствующей посылке H_1 для степеней точности 7, 8 — H .

3. Допускаемые отклонения на размеры: d_1 — A_3 , i_1 — C_3 .

На изображении червячного колеса указываются:

- 1) диаметр окружности выступов в средней плоскости зубчатого венца и, при необходимости, предельное значение радиального биения поверхности выступов в этой плоскости;
- 2) наибольший диаметр зубчатого венца по выступам;
- 3) ширина зубчатого венца и, при необходимости, торцевое биение базового торца;
- 4) расстояние от средней плоскости зубчатого венца до базового торца и предельное смещение средней плоскости зубчатого венца в обработке;
- 5) данные, определяющие внешний контур зубчатого венца: радиус выточки на поверхности выступов, размеры фасок или радиусы закруглений торцевых кромок;
- 6) данные о специальной форме зубьев.

Допускается размеры фасок и радиусы закруглений торцевых кромок зубчатого венца помещать в технических требованиях. Кроме указанных требований, на чертеже червяка и червячного колеса помещают следующие данные:

- 1) шероховатость боковых поверхностей витков червяка или зубьев червячного колеса, поверхностей выступов и впадин;
- 2) рабочий профиль витков червяка или зубьев червячного колеса — при необходимости.

В правом верхнем углу чертежа червяка и червячного колеса помещают таблицу параметров. Таблицу параметров строят по размерам, указанным на рис. 19. Таблица параметров нарезной части червяка и зубчатого венца колеса подразделяется на три части:

- а) основные данные (для изготовления);

- б) данные для контроля;

- в) справочные данные.

Каждая часть таблицы параметров отделяется одна от другой сплошной основной линией.

Таблица параметров нарезной части червяка содержит в первой части:

- 1) модуль осевой m_s ;
- 2) число заходов червяка z_1 ;
- 3) тип червяка;
- 4) угол подъема витка λ_0 ;
- 5) направление витка (направление винтовой линии) надписью «Правое» или «Левое»;
- 6) ход винтовой линии t_b ;
- 7) параметры профиля витков: угол профиля α и высоту витка червяка h ;
- 8) степень точности, вид сопряжения по соответствующему стандарту и номер этого стандарта.

Во второй части таблицы помещены:

- 1) данные для контроля толщины витка в нормальном сечении S_n с предельными отклонениями и измерительную высоту h_m , либо раз-

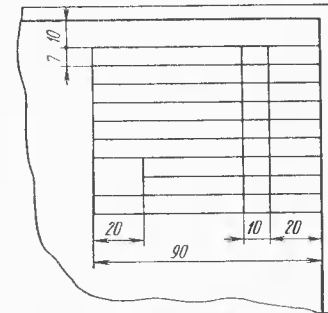


Рис. 19. Таблица параметров

мер по роликам M_p с предельными отклонениями и диаметр измерительных роликов d_p ;

2) стандартные нормы точности червяков.

Для червяков передачи 7-й степени точности и грубее для индивидуального производства и при отсутствии данных о возможностях производства и наличии средств контроля на заводе-изготовителе допускается во второй части таблицы параметров данные для контроля не помещать. При этом, в технических требованиях необходимо указать, что завод-изготовитель самостоятельно выбирает данные по соответствующему стандарту.

В третьей части таблицы параметров нарезной части червяка сохраняются:

1) диаметр делительного цилиндра d_d и толщина витка S на делительном цилиндре в осевом сечении при отсутствии данных для контроля;

2) другие справочные данные.

Допускается в третьей части указывать индекс сопрягаемого с червяком червячного колеса.

В таблице параметров зубчатого венца червячного колеса приводятся в первой части:

1) модуль осевой m_s ;

2) число зубьев z_2 для червячных зубчатых секторов число зубьев на полной окружности;

3) данные о сопряженном червяке — тип, число заходов и направление витка;

4) размер межцентрового расстояния в обработке A_0 с предельными отклонениями, выбранными по соответствующему стандарту;

5) степень точности, вид сопряжения по стандарту и номер стандарта.

Во второй части таблицы помещают:

1) данные для контроля толщины зуба червячной передачи — предельные отклонения измерительного межцентрового расстояния $\Delta_{вк}$ и $\Delta_{вк}$ при контроле колебания измерительного межцентрового расстояния точным червяком; для косвенного контроля толщины зуба колеса используются значения предельных отклонений $\Delta_{вк} A_0$ и $\Delta_{вк} A_0$ размера межосевого расстояния в обработке A_0 и размер толщины зуба зуборезного инструмента S_k ;

2) нормы точности червячных колес по стандарту;

3) допускается указывать размеры пятна контакта с эталонным червяком или парным червяком.

Для колес передач 7-й степени точности и грубее для индивидуального производства и при отсутствии данных о возможностях производства и наличии контрольного инструмента допускается данные для контроля не помещать, а в ТУ указать, что завод-изготовитель выбирает данные по соответствующему стандарту.

В третьей части таблицы приводят:

1) справочные данные о сопряженном червяке — угол профиля α , высоту витка h , ход винтовой линии t_n и диаметр цилиндра выступов D_{e1} ; однако допускается эти данные не помещать, а заменить их ссылкой на индекс сопряженного червяка;

2) справочные данные о зуборезном инструменте;

3) коэффициент коррекции для скорректированных червячных колес;

4) число полных зубьев червячного зубчатого сектора;

5) обозначение чертежа сопряженного червяка;

6) другие справочные данные.

Под таблицей параметров помещают технические требования, в которых отражаются данные о форме зуба или витка, о форме торцевых кромок или головок зубьев (при необходимости на поле чертежа допускается помещать дополнительное изображение в виде выносного элемента или местного вида), данные о термообработке червяка и шероховатости поверхностей зубьев колеса и червяка. Классы чистоты нерабочих поверхностей впадин зубьев указывают в технических условиях или на выносном элементе.

В технических условиях допускается делать технологические указания в случае, если технология влияет на прочность зубьев колеса. При поверхностной закалке червяка оговаривают толщину закаленного слоя.

Форму углового штампа чертежа принимают в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ГОСТ 2.104—68).

ДОПУСКИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С МОДУЛЕМ

 $m_s \leq 1 \text{ мм}$

Допуски червячных передач с любым числом заходов в пределах рекомендуемых регламентируются ГОСТом 9774—61 на передачи с металлическими механически обработанными червячными колесами, сопрягающимися с цилиндрическим червяком при осевом модуле до 1 мм и диаметром делительных окружностей червячных колес до 320 мм при диаметрах делительной окружности червяков до 50 мм. По своему назначению все червячные передачи можно разбить на силовые и кинематические.

Силовые передачи применяются для передачи значительных моментов между валами с изменением угловой скорости и направления вращения вала.

Кинематические передачи предназначены для осуществления согласованного движения ведомого и ведущего звена и нашли широкое применение в приборостроении для делительных, отсчетных, счетно-решающих и других механизмов.

Погрешность в изготовлении червячных передач может вызвать недопустимое увеличение мертвого хода, вибрации, шум, перегрев, нарушить согласованность движения и привести к быстрому износу червячной передачи. Допуски на червячные колеса, червяки и на точность монтажа передачи назначают с целью:

1) обеспечения норм кинематической точности (назначение допустимой величины погрешности угла поворота колеса в пределах его оборота);

2) обеспечения норм плавности работы передачи (назначение допустимой величины циклических погрешностей колеса, многократно повторяющихся за его оборот);

3) обеспечения норм контакта зубьев (определение допустимых относительных размеров контактного пятна по длине и ширине зуба, с целью возможности передачи максимального момента);

4) обеспечения норм гарантированного бокового зазора (назначение наименьшего бокового зазора для предотвращения заклинивания передачи или возникновения недопустимого мертвого хода).

В каждом конкретном случае к передаче предъявляются различные требования. Для делительных, отсчетных передач кинематическая точность является главным требованием, для быстроходных передач главным требованием является плавность. Величина бокового зазора может сыграть существенную роль для механизмов, где используется реверс передачи и требуется точное совпадение положения звеньев механизма до и после реверса. Кроме того, выполнение всех перечисленных выше требований зависит от различных техно-

логических факторов — методов нарезки зубьев червячного колеса и витков червяка, точности применяемого оборудования и пр.

Степени точности червячных передач. По степени точности изготовления в соответствии с ГОСТом 9784—61 все червячные передачи разбиты на 12 степеней: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, от 1-й самой точной степени до 12-й наиболее грубой. Допуски отклонений установлены для 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10-й степеней. Степени 1, 2, 3, 11 и 12 являются перспективными, поэтому для них числовые значения допусков и отклонений не нормированы. Табл. 24 дает рекомендации по применению степеней точности и методов обработки червячных колес и червяков при осевом модуле $m_s \leq 1 \text{ мм}$.

Виды сопряжений. Стандартом установлены четыре нормы бокового зазора в виде сопряжений: с нулевым зазором (С), с уменьшенным зазором (Х), с нормальным зазором (Л) и с увеличенным зазором (Ш). На рис. 20 приведена схема расположения полей допусков бокового зазора. Необходимое сопряжение выбирается конструктором в зависимости от условий работы передачи, расчета на точность передачи с учетом линейного расширения материала корпуса, червяка и червячного колеса от изменений температурного режима. Учет температурных расширений особо следует вести в точных отсчетных передачах с большим передаточным отношением при $i > 120$.

Величину бокового зазора, соответствующую температурной компенсации, рассчитывают по приведенной ниже эмпирической формуле

$$c_n' = \sin \alpha \cos \lambda_\partial [(\alpha_k d_{\partial 2} + \alpha_{\text{ч}} d_{\partial 1}) (t_{\text{пер}} - 20^\circ) - 2 A \alpha_{\text{кор}} (t_{\text{кор}} - 20^\circ)],$$

где α — угол профиля витка червяка в осевом сечении;

$\alpha_k, \alpha_{\text{ч}}, \alpha_{\text{кор}}$ — коэффициенты линейного расширения соответственно червячного колеса, червяка и корпуса редуктора; коэффициенты линейного расширения для материалов корпуса: чугун, $\alpha_{\text{кор}} = 10,5 \cdot 10^{-6}$; алюминиевый сплав Д16, $\alpha_{\text{кор}} = 21,9 \cdot 10^{-6}$; алюминиево-кремниевый сплав (силумин) АЛ 2, $\alpha_{\text{кор}} = 21,1 \cdot 10^{-6}$; АЛ 9, $\alpha_{\text{кор}} = 24 \cdot 10^{-6}$; пластмасса АГ-4, $\alpha_{\text{кор}} = (0,8 \div 1,5) \cdot 10^{-6}$; червяка: сталь $\alpha_{\text{ч}} = 11,5 \cdot 10^{-6}$; колеса: бронза, $\alpha_k = 17,5 \cdot 10^{-6}$; латунь ЛС59-1, $\alpha_k = 21 \cdot 10^{-6}$;

$t_{\text{пер}}$ — предельная температура червячной передачи (колеса и червяка), для которой рассчитывается боковой зазор;

$t_{\text{кор}}$ — предельная температура корпуса червячного редуктора;

A — межцентровое расстояние в передаче.

Если полученная в результате расчета величина бокового зазора c_n' не соответствует ни одному из видов сопряжений, допускается

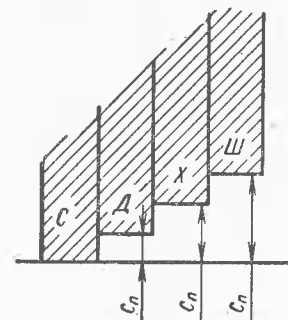


Рис. 20. Схема расположения полей допусков бокового зазора

Таблица 24

Рекомендации по применению червяков
и червячных колес с $m_s \leq 1$ мм различных
степеней точности и методы их обработки

Степень точности	Условия работы и применение	Методы обработки зубьев червячного колеса	Окончательная обработка	
			зубьев червячного колеса	витков червяка
4,5	Особо точные отсчетные червячные передачи с однозаходными червяками, к которым предъявляются повышенные требования в отношении постоянства передаточного отношения и плавности работы. Передачи, работающие при большой угловой скорости червяка (св. ~ 8000 об/мин). Измерительные колеса и червяки, например, особо точные кинематические цепочки специальных счетно-решающих и отсчетных механизмов, приборов управления и регулирования и других особо точных устройств. Окружная скорость $v > 5$ м/с	Зубофрезерование методом обкатки на особо точных станках с применением тангенциальной подачи	Шевингование червячным шевром или обкатка с червяком-притиром	Шлифование или при необходимости полирование
6	Высокоточные отсчетные червячные передачи (преимущественно с однозаходным червяком), предназначенные для плавной работы. Передачи, работающие при повышенных угловых скоростях червяка (свыше 4000 об/мин), например, кинематические линии	Зубофрезерование методом обкатки на станках высокой точности	То же	Шлифование или тщательная обработка на прецизионном токарном станке

Продолжение табл. 24

Степень точности	Условия работы и применение	Методы обработки зубьев червячного колеса	Окончательная обработка	
			зубьев червячного колеса	витков червяка
6	счетно-решающих и отсчетных механизмов высокой точности при окружных скоростях $v > 5$ м/мин	Зубофрезерование методом обкатки на станках высокой точности	Шевингование червячным шевром или обкатка с червяком-притиром	Шлифование или тщательная обработка на прецизионном токарном станке
7	Отсчетные червячные передачи, работающие при средних угловых скоростях червяка (свыше 2000 об/мин). Например, кинематические линии радиоаппаратуры, счетно-решающих и отсчетных механизмов средней точности, редукторы самописцев и оптических приборов. Окружная скорость v до 7,5 м/с	Зубофрезерование методом обкатки на точных станках	Обкатка и приработка	Обработка на прецизионном токарном станке
8	Отсчетные червячные передачи, работающие в менее ответственных цепях. Передачи, работающие при малых скоростях червяков (до 2000 об/мин). Например, неответственные кинематические линии счетно-решающих и отсчетных механизмов, радиолокационных устройств, приборов управления	Зубофрезерование на станках средней точности и нарезание резцом-летучкой	Обкатка и приработка	Обработка на токарном или зубофрезерном станке

Продолжение табл. 24

Степень точности	Условия работы и применение	Методы обработки зубьев червячного колеса	Окончательная обработка	
			зубьев червячного колеса	витков червяка
8	и регулирования, ручное управление в приборах, редукторы электродвигателей и самописцев. Окружная скорость v до 3 м/с	Зубофрезерование на станках средней точности и нарезание резцом-летучкой	Обкатка и приработка	Обработка на токарном или резбифрезерном станке
9	Червячные передачи, применяемые для работы в кинематических цепях при малых угловых скоростях червяков и в кинематических цепях, не предназначенных для отсчетов механизмов, например, вспомогательные механизмы и узлы приборов, ручные приводы и другие неотчетственные устройства. Окружная скорость v до 1,5 м/с	Зубофрезерование на станках любой точности или нарезание резцом-летучкой	Не требуется	Обработка на токарном или зубофрезерном или резбифрезерном станке

нормы бокового зазора устанавливать независимо от табличных. При этом буква, обозначающая вид сопряжения, в условном обозначении не указывается. Для предварительной оценки вероятностных боковых зазоров при выборе вида сопряжения следует пользоваться табл. 33.

Пример. Требуется определить боковой зазор, необходимый для температурной компенсации у червячной передачи со следующими данными: модуль $m_s=1$ мм; диаметр делительной окружности червячного колеса $d_{d2}=200$ мм; диаметр делительного цилиндра червяка $d_{d1}=30$ мм; межосевое расстояние $A=115$ мм; угол подъема витка червяка $\lambda_2=5^\circ 43'$; червяк из металла с коэффициентом линейного расширения $\alpha_k=11 \cdot 10^{-6}$; червячное колесо из металла с коэффициентом линейного расширения $\alpha_k=18,1 \cdot 10^{-6}$; корпус из металла с коэффициентом линейного расширения $\alpha_{кор}=11,6 \cdot 10^{-6}$; угол профиля червяка в осевом сечении $\alpha=20^\circ$; температура корпуса и передачи изменяется от 20 до 45°C;

$$c'_n = \sin 20^\circ \cos 5^\circ 43' [18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 + 11 \cdot 10^{-6} 30] (45^\circ - 20^\circ) - \\ - 2 \cdot 11,6 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}] (45^\circ - 20^\circ) = 0,342 \cdot 0,9951 \times \\ \times [(3620 \cdot 10^{-6} + 330 \cdot 10^{-6}) 25 - 230 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6}] 25 = \\ = 0,3403 (98750 \cdot 10^{-6} - 66700 \cdot 10^{-6}) = 0,3403 \cdot 32050 \cdot 10^{-6} = \\ = 10906,615 \cdot 10^{-6} = 0,0109 \text{ мм} \approx 11 \text{ мкм.}$$

По полученной величине $c'_n \approx 11$ мкм по заданным величинам $A=115$ мм и $m_s=1$ мм, по табл. 29 находим, что наиболее близким для данной передачи является сопряжение Д ($c_n=12$ мкм).

Величина бокового зазора в нормальном сечении, обеспечивающая нормальные условия смазки, определяется формулой

$$c''_n = (10 \div 20) m_s \text{ мкм.}$$

Меньшее значение числового коэффициента принимается для тихоходных передач, большее для быстроходных (скоростных) передач.

Для силовых приборных передач общий боковой зазор определяется как сумма зазоров для обеспечения температурной компенсации и обеспечения нормальных условий смазки

$$c_n = c'_n + c''_n \text{ мкм.}$$

По найденному значению зазора c_n из табл. 29 выбирается необходимый вид сопряжения зубьев.

Условные обозначения задаваемой точности изготовления червячных передач. Точность изготовления червячных передач задается степенью точности и видом сопряжения. Стандартом допускается комбинирование норм кинематической точности колеса, плавности работы и контакта из разных степеней точности. При этом нормы плавности работы колеса могут быть не более чем на одну степень точнее или грубее норм кинематической точности, а степень точности червяка должна быть одинакова со степенью кинематической точности колеса. При комбинировании норм различных степеней точности рекомендуется для колес с повышенными требованиями к плавности работы или бесшумности нормы плавности принимать на одну степень точнее норм кинематической точности. Для передач, работающих в длительном режиме, когда величина мертвого хода не должна превышать определенной заданной величины, нормы пятна контакта необходимо назначать на одну степень выше норм кинематической точности. Для неотчетственных передач, когда приработка допускается при монтаже передачи, нормы пятна контакта могут быть назначены на одну степень грубее норм кинематической точности колеса.

Условное обозначение задаваемой точности изготовления строится по схеме: первая цифра означает номер степени точности по нормам кинематической точности колеса и червяка, вторая — степень по нормам плавности работы колеса, третья — по нормам контакта зубьев колеса с витками червяка, а буква — вид сопряжения. Примеры условных обозначений: а) передача со степенью по нормам кинематической точности колеса 8, степенью по нормам плавности

Таблица 25

Нормы точности червяков по ГОСТу 9774—61

Обозначения отклонений и допусков	Диаметр червяка в мм	Модуль осевой m_s в мм	Нормы точности в мкм для степеней точности						
			4	5	6	7	8	9	10
δt_B	До 50	До 0,5	3	5	8	—	—	—	—
		Св. 0,5 до 1	4	6	10	—	—	—	—
$\delta t_{B\Delta}$		До 0,5	6	10	16	—	—	—	—
		Св. 0,5 до 1	8	12	20	—	—	—	—
$\Delta_B t; \Delta_H t$		До 0,5	2	3	5	8	12	20	32
		Св. 0,5 до 1	3	4	6	10	16	25	40
$\Delta_B t_{\Delta}; \Delta_H t_{\Delta}$		До 0,5	4	6	10	15	24	38	58
		Св. 0,5 до 1	5	7	11	18	28	45	70
δf		До 0,5	3	5	8	12	20	32	50
		Св. 0,5 до 1	4	6	10	25	24	38	58
E_B	До 6	До 1	3	5	7	11	18	28	45
	Св. 6 до 12		3	5	8	12	20	32	50
	Св. 12 до 25		4	6	9	14	22	36	55
	Св. 25 до 50		4	7	11	17	26	42	65

Примечания: 1. Принятые обозначения:
 δt_B — допуск на отклонение винтовой линии червяка в пределах оборота;
 $\delta t_{B\Delta}$ — допуск на отклонение винтовой линии червяка на длине червяка;
 $\Delta_B t; \Delta_H t$ — предельные отклонения осевого шага;
 $\Delta_B t_{\Delta}; \Delta_H t_{\Delta}$ — предельные накопленные погрешности осевого шага;
 δf — допуск на профиль червяка;
 E_B — допуск на радиальное биение витков червяка.
2. Для многозаходных червяков, сопрягаемых с червячными колесами, число зубьев которых кратно числу заходов червяка, предельное отклонение осевого шага допускается устанавливать до удвоенной величины, указанной в табл. 26.

Таблица 26

Нормы кинематической точности червячных колес по ГОСТу 9774—61

Степень точности	Обозначение отклонений и допусков	Модуль осевой m_s в мм	Размерность	Диаметр колеса в мм									
				До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300		
4	$\delta F_{k\Delta}$	До 0,5	МКМ	8	9	10	11	12	14	17	21		
		Св. 0,5 до 1		9	10	11	12	14	16	19	24		
	$\delta t_{k\Delta}$	До 0,5		5	6	7	8	10	12	16	20		
		Св. 0,5 до 1		6	7	8	9	11	23	16	21		
	E	До 0,5		4	5	6	6	7	8	10	12		
		Св. 0,5 до 1		5	6	7	7	8	10	12	14		
	$\delta \varphi_{\Sigma}$	До 1	с	75	45	36	28	22	20	18	16		
5	$\delta F_{k\Delta}$	До 0,5	МКМ	12	13	15	17	19	22	28	34		
		Св. 0,5 до 1		14	16	18	19	22	25	30	38		
	$\delta t_{k\Delta}$	До 0,5		9	10	11	12	15	19	25	32		
		Св. 0,5 до 1		10	11	12	14	17	20	26	32		
	E	До 0,5		7	8	9	10	11	13	16	20		
		Св. 0,5 до 1		9	9	10	11	13	16	19	22		
	$\delta \varphi_{\Sigma}$	До 1	с	115	70	55	45	36	32	28	25		
6	$\delta F_{k\Delta}$	До 0,5	МКМ	20	22	24	26	30	36	45	55		
		Св. 0,5 до 1		22	25	28	30	34	40	48	60		
	$\delta t_{k\Delta}$	До 0,5		14	15	17	20	24	30	40	50		
		Св. 0,5 до 1		16	18	20	23	26	32	42	52		

Продолжение табл. 26

Степень точности	Обозначение отклонений и допусков	Модуль осевой m_s в мм	Размерность	Диаметр колеса в мм							
				До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300
6	E	До 0,5	МКМ	11	12	14	16	18	21	26	32
		Св. 0,5 до 1		14	15	16	18	21	25	30	36
	$\delta_0 a$	До 0,5		22	24	26	28	30	34	40	48
		Св. 0,5 до 1		24	26	28	30	34	38	45	52
	$\delta\varphi_{\Sigma}$	До 1	с	190	110	90	70	55	50	45	40
7	$\delta F_{к\Sigma}$	До 0,5	МКМ	30	34	38	42	48	58	72	90
		Св. 0,5 до 1		36	40	44	48	55	65	78	95
	$\delta t_{к\Sigma}$	До 0,5		22	24	28	32	38	48	62	80
		Св. 0,5 до 1		25	28	32	36	42	52	66	85
	E	До 0,5		18	20	22	25	28	34	42	50
		Св. 0,5 до 1		22	24	26	28	34	40	46	55
	$\delta_0 a$	До 0,5		34	38	40	45	48	55	65	75
		Св. 0,5 до 1		38	42	45	48	55	60	70	80
	$\delta\varphi_{\Sigma}$	До 1	с	300	180	140	110	90	80	70	60
8	$\delta F_{к\Sigma}$	До 0,5	МКМ	50	52	58	65	75	95	115	140
		Св. 0,5 до 1		55	60	65	75	90	100	130	150
	$\delta t_{к\Sigma}$	До 0,5		34	38	45	50	58	75	100	130
		Св. 0,5 до 1		38	45	52	58	65	85	105	140
	E	До 0,5		28	32	36	40	45	55	66	80
		Св. 0,5 до 1		36	38	42	45	55	65	75	90

Продолжение табл. 26

Степень точности	Обозначение отклонений и допусков	Модуль осевой m_s в мм	Размерность	Диаметр колеса в мм							
				До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300
8	$\delta_0 a$	До 0,5	МКМ	55	60	65	70	80	90	100	120
		Св. 0,5 до 1		60	65	70	75	85	100	115	130
	$\delta\varphi_{\Sigma}$	До 1	с	480	280	220	180	140	120	110	100
9	$\delta t_{к\Sigma}$	До 0,5	МКМ	55	60	70	80	95	120	160	200
		Св. 0,5 до 1		60	70	80	90	105	130	170	210
	E	До 0,5		45	50	55	60	70	85	105	130
		Св. 0,5 до 1		55	60	65	70	85	105	120	140
	$\delta_0 a$	До 0,5		90	95	105	110	120	140	160	190
		Св. 0,5 до 1		100	105	115	120	140	160	180	200
	$\delta\varphi_{\Sigma}$	До 1	с	750	450	360	280	220	200	180	160
10	E	До 0,5	МКМ	70	80	90	100	110	130	170	210
		Св. 0,5 до 1		90	95	105	110	130	160	190	220
	$\delta_0 a$	До 0,5		140	150	160	180	190	210	250	300
		Св. 0,5 до 1		160	170	180	190	210	240	270	320
	$\delta\varphi_{\Sigma}$	До 1	с	1180	710	560	450	360	320	280	250

Примечания: 1. Принятые обозначения:

$\delta F_{к\Sigma}$ — допуск на кинематическую погрешность колеса;

$\delta t_{к\Sigma}$ — допуск на накопленную погрешность окружного шага колеса;

E — допуск на радиальное биеение зубчатого венца;

$\delta\varphi_{\Sigma}$ — допуск на погрешность обката;

$\delta_0 a$ — допуск на колебание измерительного мажорсового расстояния за оборот колеса.

2. Кинематическая погрешность колеса и накопленная погрешность окружного шага на $1/4$ окружности (или на длине дуги, соответствующей ближайшему большему числу зубьев) не должна превышать соответственно половины допуска на кинематическую погрешность колеса или половины допуска на накопленную погрешность окружного шага.

Таблица 27

Нормы плавности работы червячного колеса
по ГОСТу 9774—61

Степень точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль осевой m_s в мм	Диаметр колеса в мм							
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300
			мкм							
4	δF_K	До 1	3							
	$\delta_{c f}$	До 1	3	3	4	4	4	4	4	5
	δp	До 1	4	5				6		
5	δF_K	До 0,5 Св. 0,5 до 1	4 5							
	$\delta_{c f}$	До 1	5	5	6	6	6	6	6	7
	δp	До 1	6	8				10		
6	δF_K	До 0,5 Св. 0,5 до 1	6 8							
	$\delta_{c f}$	До 1	8	8	9	9	9	10	10	11
	$\delta_{\gamma a}$	До 1	11	11	12	12	13	14	14	15
7	δF_K	До 0,5 Св. 0,5 до 1	10 12							
	$\delta_{c f}$	До 1	12	12	14	14	14	16	16	18
	$\delta_{\gamma a}$	До 1	16	17	18	19	20	21	22	25
8	$\delta_{c f}$	До 1	20	20	22	22	22	25	25	28
	$\delta_{\gamma a}$	До 1	26	28	30	30	32	34	36	38
9	$\delta_{c f}$	До 1	32	32	36	36	36	40	40	45
	$\delta_{\gamma a}$	До 1	45	45	50	50	50	55	55	60

Продолжение табл. 27

Степень точности	Обозначения отклонений и допусков	Модуль осевой m_s в мм	Диаметр колеса в мм							
			До 12	Св. 12 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300	
			мкм							
10	$\delta_c f$	До 1	50	50	55	55	55	60	60	70
	$\delta_{\gamma} a$	До 1	70	70	75	75	75	80	80	95

Примечания: 1. Принятые обозначения:
 δF_K — допуск на циклическую погрешность колеса;
 $\delta_c f$ — допуск на разность соседних окружных шагов колеса;
 $\delta_{\gamma} a$ — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе;
 δp — допуск на погрешность произвольной поверхности инструмента.
 2. Для колес 4 и 5-й степени точности допускается наличие единичных местных погрешностей, не превышающих удвоенной величины допуска на циклическую погрешность колеса.

работы 8, степенью по нормам контакта 8 и сопряжением вида X, обозначается:

Ст. 8—X ГОСТ 9774—61,

б) при назначении комбинированных степеней точности

Ст. 6—7—7Д ГОСТ 9774—61.

Нормы точности и нормы бокового зазора червячных передач с m_s до 1 мм. Допуски и отклонения для червяков, червячных колес и червячных передач регламентируются ГОСТом 9774—61 и указаны в табл. 25—33.

Для изготовления и приемки червяков червячных колес и червячных передач определяются комплексы показателей точности, каждый из которых является равноправным.

1. Показателем точности червяков являются комплексы: отклонение винтовой линии червяка в пределах оборота Δt_b и на длине червяка Δt_{Σ} или отклонение осевого шага Δt , накопленная погрешность осевого шага Δt_{Σ} , погрешность профиля червяка Δf и допуск на радиальное биение витков червяка E_b .

2. Показателем кинематической точности червячных колес являются: кинематическая погрешность колеса $\Delta F_{K\Sigma}$ или накопленная погрешность окружного шага колеса $\Delta t_{K\Sigma}$, или один из следующих комплексов:

а) радиальное биение зубчатого венца e и погрешность обката Δf_{Σ} ;

Таблица 28

Нормы контакта и точности монтажа передач по ГОСТу 9774—61

Степень точности	Обозначения отклонений и допусков	Размерность	Межосевое расстояние в мм								
			До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160	
4; 5	$\Delta_B A; \Delta_H A$	мм	± 5	± 6	± 8	± 9	± 11	± 12	± 14	± 17	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 6	± 8	± 10	± 11	± 12	± 15	± 18	± 19	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		25								
6	$\Delta_B A; \Delta_H A$		± 8	± 10	± 12	± 14	± 17	± 19	± 22	± 26	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 10	± 12	± 15	± 18	± 20	± 24	± 28	± 30	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		32								
7	$\Delta_B A; \Delta_H A$		± 12	± 16	± 19	± 22	± 26	± 30	± 36	± 42	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 15	± 20	± 24	± 28	± 32	± 38	± 45	± 48	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		40								
8	$\Delta_B A; \Delta_H A$		± 20	± 25	± 30	± 36	± 42	± 48	± 52	± 65	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 24	± 32	± 38	± 45	± 50	± 58	± 70	± 75	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		50								
9	$\Delta_B A; \Delta_H A$		± 32	± 40	± 48	± 55	± 65	± 75	± 85	± 105	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 38	± 50	± 58	± 70	± 80	± 95	± 110	± 115	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		60								
10	$\Delta_B A; \Delta_H A$		± 50	± 60	± 75	± 90	± 105	± 115	± 130	± 170	
	$\Delta_B g; \Delta_H g$		± 58	± 80	± 90	± 110	± 120	± 150	± 180	± 190	
	$\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$		80								
	δy										

Продолжение табл. 28

Степень точности	Обозначения отклонений и допусков	Размерность	Межосевое расстояние в мм							
			До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160
4, 5, 6	Пятно контакта	%	по высоте не менее 55 по длине не менее 65							
7; 8			по высоте не менее 45 по длине не менее 50							
9; 10			по высоте не менее 30 по длине не менее 35							

Примечание. Принятые обозначения:
 $\Delta_B A; \Delta_H A$ — предельные отклонения межосевого расстояния;
 $\Delta_B g; \Delta_H g$ — предельные смещения средней плоскости колеса в передаче;
 $\Delta_B g_0; \Delta_H g_0$ — предельные смещения средней плоскости колеса в обработке (назначается для колес, нерегулируемых при монтаже в осевом направлении);
 δy — допуск на перекос осей на длине 100 мм.

Таблица 29

Наименьшие боковые зазоры по ГОСТу 9774—61

Вид сопряжения	Обозначение отклонения	Межосевое расстояние в мм							
		До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160
<i>C</i>	<i>c_n</i>	0	0	0	0	0	0	0	0
<i>D</i>		5	5	6	7	8	10	12	14
<i>X</i>		9	10	12	15	17	20	24	28
<i>III</i>		18	22	25	30	34	40	48	55

Примечание. Принятое обозначение *c_n* — наименьший боковой зазор.

б) колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса Δ_{0a} и Δ_{φ_2} ;

в) c — для 9-й степени точности.

3. Показателем плавности работы червячного колеса являются: циклическая погрешность колеса ΔF_k или фазность соседних окружающих шагов колеса $\Delta c f$, или колебание измерительного расстояния на одном зубе колеса $\Delta_f a$. Для 4 и 5-й степеней точности, кроме

Таблица 30

Предельные отклонения, регламентирующие толщину зуба колеса, по ГОСТу 9774-61

Степень точности	Обозначения отклонений	Модуль осевой m_s в мм	Диаметр колеса в мм							
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300
			мкм							
4; 5	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	5	6	8	9	11	12	14	17
6	$\Delta_B a$	До 1	11	11	12	12	13	14	14	15
	$\Delta_H a$	До 0,5	17	18	20	22	24	28	32	38
		Св. 0,5 до 1	20	21	22	24	28	32	36	42
	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	8	10	12	14	17	19	22	26
7	$\Delta_B a$	До 1	16	17	18	19	20	21	22	25
	$\Delta_H a$	До 0,5	24	26	28	32	36	40	48	55
		Св. 0,5 до 1	28	30	32	34	40	45	52	60
	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	12	16	19	22	26	30	36	42
8	$\Delta_B a$	До 1	26	28	30	30	32	34	36	38
	$\Delta_H a$	До 0,5	34	38	42	45	50	60	70	85
		Св. 0,5 до 1	42	45	48	52	60	70	80	95
	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	20	25	30	36	42	48	52	65
9	$\Delta_B a$	До 1	45	45	50	50	50	55	55	60

Продолжение табл. 30

Степень точности	Обозначения отклонений	Модуль осевой m_s в мм	Диаметр колеса в мм							
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 300
			мкм							
9	$\Delta_H a$	До 0,5	50	55	60	65	75	90	110	140
		Св. 0,5 до 1	60	65	70	75	90	110	130	150
	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	32	40	48	55	65	75	85	105
10	$\Delta_B a$	До 1	70	70	75	75	75	80	80	95
	$\Delta_H a$	До 0,5	75	85	95	105	115	140	180	220
		Св. 0,5 до 1	95	100	110	115	140	170	200	230
	$\Delta_B A_0; \Delta_H A_0$	До 1	50	60	75	90	105	115	130	170

Примечание. Принятые обозначения:
 $\Delta_B a$ и $\Delta_H a$ — предельные отклонения измерительного межосевого расстояния;
 $\Delta_B A_0$ и $\Delta_H A_0$ — предельные отклонения межосевого расстояния в обработке.

Таблица 31

Допуск на толщину витка червяка по ГОСТу 9774-61

Вид сопряжения	Обозначение отклонения	Допуск на радиальное биение витков червяка									
		До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50
С	δS в мкм	10	11	12	14	17	20	24	28	34	42
Л		13	14	16	18	21	24	28	34	40	48
Х		17	18	20	22	25	28	32	38	45	52
Ш		25	26	28	30	32	36	40	45	52	60

Примечание. Принятое обозначение δS — допуск на толщину витка червяка (после допуска в тело червяка).

Таблица 32

Наименьшее утонение витка червяка по ГОСТу 9774—61

Степень точности	Вид сопряже- ния	Обозначение отклонения	Межосевое расстояние в мм								
			До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160	
			мкм								
4	С Д Х Ш	$\Delta_{в}S$	5	6	7	8	9	10	11	13	
			10	11	12	14	16	19	22	26	
			14	15	18	22	25	28	34	40	
			22	26	30	36	42	48	58	76	
5	С Д Х Ш		6	7	8	9	10	11	12	15	
			11	12	14	16	18	20	24	28	
			15	17	20	24	26	30	36	42	
			24	28	32	38	42	50	60	70	
6	С Д Х Ш		9	10	11	12	14	16	18	20	
			14	16	18	20	22	26	30	36	
			18	20	24	28	32	36	42	48	
			28	32	38	45	50	58	65	75	
7	С Д Х Ш		14	16	18	20	22	26	30	34	
			19	22	25	28	32	36	42	48	
			24	26	30	34	40	45	52	60	
			32	38	45	50	58	65	75	85	
8	С Д Х Ш		24	26	28	32	36	40	45	50	
			30	32	36	40	45	50	55	65	
			32	36	40	48	52	60	70	80	
			42	48	55	62	70	80	90	105	
9	Д Х Ш		45	48	52	58	65	75	85	100	
			48	52	58	65	75	85	95	110	
			58	65	70	80	90	105	120	140	
10	Х Ш		70	75	85	95	105	115	130	160	
			80	90	100	110	120	140	160	180	

Примечания: 1. Принятое обозначение $\Delta_{в}S$ — наименьшее утонение витка червяка.

2. Величины наименьших угонений витка червяка соответствуют номинальной толщине витка инструмента, используемого для окончательной обработки червячного колеса.

3. При использовании в качестве измерительной базы поверхностей, не совпадающих с монтажными базами, выносимые ими погрешности должны компенсироваться уменьшенным производственным допуском.

Примечания: 1. Принятое обозначение $\Delta_{в}S$ — наименьшее утонение витка червяка.

2. Величины наименьших утонений витка червяка соответствуют номинальной толщине витка инструмента, используемого для окончательной обработки червячного колеса.

3. При использовании в качестве измерительной базы поверхностей, не совпадающих с монтажными базами, вносимые ими погрешности должны компенсироваться уменьшенным производственным допуском.

того, показателем плавности является погрешность производящей поверхности инструмента Δp .

4. Показателем точности монтажа передачи и контакта боковых поверхностей зубьев червячного колеса и червяка являются: пятно контакта и комплекс — отклонение межосевого расстояния в передаче ΔA — смещение средней плоскости колеса в передаче Δg —

Таблица 33

Вероятностные максимальные боковые зазоры по ГОСТу 9774—61

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль осевой m_s в мм	Межосевое расстояние в мм								
			До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160	
			мкм								
4	С Д Х Ш	До 1	19	21	24	26	28	30	32	38	
			26	28	30	34	36	42	48	55	
			34	36	40	45	50	55	60	70	
			50	55	60	65	70	80	90	105	
5	С Д Х Ш	До 1	21	22	25	26	30	34	40	42	
			28	32	34	36	40	45	52	58	
			36	38	42	48	52	60	70	75	
			52	58	62	68	70	85	90	105	
6	С Д Х Ш	До 1	28	30	34	38	45	48	55	60	
			34	38	45	50	55	60	75	80	
			42	48	55	60	70	75	85	95	
			60	65	75	85	95	105	115	120	
7	С Д Х Ш	До 1	40	45	52	60	70	75	85	95	
			48	55	60	70	80	90	100	110	
			55	65	70	80	90	100	115	130	
			70	80	90	100	115	130	140	160	
8	С Д Х Ш	До 1	65	70	80	90	105	115	120	140	
			70	80	90	100	120	130	140	160	
			80	90	100	115	130	140	160	180	
			95	105	120	130	150	165	180	210	
9	Д Х Ш	До 1	110	120	140	150	180	195	215	250	
			115	125	150	160	190	210	230	260	
			130	145	165	180	210	235	260	300	
10	Х Ш	До 1	160	180	210	230	260	280	310	380	
			180	210	230	250	280	310	350	400	

перекос осей Δy , а для передачи с нерегулируемым в осевом направлении червячным колесом, кроме того, смещение средней плоскости колеса при обработке Δg_0 .

5. Показателями, характеризующими боковой зазор, являются:

а) для червяка — утонение витка ΔS ;

б) для колеса — отклонение межосевого расстояния в обработке ΔA_0 или ΔA ;

в) для передачи — ΔA .

Комплексы показателей точности определяются межведомственными нормами, либо нормами предприятия, исходя из технологических соображений и методов приемки готовой продукции. Для надежной работы червячной передачи большое значение имеет правильный выбор класса чистоты обработки рабочих профилей зубьев червячного колеса и червяка. Классы чистоты рекомендуется выбирать из табл. 34.

Таблица 34

Классы чистоты обработки профилей червячных колес и червяков с $m_s \leq 1$ мм

Поверхности	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Профили зубьев червячных колес	▽9—▽10	▽8—▽9	▽8—▽9	▽8	▽7—▽8	▽6	▽5	▽4	▽4	
Профиль витков червяка	▽10—▽12	▽9—▽10	▽8—▽9	▽8	▽8	▽7	▽6	▽5	▽4	
По диаметрам впадин	Шероховатость такая же, как и у рабочих поверхностей, или на один класс ниже									
По диаметрам выступов	▽5—▽6									

Заготовки червячных колес и червяков. Одним из немаловажных факторов в получении червячных колес и червяков необходимой степени точности, является правильный выбор допусков и предельных отклонений на заготовки для червячных колес и червяков.

Технологическими базами червячных колес являются: отверстие ступицы, наружная торондальная поверхность колеса и два торца. Отверстие ступицы колеса является также конструкторской базой, которая используется при посадке колеса на вал. Червячные колеса 6 и 7-й степени точности должны иметь базовые отверстия, выполненные не грубее 2-го класса точности по ОСТу 1012 с шероховатостью поверхности не ниже $\nabla 7$. Колеса 8—10-й степеней точности должны иметь базовые отверстия, выполненные не грубее 3-го класса точности по ОСТу 1069 с шероховатостью поверхности не ниже $\nabla 6$.

Нормы точности на заготовки червячного колеса и червяка приведены в табл. 35—39.

Таблица 35

Допуски на радиальное биение (E_D) и предельное отклонение диаметра окружности выступов (ΔD_e) заготовок червячных колес

Степень точности	Вид сопряжения	Обозначения отклонений и допусков	Модуль нормальный в мм	Диаметр окружности выступов в мм							
				До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320
				Допуск в мкм							
6	С, Д, Х, Ш	E_D	—	8	8	9	10	13	16	19	22
7				13	14	15	16	21	25	30	35
8				21	22	24	25	32	40	48	55
9				32	35	38	40	50	60	75	90
10				55	58	65	65	80	95	115	130
6	С, Д, Х, Ш	ΔD_e	До 1	С ₁ по ОСТу НКМ 1011 (С по ОСТу 1012) С по ОСТу 1012 (С _{2а} по ОСТу НКМ 1016)							
7				С по ОСТу 1012 (С _{2а} по ОСТу НКМ 1016) С _{2а} по ОСТу НКМ 1016 (С ₃ по ОСТу 1013)							
8				С _{2а} по ОСТу НКМ 1016 (С ₃ по ОСТу 1013)							
9				С ₃ по ОСТу 1013							
10				С ₃ по ОСТу 1013							

Примечания: 1. При назначении E_D степени точности выбираются по нормам кинематической точности, а при назначении ΔD_e — по нормам плавности.

2. Поля допусков, указанные в скобках, рекомендуются для случаев, когда окружность выступов не служит базой измерения при контроле толщины зуба или смещения исходного контура.

Методы и средства контроля червячных колес и червяков. В систему контроля червячных передач входит не только проверка точности готовых червячных передач и собранных передач на соответствие их государственным стандартам и техническим условиям, указанным в чертеже, но и периодический контроль оборудования, инстру-

Таблица 36

Допуск на торцевое биение базового торца заготовки E_T
червячных колес для $m_n \leq 1$

Степень точности по нормам контакта	Допуск E_T в мкм при диаметре опорной поверхности в мм							
	До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320
6	9	11	12	14	18	20	24	26
7	11	14	16	18	22	25	30	34
8	14	18	20	22	28	32	38	42
9	18	22	25	28	34	40	48	52
10	22	28	32	35	42	50	60	65

Примечание. Допуски на торцевое биение E_T для 7-й степени точности рассчитаны по эмпирической формуле $E_T \approx 5 \sqrt[3]{D_e}$, где D_e — средний диаметр в соответствующем интервале диаметров.
Переход к другим степеням точности осуществлен путем деления или уменьшения на знаменатель геометрической прогрессии 1,25 (R_a 10, ГОСТ 6636—69).

ментов и установочных приспособлений. От степени точности оборудования, технологической оснастки и состояния инструментального хозяйства во многом зависит точность самих червячных передач. Однако это не значит, что правильным содержанием средств производства можно полностью и во всех случаях заменить контроль деталей и, тем более, собранных изделий. Для многих точных механизмов и приборов, в которых применяются отсчетные или отсечно-силовые червячные передачи, необходима 100%-ная гарантия надежности работы передачи в течение всего установленного срока службы. Поэтому червячные передачи после изготовления должны быть проверены по всем нормам точности, установленным стандартами (нормам кинематической точности, плавности работы, контакта и нормам боковых зазоров). Должны быть также проверены мертвый ход, моменты трогания и другие показатели, указанные в технических условиях и на сборочном чертеже. Методы и средства контроля мелкомодульных червячных колес и червяков в соответствии со степенью точности и рекомендуемыми контрольными комплексами приведены в табл. 40.

Более полно с методами контроля червячных колес и червяков можно ознакомиться в литературе по производству зубчатых колес [9, 27, 28].

Для измерения толщины витков червяка применяется метод контроля по роликам (проволочкам). При четном числе заходов червяка применяются два ролика, при нечетном — три. Размер по роликам для архимедовых червяков рассчитывают по формуле

$$M_p = d_{a1} + d_p \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha_n} \right) - \frac{t_s}{2} \operatorname{ctg} \alpha.$$

Таблица 37

Допуск $E'_{D\psi}$ на биение наружного цилиндра червяка (окружности выступов) при использовании его в качестве базы для измерения толщины витка для $m_s \leq 1$ мм

Степень точности	Вид сопряжения	Диаметр червяка в мм		
		До 12	Св. 12 до 25	Св. 25 до 50
		Допуск $E'_{D\psi}$ в мкм		
6	C	4	4	5
	D	5	5	6
	X	6	7	7
	Ш	9	10	10
7	C	5	6	7
	D	6	7	8
	X	7	9	10
	Ш	10	11	12
8	C	7	8	10
	D	8	10	12
	X	10	11	13
	Ш	12	14	15
9	D	12	14	16
	X	13	15	18
	Ш	15	18	20
10	X	18	19	22
	Ш	20	22	24

Примечание. Допуск на биение окружности выступов червяка рассчитан по формуле $E'_{D\psi} = 0,34 \sqrt[3]{S}$.

Для червяков с углом профиля $\alpha = 20^\circ$

$$M_p = d_{a1} - 4,316 m_s + d_p \left(\frac{1}{\sin \alpha_n} + 1 \right).$$

Значение угла профиля червяка в нормальном сечении α_n определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \lambda_\partial.$$

$$\text{Для } \alpha = 20^\circ \quad \operatorname{tg} \alpha_n = 0,364 \cos \lambda_\partial.$$

Таблица 38

Нормы точности заготовок червяков для $m_s \leq 1$ мм

Степень точности	Вид сопряжения	Обозначение отклонений и допусков	Диаметр окружности выступов D_{e1} в мм			
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50
			Отклонения и допуски в мкм			
6	С, Д, Х, Ш	$E_{Dч}$ $E_{Tч}$	5 7	6 9	6 10	6 11
7		$E_{Dч}$ $E_{Tч}$	8 9	8 11	9 12	10 14
8		$E_{Dч}$ $E_{Tч}$	13 11	14 14	15 16	16 18
9		$E_{Dч}$ $E_{Tч}$	21 14	22 18	24 20	25 22
10		$E_{Dч}$ $E_{Tч}$	28 18	30 22	34 25	35 28
6	С, Д, Х, Ш	ΔD_{e1}	C_1 по ОСТу 1011 (С по ОСТу 1012)			
7	С, Д, Х, Ш		C по ОСТу 1012 (C_{2a} по ОСТу НКМ 1016)			
8	С, Д, Х, Ш		C_{2a} по ОСТу НКМ 1016			
9	Д, Х, Ш					
10	Х, Ш					

Примечания: 1. Принятые обозначения: $E_{Dч}$ — допуск на биеение окружности выступов червяка;
 $E_{Tч}$ — допуск на торцевое биеение червяка;
 ΔD_{e1} — предельное отклонение диаметра окружности выступов червяка.
2. Значения $E_{Dч}$, рассчитанные по формуле $E_{Dч} = (0,5 \div 0,7) E_B$, приведены для случаев, когда измерение толщины витка червяка производится на базе рабочей оси.
3. Значения ΔD_{e1} (поля допусков валов скользящих посадок) рекомендуются в тех случаях, когда наружная цилиндрическая поверхность червяка используется в качестве базы для измерения толщины витков червяка. В скобках указаны поля допусков, рекомендуемые в том случае, если окружность выступов не служит базой для контроля толщины витка червяка.
4. Величины допусков на торцевое биеение червяка рассчитаны по формуле $E_{Tч} \approx 4 \sqrt{D_{e1}}$.

Таблица 39

Допуски и предельные отклонения расстояния от базового торца до средней плоскости червячного колеса при $m_s \leq 1$ мм

Степень точности	Обозначение отклонений и допусков	Вид: передачи	Диаметр окружности выступов D_{e2} в мм							
			До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200
			Отклонения и допуски в мкм							
6	δl	Нерегулируемая	10	12	15	18	20	24	28	30
	Δl	Регулируемая	32		40		50			
7	δl	Нерегулируемая	15	20	24	28	32	38	45	48
	Δl	Регулируемая	40		50		60			
8	δl	Нерегулируемая	24	32	38	45	50	58	70	75
	Δl	Регулируемая	50		60		80			
9	δl	Нерегулируемая	38	50	58	70	80	95	110	115
	Δl	Регулируемая	60		100		120			
10	δl	Нерегулируемая	60	80	95	110	130	150	170	180
	Δl	Регулируемая	80		120		150			

Примечания: 1. Принятые обозначения: δl — допуск на колебания расстояния от базового торца до средней плоскости радиусной выточки в партии заготовок колес;
 Δl — предельные отклонения расстояния от базового торца до средней плоскости радиусной выточки заготовки колес.
2. Отклонение радиуса выточки наружной поверхности заготовки независимо от степени точности червячного колеса рекомендуется принимать 0,1 мм.



Таблица 40

Контрольные комплексы и измерительные средства для контроля мелко модульных червячных колес и червяков

Нормы точности	Комплексы проверок	Контрольный комплекс	Обозначение	Средства контроля	Порядок контроля (величина выборки) для колес и червяков степеней точности		
					5 и 6-й	7 и 8-й	9-й
Червячных колес							
Кинематическая точность	1	Кинематическая погрешность колеса	$\Delta F_{к\Sigma}$	Специальный прибор для однопрофильной проверки с эталонным червяком	Все детали	100%* из партии и первая деталь в начале обработки	—
	2	Накопленная погрешность окружного шага	$\Delta t_{к\Sigma}$	Прибор КНПШ-2А или оптическая делительная головка (или делительный стол) с механическим или оптическим упором	Все детали	То же	—
Кинематическая точность	3	Радиальное биение зубчатого венца	e	Биенимер или индикатор, снабженный сферическим наконечником и контрольная оправка	Все детали		—
		Погрешность обката	$\Delta \varphi_{\Sigma}$	—	—	Станок не реже 1 раза в квартал	Станок не реже 1 раза в полугодие
Кинематическая точность	4	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса	$\Delta_0 a$	Прибор для контроля измерительного междоузового расстояния. Междоузомер МЦМ-160 в исполнении для червячных пар	—	Все детали	
		Погрешность обката	$\Delta \varphi_{\Sigma}$	—	—	См. комплекс 3	

Продолжение табл. 40

Нормы точности	Комплексы проверок	Контрольный комплекс	Обозначение	Средства контроля	Порядок контроля (величина выборки) для колес и червяков степеней точности		
					5 и 6-й	7 и 8-й	9-й
Кинематическая точность	5	Циклическая погрешность колеса	ΔF_k	См. комплекс 1	Одновременно с проверкой кинематической погрешности колеса (см. комплекс 1).		—
Плавность работы	6	Разность соседних окружных шагов колеса	Δs_f	См. комплекс 2	Одновременно с проверкой накопленной погрешности окружного шага (см. комплекс 2)		—
	7	Колебания измерительного межосевого расстояния на одном зубе колеса	$\Delta_1 a$	Прибор для контроля междоузового расстояния. Междоузомер МЦМ-160 в исполнении для червячных пар	—	Все детали одновременно с проверкой колебания за один оборот колеса (см. комплекс 4)	
Контакта	8	Смещение средней плоскости колеса в обработке	Δg_0	Мерный столбик или набор инструментальных плиток	Производится на станке до зубонарезания		
		Пятно контакта	—	—	Каждое колесо с парным червяком	—	
Определяющие характеристики сопряжения	9	Отклонение межосевого расстояния в обработке	ΔA_0	Калибр или блок концевых мер	Точность установки детали относительно инструмента на окончательной зубообрабатывающей операции		
	10	Отклонение измерительного межосевого расстояния	Δa	См. комплексы 4 и 7	Все детали одновременно с проверкой колебания измерительного межосевого расстояния		
(бокового зазора)					(См. комплекс 4,7)		
	11	Размеры по шарикам	ΔM	Резьбовой микрометр со специальными сферическими вставками или обычный микрометр и два шарика	Все детали		

Продолжение табл. 40

Нормы точности	Комплексы проверок	Контрольный комплекс	Обозначение	Средства контроля	Порядок контроля (величина выборки) для колес и червяков степеней точности		
					5 и 6-й	7 и 8-й	9-й
Шероховатость	12	Шероховатость рабочих поверхностей зубьев	—	Эталон шероховатости, прибор для контроля шероховатости поверхности	Все детали сравнивают с эталоном шероховатости. При высоких требованиях к классу чистоты поверхности одна деталь проверяется на приборе		
Червяков							
Точность	1	Отклонение винтовой линии в пределах оборота	Δt_B	Специальный прибор или универсальный микроскоп с делительной бабкой	Все детали	—	—
		Отклонение винтовой линии на длине червяка	$\Delta t_{B\Sigma}$				
Точность	2	Отклонение осевого шага, накопленная погрешность осевого шага, погрешность профиля	Δt_{Σ} Δf	Универсальный или большой инструментальный микроскоп, или специальный прибор	Все детали	Все детали	30%* из партии, первая деталь в начале обработки и при каждой переточке и смене резца
		Радиальное биение витков червяка	E_B	Биенсмер			
Бокового зазора	3	Толщина витка	ΔS	Универсальный или инструментальный микроскоп	Все детали		
	4	Размер по проволочкам (роликкам)	ΔM	Индикатор, плита или центра и проволочки			
Шероховатость рабочих поверхностей	5	Шероховатость рабочих поверхностей витков	—	Эталон шероховатости, прибор для контроля степени шероховатости поверхности	Все детали сравнивают с эталоном шероховатости. При высоких требованиях к классу чистоты поверхности, одну деталь из партии проверяют на приборе		

* При малых партиях проверяют не менее двух деталей, при больших партиях процент проверяемых деталей допустимо изменять в зависимости от стабильности технологического процесса.

* При малых партиях проверяют не менее двух деталей, при больших партиях процент проверяемых деталей допустимо изменять в зависимости от стабильности технологического процесса.

Таблица 41

Номинальные размеры по роликкам для Архимедовых червяков

m_s в мм	$d_{\partial 1}$ в мм	Число заходов z_1							
		1		2		3		4	
		λ_{∂}	M_p в мм	λ_{∂}	M_p в мм	λ_{∂}	M_p в мм	λ_{∂}	M_p в мм
0,3	3	5°43'	3,957	11°19'	3,961	16°42'	4,016	21°48'	4,066
	5	3°26'	5,953	6°51'	5,961	10°12'	4,974	13°30'	5,993
	6	2°52'	6,952	5°43'	6,957	8°32'	6,967	11°19'	6,980
	7	2°27'	7,952	4°54'	7,956	7°20'	7,963	9°39'	7,972
	8	2°09'	8,952	4°17'	8,958	6°25'	8,960	8°32'	8,967
	10	1°43'	10,952	3°26'	10,953	5°09'	10,957	6°51'	10,961
0,4	5	4°34'	6,123	9°05'	6,139	13°30'	6,170	17°45'	6,206
	6	3°49'	7,119	7°36'	7,133	11°19'	7,154	14°56'	7,181
	7	3°16'	8,119	6°31'	8,128	9°39'	8,143	12°53'	8,164
	8	2°51'	9,117	5°43'	9,124	8°32'	9,112	11°19'	9,154
	10	2°17'	11,118	4°34'	11,123	6°51'	11,129	9°05'	11,139
	12	1°54'	13,118	3°49'	13,119	5°43'	13,124	7°36'	13,133
0,5	6	4°46'	7,250	9°28'	7,272	14°02'	7,310	18°26'	7,363
	7	4°05'	8,242	8°08'	8,264	12°06'	8,293	15°57'	8,332
	8	3°35'	9,244	7°07'	9,258	10°37'	9,279	14°02'	9,310
	10	2°52'	11,244	5°43'	11,251	8°32'	11,266	11°19'	11,287
	12	2°23'	13,242	4°46'	13,250	7°08'	13,258	9°28'	13,272
	15	1°54'	16,244	3°49'	16,245	5°43'	16,251	7°36'	16,262
	16	1°47'	17,240	3°35'	11,244	5°21'	17,250	7°07'	17,258
	18	1°36'	19,244	3°11'	19,245	4°46'	19,250	6°20'	19,256
	20	1°26'	21,242	2°52'	21,244	4°17'	21,248	5°43'	21,251
0,6	8	4°18'	9,371	8°32'	9,392	12°41'	9,431	16°42'	9,580
	10	3°26'	11,370	6°51'	11,384	10°12'	11,408	13°30'	11,442
	12	2°52'	13,366	5°43'	13,376	8°32'	13,392	11°19'	13,417
	15	2°17'	16,368	4°34'	16,375	6°51'	16,384	9°05'	16,399
	16	2°09'	17,366	4°17'	17,371	6°25'	17,380	8°32'	17,392
	18	1°55'	19,366	3°49'	19,368	5°43'	19,376	7°36'	19,388
	20	1°43'	21,368	3°26'	21,370	5°09'	21,375	6°51'	21,384
0,8	10	4°34'	12,216	9°05'	12,249	13°90'	12,310	17°45'	12,389
	12	3°49'	14,206	7°36'	14,234	11°19'	14,275	14°56'	14,328
	15	3°03'	17,206	6°05'	17,226	9°05'	17,249	12°02'	17,284
	16	2°52'	18,203	5°43'	18,217	8°32'	18,240	11°19'	18,275
	18	2°33'	20,203	5°05'	20,213	7°36'	20,234	10°51'	20,258
	20	2°18'	22,203	4°34'	22,216	6°51'	22,227	9°05'	22,249
	25	1°50'	27,206	3°40'	27,208	5°29'	27,218	7°18'	27,233
1	12	4°46'	14,496	9°28'	14,542	14°02'	14,615	18°26'	14,722
	15	3°49'	17,488	7°36'	17,523	11°19'	17,565	14°56'	17,634
	16	3°35'	18,485	7°07'	18,514	10°37'	18,555	14°02'	18,615
	18	3°11'	20,485	6°21'	20,506	9°28'	20,542	12°32'	20,555
	20	2°52'	22,481	5°43'	22,498	8°32'	22,526	11°19'	22,568
	25	2°18'	27,481	4°35'	27,493	6°51'	27,510	9°05'	27,535

Допуск на размер по роликам δM (у червяков)

Степень точности	Вид сопряжения	Допуск на размер по роликам δM в мкм при диаметре червяка в мм			
		До 6	Св. 6 до 12	Св. 12 до 25	Св. 25 до 50
4,5	C	20			
	Д	30			
	X	38			
	Ш	60			
6	C	20	20	21	22
	Д	28	28	30	35
	X	40	40	42	45
	Ш	63	63	63	65
7	C	24	24	25	32
	Д	34	34	36	42
	X	45	45	45	52
	Ш	65	65	65	75
8	C	30	30	35	40
	Д	40	40	45	55
	X	50	50	55	70
	Ш	70	70	80	85
9	Д	55	55	60	80
	X	65	65	70	90
	Ш	85	85	100	100

Примечание. Поле допуска в тело червяка.

Диаметры роликов выбираются в зависимости от величины осевого модуля

m_s в мм 0,3 0,4 0,5 0,8 1

d_p в мм 0,572 0,724 0,866 1,441 1,732

Размеры по роликам для архимедовых червяков приведены в табл. 41.

Наименьшие отклонения размеров по роликам и допуск на размер по роликам регламентируются табл. 42, 43.

Таблица 42

Наименьшие отклонения размера по роликам $\Delta_M M$ (у червяков)

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль осевой m_s в мм	Межосевое расстояние в мм						
			До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 100	Св. 100 до 160
			$\Delta_M M$						
4,5	C	До 1	16	19	22	25	28	30	38
	Д		30	32	36	40	45	52	70
	X		38	45	52	60	70	80	110
	Ш		65	75	85	100	115	140	190
6	C	До 1	25	28	30	32	38	42	55
	Д		38	42	50	55	60	70	95
	X		50	55	65	75	85	100	115
	Ш		75	85	100	120	140	160	200
7	C	До 1	38	42	50	55	60	70	80
	Д		52	60	65	75	85	95	115
	X		65	70	80	90	110	120	140
	Ш		85	100	120	140	160	180	200
8	C	До 1	65	70	75	85	95	110	120
	Д		80	85	100	110	120	130	150
	X		85	95	110	130	140	160	190
	Ш		115	130	150	170	190	220	250
9	Д	До 1	120	130	140	160	180	200	220
	X		130	140	160	180	200	220	260
	Ш		160	180	190	220	250	280	320
	Ш								380

Примечания: 1. Принятое обозначение $\Delta_M M$ — наименьшее отклонение размера по роликам (в тело червяка).

2. Величина наименьших отклонений размера по роликам соответствует номинальной толщине витка инструмента, используемого для окончательной обработки червячного колеса.

Отклонения размера M_p от номинального значения пересчитываются в отклонение толщины витков

$$\Delta S = \Delta_M M \operatorname{tg} \alpha.$$

Для конволютного червяка номинальное значение размера по роликам рассчитывается по формуле

$$M_p = d_{\partial 1} - \frac{t_s \cos \lambda_{\partial}}{2 \operatorname{tg} \alpha_n} + d_p \left(\frac{1}{\sin \alpha_n} + 1 \right);$$

при $\alpha_n = 20^\circ$

$$M_p = d_{\partial 1} - 4,316 m_s \cos \lambda_{\partial} + 3,924 d_p,$$

где α_n — угол профиля инструмента.

Пересчет отклонения размера M_p на отклонение толщины витка

$$\Delta S = \frac{\Delta_M M \operatorname{tg} d_n}{\cos \lambda_{\partial}}.$$

Для эвольвентных червяков

$$M_p = 2(r + r_0),$$

где

$$r = \frac{r_0}{\cos \alpha_1}; \quad r_0 = \frac{m_s z_1}{2 \operatorname{tg} \lambda_0},$$

здесь r — расстояние между осями роликов и червяка;

r_0 — радиус основного цилиндра червяка;

λ_0 — угол подъема винтовой линии по основному цилиндру;

α_1 — угол давления на радиусе r_1 ;

$$\operatorname{inv} \alpha_1 = \frac{r_p}{r_0 \sin \lambda_0} - \varphi_0 + \operatorname{inv} \alpha,$$

где

$$\varphi_0 = \frac{\omega_{oc}}{2P}; \quad P = \frac{m_s z_1}{2}; \quad \operatorname{tg} \lambda_0 = \frac{\operatorname{tg} \lambda_d}{\cos \alpha};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \lambda_0};$$

φ_0 — половина угловой ширины впадины на расстоянии r_{d1} ;

ω_{oc} — ширина впадины червяка в осевом сечении;

r_p — радиус роликов.

Отклонение размера M_p пересчитывается в отклонение толщины витка

$$\Delta S = \Delta_m M \cdot 2 \sin \alpha \operatorname{tg} \lambda_0.$$

МЕРТВЫЙ ХОД В ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧАХ И СПОСОБЫ ЕГО УСТРАНЕНИЯ

В червячных передачах в связи с наличием зазоров наблюдается отставание колеса по углу при изменении направления вращения червяка. Это явление принято называть мертвым ходом червячного зацепления. Мертвый ход является отрицательным явлением, так как снижает кинематическую точность передачи, а следовательно, и точность всего прибора. Особенно нежелателен мертвый ход в червячных зацеплениях, применяемых для отсчетных и шкальных механизмов, к которым предъявляется требование большой точности воспроизведения результатов замеров при реверсивных ходах отсчетного механизма. Стремление к уменьшению габаритных размеров в приборостроении требует очень тщательного продумывания элементов червячного зацепления, таких как валы, оси, опорные кронштейны, стойки и т. п., правильного выбора степени точности передачи. Прежде чем переходить к способам и методам устранения мертвого хода, необходимо остановиться на причинах появления его.

Основными причинами появления мертвого хода в червячном зацеплении являются:

1. Зазор c_n (рис. 21) — между зубьями червячного колеса и витками червяка при неподвижных подшипниках червяка. Передача, в которой конструкция опор червяка не позволяет изменять межцентровое расстояние, с целью выбора бокового зазора c_n , называется передачей с нерегулируемым межцентровым расстоянием. В процессе длительной эксплуатации червячной передачи в результате износа зубьев колеса и витков червяка боковой зазор c_n возрастает. Мертвый ход при существовании зазора c_n может быть выражен углом $\Delta \varphi_k$ поворота колеса при неподвижном червяке. Зазор в опорах при применении шариковых подшипников можно принять равным нулю. Тогда

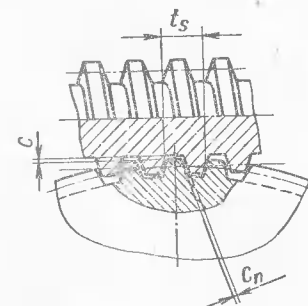


Рис. 21. Боковой зазор в червячном зацеплении

$$\Delta \varphi_k = \frac{c_n}{r_k \sin \alpha \cos \lambda_0} = 1,063 \frac{c_n}{r_k \cos \lambda_0} \text{ рад}$$

или

$$\Delta\varphi_k = 3660 \frac{c_n}{r_k \cos \lambda_\partial} \text{ мин.},$$

где r_k — радиус начальной окружности колеса

$$r_k = \frac{z_2 m_s}{2} = \frac{z_2 t_s}{2\pi},$$

$\alpha = 20^\circ$ — угол зацепления.

2. Радиальный зазор $\Delta r = r - r_1$ в подшипниках червячного колеса. Принимая условно червяк неподвижным, можно увидеть, что червячное колесо может занимать различные положения в пределах угла 2α , шаркаясь вокруг полюса зацепления (рис. 22).

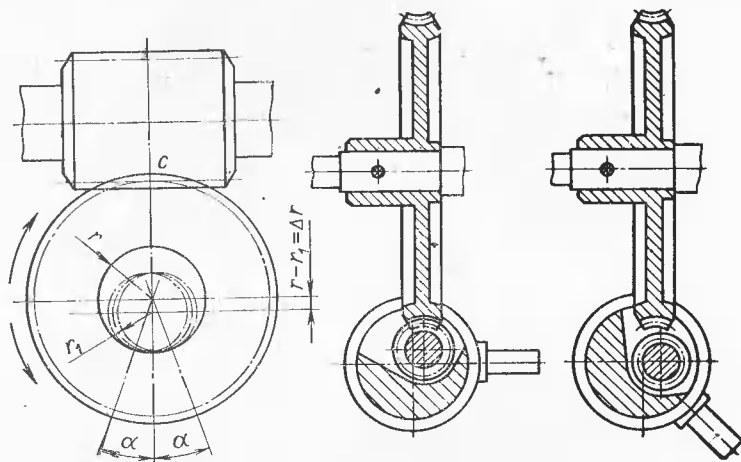


Рис. 22. Радиальный зазор в подшипниках червячного колеса

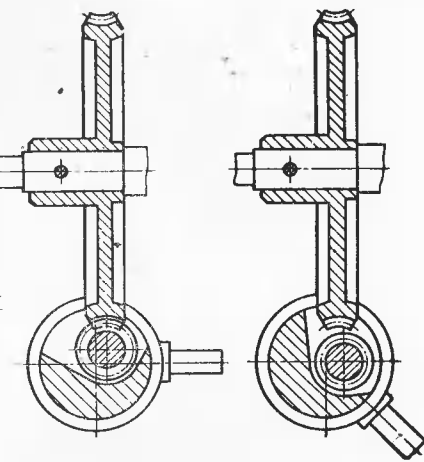


Рис. 23. Конструкция червячного зазоровыбирающего механизма с эксцентриковой опорой

3. Осевой люфт червяка в опорах вызывает эффект стояния червячного колеса при реверсе червяка. Червячное колесо начинает движение только после выбора осевых зазоров в опорах червяка.

4. Радиальный зазор в опорах червяка. Эта причина не особенно сказывается на величине мертвого хода. Однако при применении высокоточных червячных передач ее следует учитывать.

Среди существующих различных методов устранения мертвого хода в червячном зацеплении основными являются:

1. Применение передач с регулируемым межосевым расстоянием, в которых боковой зазор c_n выбирается постоянным прижимом червяка к червячному колесу. Конструктивно данная схема осуществляется установкой опор червяка в эксцентриковых опорах, сухарях с подпружиниванием червяка к червячному колесу. На рис. 23 из-

бражена конструкция зазоровыбирающего механизма с червяком, позволяющим изменять межосевое расстояние за счет установки червяка в эксцентриковых опорах.

На рис. 24 показана конструкция универсального уровня с червячной передачей для точного отсчета угла. Мертвый ход в этом механизме уничтожается посредством пружины 1, выбирающей зазоры в шаровой опоре червяка и пружины 4, устраняющей зазоры в червячном зацеплении путем прижима червяка 2 к червячному колесу 3.

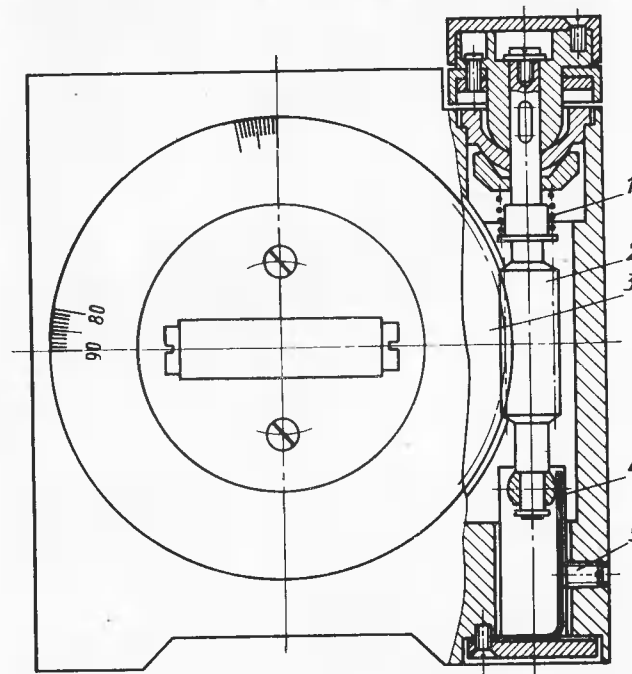


Рис. 24. Конструкция узла, обеспечивающего выборку мертвого хода

Винт 5 служит для регулировки усилия поджатия червяка к червячному колесу.

Применение червячных передач с изменяющимся межцентровым расстоянием дает действенные результаты лишь при наличии в зацеплении радиального зазора c .

Подпружинивание червяка к червячному колесу снижает к.п.д. передачи и может быть применено для нескоростных червячных передач. Однако к.п.д. передачи может быть повышен за счет уменьшения коэффициента трения f в сопряжении червячного колеса и червяка. Для этого червяк желательно изготавливать из сталей марок 30ХМ, 35ХМ, 20ХГ2, 18ХГМ, 40Х и др., а червячное колесо или венец колеса из бронз марок Бр.ОЦС 6-6-3, Бр.ОЦС 5-5-5, Бр.ОЦС 4-4-17 или латуней марок ЛАЖМц 70-6-3-1, ЛК 80-3,

ЛКС 80-3-3. При этом необходимо обеспечить эффективную смазку червячной передачи.

Хорошие результаты дает изготовление червячных колес из капрона и фторопласта с применением полированных червяков, выполненных из нержавеющей стали марок 3Х13 и 4Х13.

Следует также стремиться к уменьшению трения в подшипниках вала червячного колеса, что уменьшает момент трения в подшипнике и смещение вала колеса.

2. Устранение радиального зазора в подшипниках вала червячного колеса, путем уменьшения абсолютной разницы $D-d$, где D — диаметр отверстия подшипника;

d — диаметр цапфы вала червячного колеса.

3. Уменьшение абсолютного значения $\frac{d}{d_{\partial 2}}$, т. е. необходимо

стремиться к уменьшению диаметра вала червячного колеса d и увеличению диаметра делительной окружности колеса $d_{\partial 2}$. Данное мероприятие уменьшает угловое смещение червячного колеса при наличии зазора в зацеплении. Отсюда следует, что для высокоточных червячных передач необходимо вал червячного колеса, устанавливать в шариковых подшипниках.

4. Установка вала червяка на центра, на радиально-упорные подшипники, установка на торцах валов винтовых, шариковых и пружинных компенсаторов для устранения осевого люфта, применение регулируемых опор червяка и т. п. На рис. 25 показан пружинный, а на рис. 26 винтовой компенсатор для устранения осевого люфта червяка. На рис. 27 изображен червяк, установленный на кернах. Однако такая конструкция может быть применена для малонагруженных, тихоходных передач, с приводом вращения к червяку посредством шестерен, ременных или цепных передач.

5. Применение разрезных червячных колес, когда колесо конструктивно состоит из двух половин A и B (рис. 28). Половина B , насаженная на ступицу полуколеса A , может вращаться относительно его. На каждой из половин имеются штыри 1 , за которые закреплены концы спиральной пружины 2 . При сборке половины колеса должны быть повернуты на такой угол, чтобы момент, создаваемый пружиной, был больше момента, передаваемого червячной передачей. В этом случае в сопряжении зубьев будет выбран боковой зазор c_n , а следовательно, не будет и мертвого хода в передаче. На рис. 29 показана другая конструкция разрезного червячного колеса, с применением пружин растяжения.

При применении разрезных червячных колес необходимо учитывать, что нарезание зубьев на двух половинах червячного колеса должно производиться совместно, в положении, соответствующем введенному состоянию колеса. С этой целью в двух половинах сверлят два диаметрально противоположных технологических отверстия, после чего половины колеса скрепляют с помощью винтов.

Совместная нарезка зубьев двух половин червячного колеса повышает кинематическую точность передачи. Технологические отверстия, применяемые для совместной нарезки зубьев колеса, служат контрольными отверстиями при сборке передачи. С этой целью в одно из отверстий вставляют штифт, который после сборки вынимают.

Несмотря на наличие большого числа приемов для устранения мертвого хода существуют причины, мешающие полному устранению последнего. Одной из важных причин, мешающей полному устранению мертвого хода в червячных передачах с нерегулируемым

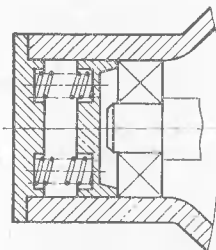


Рис. 25. Пружинный компенсатор осевого люфта червяка

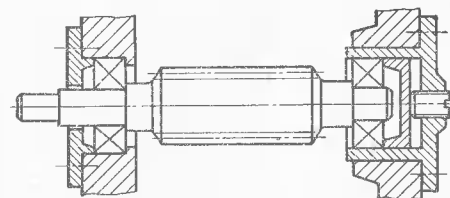


Рис. 26. Винтовой компенсатор осевого люфта червяка

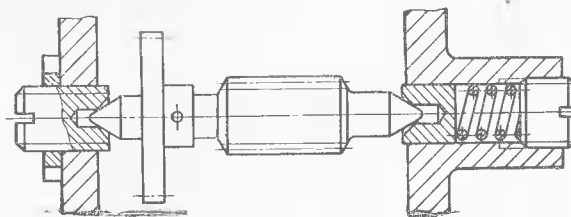


Рис. 27. Установка червяка на кернах

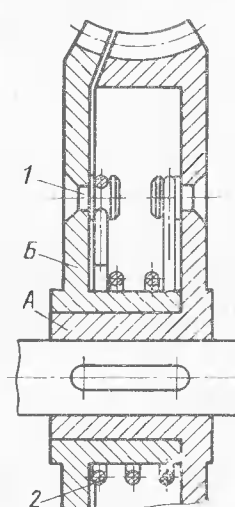


Рис. 28. Червячное зазоровыбирающее колесо с пружиной кручения

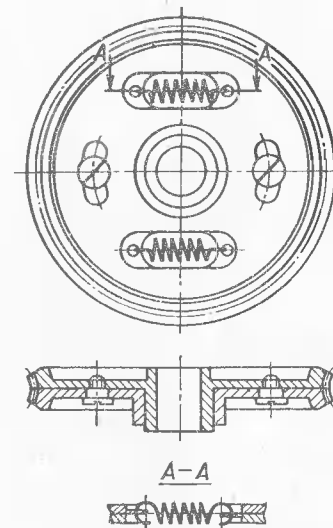


Рис. 29. Конструкция зазоровыбирающего червячного колеса с пружиной растяжения

межосевым расстоянием, является радиальное биение зубчатого венца червячного колеса и витков червяка. Поэтому при проектировании высокоточных отсчетных червячных передач следует применять максимально допустимые нормы точности червяков и нормы кинематической точности червячных колес с учетом возможностей производства.

Расчет мертвых ходов червячных передач точного приборостроения производится в отсчетных единицах. Цену оборота колеса Q в отсчетных единицах, т. е. число отсчетных единиц, соответствующее одному обороту колеса, рассчитывают по формуле

$$Q = Q_1 i,$$

где Q_1 — цена оборота червяка в отсчетных единицах;

i — передаточное число червячной пары.

Определение числа отсчетных единиц червяка производится следующим образом: если за 10 оборотов червяка отсчетный лимб, сидящий на оси червячного колеса, повернется на 360 отсчетных единиц, то цена оборота червяка Q_1 будет составлять $\frac{360}{10} = 36$ отсчетных единиц.

Мертвый ход червячной передачи в отсчетных единицах рассчитывают по формуле

$$\Delta \varphi_{0,e} = \frac{(k + k_{\text{пш}} + k_{\text{дф}}) Q}{100 d_{\partial 2} \cos \lambda_{\partial}} = \frac{(k + k_{\text{пш}} + k_{\text{дф}}) Q_1}{100 d_{\partial 1} \sin \lambda_{\partial}},$$

где k — коэффициент, учитывающий величину бокового зазора в передаче, зависит от точности и конструкции передачи (с регулируемым и нерегулируемым межцентровым расстоянием), определяется по табл. 44, 45;

Таблица 44

Значения коэффициента k для червячных передач с регулируемым межцентровым расстоянием

Степень точности	Модуль нормальный в мм		Значения коэффициента k в мкм при межцентровом расстоянии в мм									
	Свыше	До	До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500	
6	0,5	0,5 1	1,68 2,13	1,83 2,29	2,13 2,59	2,44 2,74	2,74 3,05	3,05 3,35	3,35 3,96	3,96 4,88	4,88 6,10	
7	0,5	0,5 1	2,74 3,35	3,05 3,66	3,35 3,96	3,81 4,27	4,27 4,88	4,88 5,49	5,49 6,40	6,40 7,62	7,62 9,14	
8	0,5	0,5 1	4,27 5,49	4,88 5,79	5,49 6,40	6,10 6,86	6,86 7,62	7,62 8,38	8,38 9,91	9,91 12,19	12,19 15,24	

Таблица 45

Значения коэффициента k для червячных передач с нерегулируемым расстоянием с модулем до 1 мм

Степень точности	Вид сопряжения	Значения коэффициента k в мкм при межцентровом расстоянии в мм								
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 200	Св. 200 до 320	Св. 320 до 500
6	C	4,62	5,22	5,97	6,71	7,87	8,72	10,08	11,68	14,60
	D	7,57	8,90	10,11	11,70	12,90	14,86	17,19	19,58	23,83
	X	11,08	12,74	14,75	17,25	19,13	21,73	24,66	28,51	35,29
7	C	6,05	6,88	7,65	8,64	10,04	12,01	13,17	15,47	18,44
	D	9,05	10,40	12,10	13,94	15,82	18,03	20,49	23,25	28,42
	X	13,08	14,77	16,83	19,81	21,50	25,43	27,65	33,35	40,60
8	C	7,80	8,86	10,10	11,33	12,68	14,81	16,88	19,69	24,50
	D	11,30	12,68	14,89	16,57	18,94	21,88	25,39	29,43	36,89
	X	15,26	18,51	19,80	23,32	26,15	29,96	33,55	39,96	49,44

$k_{\text{пш}}$ — коэффициент, характеризующий класс точности подшипников, выбирается из табл. 46;

$k_{\text{дф}}$ — коэффициент, зависящий от степени жесткости передачи. Выбирается конструктором из конструктивных соображений. В случае достаточной жесткости системы червяк—вал червячного колеса, коэффициент $k_{\text{дф}}$ принимается равным нулю.

Таблица 46

Значения коэффициента $k_{\text{пш}}$ в зависимости от степени точности подшипников

Степень точности передачи	Значения коэффициента $k_{\text{пш}}$ в мкм для классов точности подшипника				
	H	П	B	A	C
5	2	1,5	1	0,5	0
6	1,5	1	0,5	0	—
7	1	0,5	0	—	—
8	0,5	0	—	—	—
9	0	—	—	—	—

Пересчет величины мертвого хода в отсчетных единицах на величину мертвого хода в минутах производят по формуле

$$\Delta\varphi_{\text{мин}} = 21\,600 \frac{\Delta\varphi_{0.с}}{Q}$$

Мертвый ход всей кинематической цепи $\Delta\varphi_{\text{ц}}$ для многоступенчатых червячных передач определяется как сумма значений мертвых ходов, рассчитанных для каждой ступени передачи

$$\Delta\varphi_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta\varphi_{i \text{ о.с.}},$$

где n — число червячных пар.

ГЛАВА 9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Все червячные редукторы можно классифицировать по трем признакам: а) по числу степеней передачи; б) по относительному положению червяка и червячного колеса; в) по исполнению корпуса редуктора.

По первому признаку червячные редукторы можно разделить на одноступенчатые и многоступенчатые. На рис. 30 представлена кинематическая схема одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка

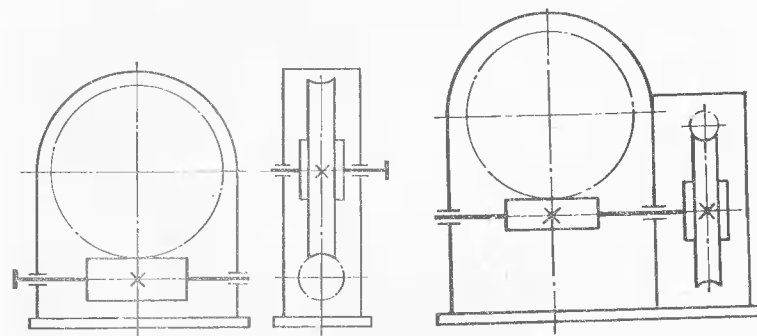
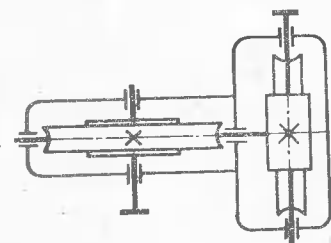


Рис. 30. Кинематическая схема одноступенчатого червячного редуктора с нижним расположением червяка

Рис. 31. Кинематическая схема двухступенчатого червячного редуктора



матическая схема одноступенчатого редуктора, на рис. 31 двухступенчатого. К разряду многоступенчатых передач можно отнести и редукторы, у которых на одном валу насажено несколько червяков, зацепляющихся с колесами, имеющими различное число зубьев. Смонтирована вся передача в едином корпусе. Такие передачи применяются как распределительные устройства в кулачковых механизмах

мах приборов, системах автоматики, имеющих ступенчатое распределение скоростей на выходных валах.

Кроме указанных редукторов широко применяются червячно-зубчатые редукторы, составленные из червячной передачи и передачи с цилиндрическими или коническими колесами.

По второму признаку все червячные редукторы делятся на редукторы с нижним, с верхним и с боковым (горизонтальным и вертикальным) расположением червяка. Это членение червячных редукторов имеет существенное значение для выбора системы смазки передачи, выбора опор для установки червяка и червячного колеса. Кинематические схемы редукторов с различным расположением червяка приведены на рис. 30 (с нижним расположением червяка) на рис. 32 (с верхним расположением червяка) и рис. 33 (с боковым расположением червяка).

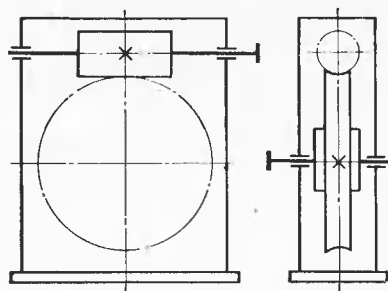


Рис. 32. Кинематическая схема червячного редуктора с верхним расположением червяка

По третьему признаку все червячные редукторы делятся на редукторы закрытого и открытого типа. Редукторы закрытого типа применяются для высокоскоростных передач, требующих интенсивной смазки, для передач, работающих в условиях высокой влажности, запыленности, агрессивных средах и в других тяжелых условиях. Открытые передачи применяются в простейших кинематических цепях приборов, для неответственных червячных передач с передачей незначительных усилий и скоростей.

Червячные редукторы конструктивно могут выполняться со встроенным электродвигателем и автономного типа с выходным валом, на который насаживается муфта, позволяющая осуществлять соединение редуктора с двигателем. Крепление двигателя к редуктору

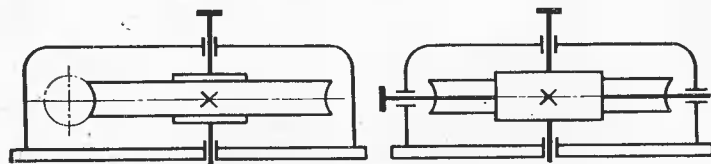


Рис. 33. Кинематическая схема червячного редуктора с боковым расположением червяка

обычно выполняется двумя методами: с помощью фланца или закрепления хомутом, в зависимости от конструкции электродвигателя. При этом, передача вращения от вала двигателя к червяку должна осуществляться с помощью муфты. Не рекомендуется применять насадные червяки с посадкой их непосредственно на вал электродвигателя, что снижает кинематическую точность передачи, вызывает

изгиб вала электродвигателя и, как следствие, появление сильного шума.

Корпусы червячных редукторов в приборостроении выполняются литьем, механической обработкой и сборными из отдельных элементов — плит и кронштейнов. Применение того или иного метода для изготовления корпуса редуктора диктуется условиями производства, масштабами выпуска изделий, для которых изготавливается червячный редуктор, и функциональным назначением редуктора в изделии.

Литые корпуса редукторов могут выполняться из чугунов различных марок, литых алюминиевых сплавов марок АЛ 2, АЛ 3, АЛ 6 и др. Кроме того, корпуса могут выполняться из прессматериалов с малым коэффициентом усадки, например из АГ-4.

Для механически обрабатываемых корпусов применяются сплавы на базе алюминия Д1, Д6, Д16, АМг и др.

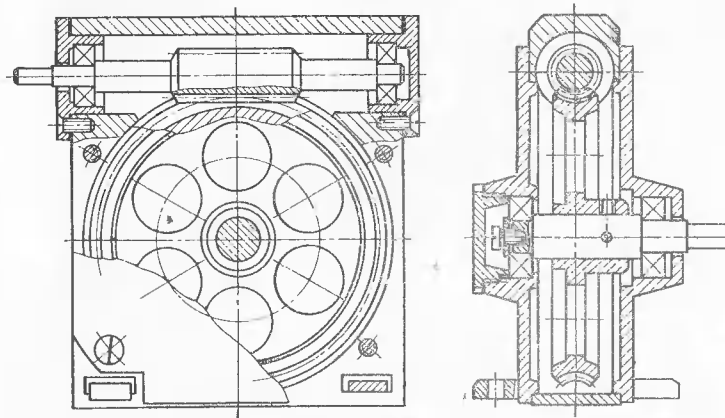


Рис. 34. Конструкция червячного редуктора с корпусом, выполненным механической обработкой

Сборные корпуса, выполняемые из плит и кронштейнов, требуют применения антифрикционных материалов: латуни и бронзы. В случае установки в платах подшипников качения или скольжения, для изготовления плит и кронштейнов широко применяются сплавы алюминия или пластмассы.

Для нормальной работы передачи требуется обеспечение высокой точности выполнения межцентровых расстояний в корпусе редуктора. При назначении допусков на межцентровое расстояние A рекомендуется пользоваться табл. 28.

Конструкция червячного редуктора с корпусом, выполненным механической обработкой, представлена на рис. 34. На рис. 35 показана конструкция сборного червячного редуктора. Червяк 2 установлен на двух кронштейнах 1 и 3 в шариковых подшипниках. Кронштейны 1 и 3 закреплены на плате 7 винтами 6. Червячное колесо 5 вращается в подшипниках скольжения, запрессованных в плату 7 и кронштейн 4. Кронштейны 1, 3, 4 и плата 7 выполнены из алюминиевого сплава Д16-Т. Подшипники скольжения изготовле-

ны из латуни ЛС59-1. Вращение от электродвигателя ДПМ-30 на червяк передается с помощью пальчиковой муфты.

Модифицированные и упрощенные червячные передачи широко применяются в приборостроении в случаях, когда червячная передача выполняет неответственные функции для применения более прогрессивной технологии обработки: штамповки, навивки и пр., а также для передачи движения с очень малыми окружающими усилиями и скоростями. Червячные передачи могут модифицироваться для придания передаче специальных свойств — повышения к.п.д., уменьшения

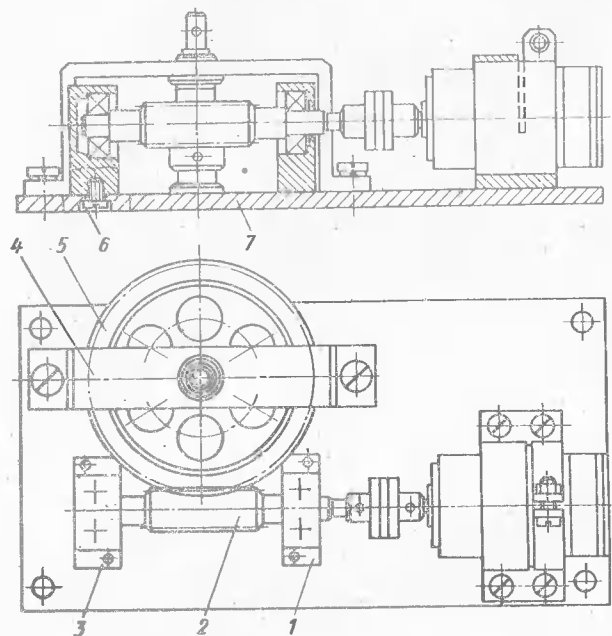


Рис. 35. Конструкция червячного редуктора, собранного на кронштейнах

трения в зоне контакта зубьев и др. Ниже приводится описание модификаций червячных передач и упрощенных передач, заменяющих червячную.

1. Цилиндрическая червячная передача с зубьями колеса в виде роликов, устанавливаемых для увеличения к.п.д. передачи за счет уменьшения трения в зоне контакта зубьев. Ролики 1 (рис. 36) целесообразно выполнять из бериллиевой или оловянисто-фосфористой бронзы. Передача хорошо работает в масляной ванне.

2. Торцевая червячная передача с цевками на торце колеса (рис. 37) применяется для неответственных низкоскоростных устройств в случаях, когда отсутствует зуборезное оборудование, а также для изготовления методом литья под давлением и прессованием из капрона, полистирола и других пластмасс. Полистироловые колеса требуют лапужного армирования металлом цевки и сту-

пицы колеса в виде металлических втулок. Червяк может выполняться методом навивки проволоочных витков на цилиндрическую поверхность вала.

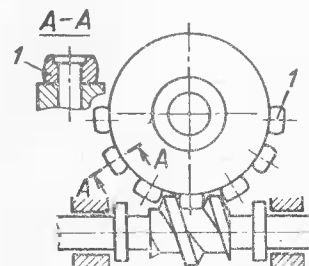


Рис. 36. Цилиндрическая червячная передача с зубьями червячного колеса в виде роликов

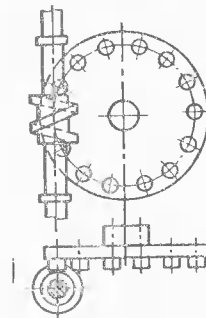


Рис. 37. Торцевая червячная передача с цевками на колесе

3. Червячная передача с большим шагом ленточного типа (рис. 38) применяется в мультиплицирующих механизмах незначительных мощностей. Например, в центробежных регуляторах скорости. Ведущим в данной передаче является колесо. Эта передача технологически допускает применение штамповки для изготовления червячного колеса. Однако изготовление червяка технологически очень сложно.

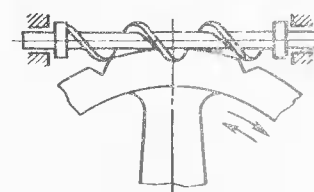


Рис. 38. Червячная передача с большим шагом червяка

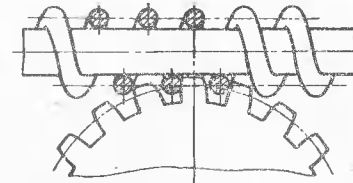


Рис. 39. Упрощенная конструкция червячной передачи

4. Упрощенная конструкция червячной передачи — червяк, навитый из проволоки на цилиндрический вал, и обычное прямозубое цилиндрическое зубчатое колесо, изготавливаемое из тонкого листового материала путем штамповки (рис. 39). Передаточное отношение, рекомендуемое для данного вида передачи, лежит в пределах

$$i = \frac{1}{25} \div \frac{1}{30}.$$

5. Передача, заменяющая червячную (рис. 40), применяется в мультиплицирующих механизмах. Ведущим в передаче является колесо. Ввиду того, что в зацеплении касание треугольного профиля

червяка и зуба червячного колеса осуществляется в одной точке, эта передача не позволяет передавать большие усилия и требует тщательного подбора материалов червяка и червячного колеса, обладающих высокой твердостью и малым коэффициентом трения. При числе зубьев колеса $z_2=16$, передаточное отношение будет соответствовать $i = \frac{1}{16}$. Наружный диаметр колеса получается равным

31,2 мм. Профиль рабочей поверхности зуба червячного колеса должен обеспечивать в процессе зацепления соприкосновение поверхно-

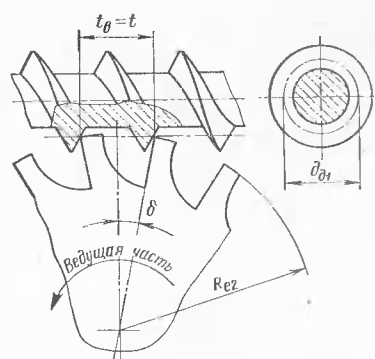


Рис. 40. Передача, заменяющая червячную



Рис. 42. Передача, составленная из червяка и прямозубчатого цилиндрического колеса

δ — половина углового шага червячного колеса; d_{d1} — диаметр делительной окружности червяка; $t_w = t$ — соответственно шаг зубьев колеса и шаг червяка на делительном цилиндре; Re_2 — радиус колеса выступов

Рис. 41. Передача, составленная из червяка и косозубого цилиндрического колеса

стей только по острой кромке зуба, расположенной по внешней окружности колеса.

6. При малых нагрузках применяются червячно-винтовые передачи, составленные из эвольвентного червяка (при малых углах подъема λ_d — из архимедова) и косозубого цилиндрического (винтового) зубчатого колеса (рис. 41). Эти передачи широко применяются, так как обладают рядом существенных преимуществ, из которых основными следует считать: а) возможность нарезания колеса стандартными червячными фрезами, что исключает необходимость иметь фрезу, идентичную по размерам червяку, б) невосприимчивость данной передачи к смещению червяка вдоль оси колеса.

При $m_s \leq 0,8$ мм такие передачи практически не уступают по точности червячным.

В червячно-винтовых передачах направление винтовой линии витка червяка и наклона зубьев колеса противоположные, а угол подъема витка λ_d равен углу наклона зубьев β_d .

Таблица 47

Формулы для определения основных размеров цилиндрического косозубого колеса

Обозначение	Наименование расчетной величины	Формулы
A	Межосевое расстояние передачи	$A = \frac{z_1 + z_2}{2} m_s = 0,5 (d_{d1} + d_{d2})$
m_n	Модуль нормальный	Выбирается по ГОСТу 9563—60
B	Ширина зубчатого венца	$B = (5 - 10) m_n$ Допускается $B = (2 \div 15) m_n$
c_0	Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c_0 = 0,35$ для $m_n \leq 1$ по ГОСТу 9587—61
d_d	Диаметр делительной окружности	$d_{d2} = z_2 m_s = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta_d}$
D_e	Диаметр окружности выступов	$D_{e2} = d_{d2} + 2m_n = \left(\frac{z_2}{\sin \beta_d} + 2 \right) \cdot m_n$
D_i	Диаметр окружности впадин	$D_{i2} = d_{d2} - 2,7 m_n$
h	Высота зуба	$h = 2,35 m_n$
h'	Высота головки зуба	$h' = m_n$
β_d	Угол наклона зубьев	$\cos \beta_d = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2A}$ Принимается равным углу наклона витка червяка
z_{\min}	Наименьшее число зубьев, свободное от подрезания	$z_{\min} = \frac{2 \cos \beta_d}{\sin^2 \alpha_s};$ $\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_d}$

В отличие от червячных передач осевой модуль червяка выбирается не из стандартного ряда, а принимается равным торцевому модулю цилиндрического зубчатого колеса

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta_d}$$

При этом осевой модуль архимедова червяка будет иметь дробные значения. Порядок расчета таких передач следующий: по данным червяка z_1 и q определяется $\lambda_d = \beta_d$ и m_s , после чего основные размеры червяка определяются для архимедовых червяков по табл. 3, а для эвольвентных по таблице приложения II. Косозубое цилиндрическое колесо рассчитывают по формулам, приведенным в табл. 47. Угол скрещивания осей в такой передаче равен 90° .

Возможно осуществление передачи: цилиндрический червяк—прямозубое цилиндрическое колесо (рис. 42). Угол скрещивания осей определяют по формуле

$$\omega = 90^\circ - \lambda_d,$$

где λ_d — угол подъема витка червяка на делительном цилиндре. При этом, угол подъема витка червяка λ_d допускается принимать равным $\lambda_d \leq 20^\circ$. Диаметр делительной окружности цилиндрического колеса, зацепляющегося с червяком, рассчитывают по формуле

$$d_d = m z \cos \lambda_d.$$

При изготовлении прямозубых колес, рассчитанных для зацепления с червяком, толщина каждого зуба колеса уменьшается в зависимости от угла подъема червяка. При $\lambda_d \leq 17^\circ$ зубья срезаются на 5% толщины зуба, при λ_d до 24° на 10% и при λ_d до 33° до 20%.

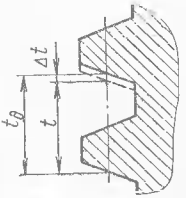
Углы подъема λ_d больше 20° применять не рекомендуется.

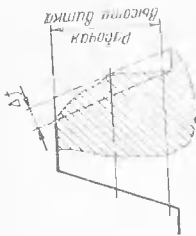
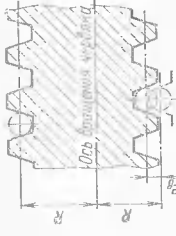
ПРИЛОЖЕНИЯ

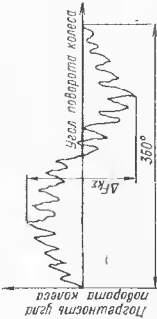
ПРИЛОЖЕНИЕ I

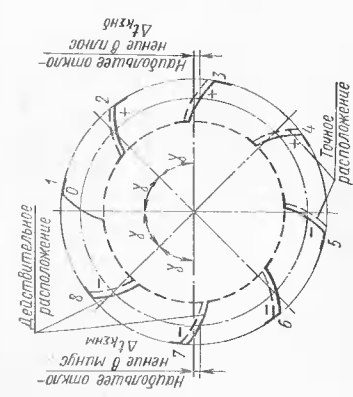
ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ ЧЕРВЯКОВ, ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ ПО ГОСТУ 9774—61

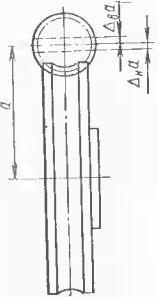
Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
1. Отклонение винтовой линии червяка: в пределах оборота на длине червяка	$\Delta t'_a$ $\Delta t'_{вг}$	Расстояние по нормали между двумя номинальными винтовыми линиями, лежащими на соосном оси червяка цилиндре, ограничивающими кривую пересечения боковой поверхности витка червяка с тем же цилиндром, в пределах одного оборота витка червяка или, соответственно, на полной длине витка червяка. Для многозаходных червяков определяется на каждом витке
Допуск на отклонение винтовой линии червяка: в пределах оборота на длине червяка	$\delta t'_a$ $\delta t'_{вг}$	


Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>2. Отклонение осевого шага</p>  <p>$\Delta t = t_a - t$</p> <p>Предельное отклонение осевого шага: верхнее нижнее</p> <p>3. Накопленная погрешность осевого шага</p> <p>Предельная накопленная погрешность осевого шага: верхняя нижняя</p>	<p>Δt</p> <p>$\Delta_{\Sigma} t$ $\Delta_{\Sigma} t$</p> <p>Δf_{Σ}</p> <p>$\Delta_{\Sigma} f_{\Sigma}$ $\Delta_{\Sigma} f_{\Sigma}$</p>	<p>Разность между действительным и номинальным расстояниями между соседними профилями червяка в осевом сечении по линии, параллельной оси</p> <p>Разность между действительным и номинальным расстояниями между любыми (в том числе между крайними полными) одноименными не соседними профилями витка червяка в осевом сечении, по линии, параллельной оси</p>

Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>4. Погрешность профиля червяка</p>  <p>Допуск на профиль червяка</p> <p>5. Радиальное биение витков червяка</p>  <p>Допуск на радиальное биение витков червяка</p>	<p>Δf</p> <p>δf</p> <p>e_v</p> <p>E_v</p>	<p>Расстояние до нормали между теоретическими профилями витка, ограничиваемыми действительный профиль, в пределах его рабочего участка. Определяется в сечении с заданным номинальным профилем</p> <p>Наибольшая разность между расстояниями от оси вращения червяка до поверхности, на которой ширина впадины (или толщина витка) остается неизменной в пределах оборота червяка. Для многозаходных червяков определяется на каждом витке отдельно.</p>

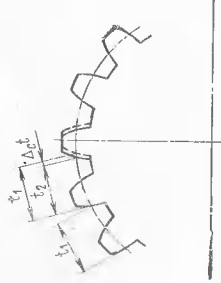
Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>6. Кинематическая погрешность колеса</p> 	ΔF_{kz} δF_{kz}	<p>Наибольшая погрешность углового поворота червячного колеса в пределах его одного оборота при однопрофильном зацеплении с точным червяком. Определяется по делительной окружности червячного колеса</p>
<p>Допуск на кинематическую погрешность колеса</p>		

Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>7. Накопленная погрешность окружного шага колеса</p>  <p>$\Delta f_{kz} = \Delta f_{kz} n_b - (-\Delta f_{kz} n_m)$</p> <p>Допуск на накопленную погрешность окружного шага колеса</p>	Δf_{kz} δf_{kz}	<p>Наибольшая погрешность во взаимном расположении любых двух одноименных профилей зубьев по дуге окружности, проходящей примерно посередине высоты зуба, с центром на оси вращения колеса, в сечении, перпендикулярном к оси колеса</p>
<p>8. Радиальное биение зубчатого венца</p> <p>Допуск на радиальное биение зубчатого венца</p>	e E	<p>Наибольшее колебание расстояний контура, соответствующего нормальному сечению витка червяка, относительно оси вращения колеса. Определяется в средней плоскости колеса</p>

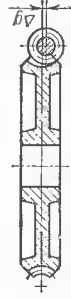
Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
9. Погрешность обката	$\Delta\varphi_2$	Составляющая кинематической погрешности колеса, определяемая при исключении радиального биения зубчатого венца и погрешностей, вызванных неточностью инструмента. Определяется в угловых секундах
Допуск на погрешность обката	$\delta\varphi_2$	
10. Номинальное измерительное межосевое расстояние	a	Межосевое расстояние, соответствующее плотному зацеплению точного червяка, выполненного по номинальным размерам, и червячного колеса с номинальной толщиной зуба
 <p>Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния: верхнее нижнее</p>	$\Delta_{\text{в}a}$ $\Delta_{\text{н}a}$	

Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>Колесное измерительное межосевое расстояние: за оборот колеса на одном зубе</p> <p>Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния: за один оборот колеса на одном зубе</p>	$\Delta_0 a$ $\Delta_1 a$	Разность между измерительными межосевыми расстояниями — наибольшим и наименьшим — за полный оборот колеса или, соответственно, при повороте колеса на один угловой шаг
<p>11. Циклическая погрешность колеса</p>  $\Delta F_k = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n}{n}$ <p>Допуск на циклическую погрешность колеса</p>	ΔF_k	Составляющая кинематической погрешности колеса, периодически многократно повторяющаяся за его оборот. Определяется на делительной окружности как средняя величина размаха колебаний кинематической погрешности колеса, взятая по всем циклам за оборот
	δF_k	

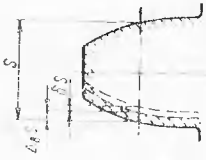
Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
12. Погрешность производящей поверхности инструмента	Δp	Расхождение по нормали к винтовым поверхностям между винтовой производящей поверхностью инструмента и винтовой поверхностью витка червяка. Производящей поверхностью инструмента называется поверхность, огнюанием которой образуется поверхность изделия. В зависимости от применяемого инструмента производящая поверхность описывается его режущими элементами в относительном к их делению движении, либо это поверхность, на которой лежат режущие кромки инструмента
13. Разность соседних окружных шагов колеса	Δ_{ct}	Разность между двумя соседними шагами по окружности, проходящей примерно посредине высоты зуба с центром на оси вращения колеса, в сечении, перпендикулярном к той же оси
Допуск на разность соседних окружных шагов колеса	δ_{ct}	



Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
14. Отклонение межосевого расстояния: в передаче в обработке	ΔA ΔA_0	Разность между действительным и номинальным расстояниями между осями колеса и червяка в собранной передаче или, соответственно, при окончательной обработке профилей зубьев червячного колеса на станке
Предельное отклонение межосевого расстояния: в передаче { верхнее нижнее в обработке { верхнее нижнее	$\Delta_{вA}$ $\Delta_{нA}$ $\Delta_{вA_0}$ $\Delta_{нA_0}$	
15. Смещение средней проскости колеса: в передаче в обработке	Δg Δg_0	Значение кратчайшего расстояния между средней плоскостью червячного колеса и общей нормалью к осям червяка и колеса в собранной передаче или, соответственно, смещение оси инструмента при окончательной обработке профилей зубьев червячного колеса на станке



Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>Предельное смещение средней плоскости колеса:</p> <p>в передаче { верхнее нижнее</p> <p>в обработке { верхнее нижнее</p>	$\Delta_{\text{в}g}$ $\Delta_{\text{н}g}$ $\Delta_{\text{в}g_0}$ $\Delta_{\text{н}g_0}$	
16. Перекос осей	Δu	Величина отклонения угла скрещения осей червяка и колеса в собранной передаче, выраженная в линейной величине, отнесенная к длине 100 мм
Допуск на перекас осей	δu	
17. Боковой зазор	—	Зазор между сопряженными боковыми поверхностями витка червяка и зубьев колеса, вызывающий свободный поворот колеса при неподвижном червяке.
Наименьший боковой зазор	c_n	Определяется в линейных величинах по нормам к боковым поверхностям

Отклонения и допуски	Обозначения	Определения
<p>18. Номинальная толщина витка</p> 	S	<p>Расчетная толщина витка по хорде в нормальном сечении, создающая при нормальном межосевом расстоянии плотное зацепление с колесом, имеющим номинальную толщину зубьев <i>П р и м е ч а н и е</i>. Нормальным называется сечение, перпендикулярное к направлению на делительном цилиндре следа поверхности симметрии витка.</p>
Утонение витка	ΔS	Утонение витка червяка от номинальной толщины.
Наименьшее утонение витка	$\Delta_{\text{в}S}$	Наименьшее предписанное утонение витка, осуществляемое для обеспечения в передаче предусмотренного бокового зазора
Допуск на толщину витка	δS	Разность наименьшего и наибольшего утонения витка червяка

**ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЧЕРВЯКОМ**

1. Червяк

$$d_{\partial 1} = m_s q; \quad t_s = \pi m_s; \quad \lambda_{\partial} = \arctg \frac{z_1}{q};$$

$$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_s; \quad D_{i1} = d_{\partial 1} - 2(2,2 \cos \lambda_{\partial} - 1)m_s;$$

$$h = 2,2 m_s \cos \lambda_{\partial}; \quad S_n = 0,5 \pi m_s.$$

Длина парезной части червяка определяется по таблице, приведенной ниже.

Длина L нарезной части червяка

z_1	q	L
1 и 2	Любое	$L \geq \left(10 + \frac{z_2}{15}\right) m_s$
3—5	6—8	$L \geq \left(8 + \frac{z_2}{7,5}\right) m_s$
3—5	9 и более	$L \geq \left(7 + \frac{z_2}{10}\right) m_s$

Примечание. Для шлифованных червяков полученную длину L следует увеличивать на 5—10 мм.

2. Червячное колесо

$$d_{\partial 2} = m_s z_2;$$

$$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2(2 \cos \lambda_{\partial} - 1)m_s + 2\xi m_s,$$

где

$$\xi m_s = A - A_0;$$

$$D_n = D_{e2} + 2m_s \text{ при } z_1 = 1;$$

$$D_n = D_{e2} + 1,5 m_s \text{ при } z_1 = 2 \text{ и } 3;$$

$$D_n = D_{e2} + m_s \text{ при } z_1 \geq 4;$$

$$R = 0,5 d_{\partial 1} - (2 \cos \lambda_{\partial} - 1)m_s;$$

$$B = 0,75 D_{e1} \text{ при } z \leq 3;$$

$$B = 0,67 D_{e1} \text{ при } z_1 = 4,$$

3. Собранный передача

$$A_0 = 0,5(d_{\partial 1} + d_{\partial 2}) = 0,5(q + z_2)m_s;$$

$$c = 0,2 \cos \lambda_{\partial} m_s.$$

Для скорректированной передачи

$$A = 0,5(d_{\partial 1} + d_{\partial 2}) + \xi m_s = 0,5(q + z_2 + \xi)m_s.$$

При $\xi < 0$ величина A не должна быть меньше, чем

$$A = 0,5(D_{e1} + d_{\partial 2} \cos^2 \alpha_s),$$

где

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{оп}}{\cos \lambda_{\partial}};$$

$\alpha_{оп} = 20^\circ$ — угол профиля витка в нормальном сечении.

1. Артоболевский И. М., Теория механизмов, М., «Наука», 1965, 720 с.
2. Блажчук В. М., Выборка мертвого хода в узлах и кинематических соединениях в приборостроении, Киев — М., Машгиз, 1956, 54 с.
3. Голованов Н. Ф., Гинзбург Е. Г., Фирун Н. Б., Зубчатые и червячные передачи, Л., «Машиностроение», 1967, 515 с.
4. Гузенков П. Г., Справочник к расчетам деталей машин, М., «Высшая школа», 1961, 235 с.
5. Детали машин, сборник материалов по расчету и конструированию. Т. 1, под ред. Ачеркана И. С., М., Гос. издательство научно-технической литературы, 1954, 654 с.
6. Добровольский В. А., Детали машин, Киев, Гостехиздат, 1954, 599 с.
7. Дунин-Барковский И. В., Основы взаимозаменяемости и технические измерения, М., «Машиностроение», 1964, 304 с.
8. Иванов М. Н., Детали машин, «Высшая школа», 1967, 431 с.
9. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М., Механизмы, М., «Машиностроение», 1965, 1058 с.
10. Козлов М. П., Зубчатые передачи точного приборостроения, М., «Машиностроение», 1969, 399 с.
11. Левин И. Я., Справочник конструктора точных приборов, М., «Машиностроение», 1964, 735 с.
- ✓ 12. Мосягин Р. В., Павлов Б. И., Детали и узлы малогабаритных редукторов, Л., «Машиностроение», 1967, 146 с.
- ✓ 13. Мягков В. Д., Краткий справочник конструктора, М.—Л., Машгиз, 1961, 544 с.
14. Мягков В. Д., Допуски и посадки, справочник, М.—Л., «Машиностроение», 1966, 771 с.
15. Первицкий Ю. Д., Расчет и конструирование точных механизмов, М.—Л., «Машиностроение», 1965, 548 с.
16. Приборостроение и средства автоматизации. Т. 1, под общей ред. Гаврилова А. Н., М., Машгиз, 1963, 568 с.
17. Производство зубчатых колес, Справочник, под ред. Тайца Б. А., М., Машгиз, 1963, 683 с.
18. Передачи зубчатые мелко модульные, Геометрический расчет и конструктивные элементы, РТМ, ред. 1—64, 80 с.
19. Райко М. В., Расчет деталей и узлов машин, Киев, «Техника», 1966, 498 с.
- ✓ 20. Рихтер, Фосс, Коцер, Детали точных приборов, М., Машгиз, 1963, 538 с.
21. Справочник машиностроителя, т. 4, М., Машгиз, 1963, 851 с.
22. Справочник конструктора точного приборостроения, под ред. Литвина Ф. Л., М.—Л., «Машиностроение», 1964, 944 с.
23. Справочник металлста, т. 2, под ред. Чернавского С. А., М., Машгиз, 1965, 974 с.
24. Суслов Н. И., Замена металлов пластмассами, М.—Свердловск, Машгиз, 1962, 204 с.
25. Часовников Л. Д., Передачи зацеплением, зубчатые и червячные, М., Машгиз, 1961, 479 с.
26. Чернавский С. А., Ицкович Г. М. и др., Проектирование механических передач, М., Машгиз, 1963, 799 с.
27. Чурабо Д. Д., Детали и узлы приборов, М., «Машиностроение», 1965, 711 с.
28. Эйдинов М. С., Расчет зубчатых и червячных передач, М.—Свердловск, Машгиз, 1961, 216 с.

Глава 1. Общая характеристика червячных передач	3
Глава 2. Расчет основных параметров червячного зацепления	14
Глава 3. Расчет элементов червячного зацепления на контактную прочность и изгиб	23
Глава 4. Тепловой расчет червячной передачи	35
Глава 5. Материалы, применяемые для изготовления червячных передач	38
Глава 6. Конструкция червячных колес и червяков	45
Глава 7. Допуски червячных передач с модулем m до 1 мм	56
Глава 8. Мертвый ход в червячных передачах и способы его устранения	87
Глава 9. Проектирование червячных редукторов	95
Приложения I. Основные определения и обозначения для отклонений червяков, червячных колес и передач по ГОСТу 9774—61	103
II. Формулы для определения основных параметров червячных передач с эвольвентным червяком	114
Список литературы	116

Э. К. Шкунаев

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ПРИБОРОВ ТОЧНОЙ МЕХАНИКИ

Редактор издательства Тучкова Л. К.
Технический редактор Мельниченко Ф. П.
Корректор Асташинок Л. В.
Художник Торгашов В. Б.

Сдано в набор 2/II—1973 г. Подписано к печати 25/IV 1973 г. Т-08201 Формат 84×108/32 Бумага № 2 Усл. печ. л. 6,3 Уч.-изд. л. 6,4 Тираж 11.000 экз. Заказ 469 Цена 34 коп.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.