

15. Укажите конструктивные методы повышения надежности зубчатых передач.

16. Почему размеры колес из расчета на контактную прочность не зависят от модуля зацепления?

17. Из каких основных материалов изготавливают зубчатые колеса?

18. В чем состоят особенности конструкции и расчетов планетарных передач?

19. В чем состоят особенности образования механического привода?

20. Охарактеризуйте распространенные схемы редукторов.

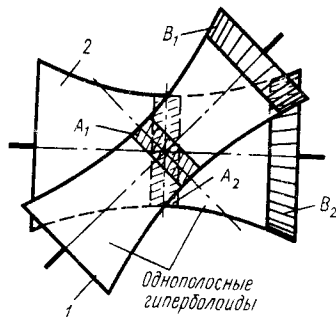


Рис. 17.1. Схемы образования гиперболоидных передач

Глава 17

ГИПЕРБОЛОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гиперболоидными или винтовыми передачами называются механизмы, в которых начальная поверхность зубчатых колес имеет форму однополосного гиперболоида (рис. 17.1).

Гиперболоидные механизмы используются для передачи вращательного движения между скрещивающимися осями и преобразования параметров движения. В механизмах наиболее часто применяют три разновидности передач: червячную (см. рис. 16.2, б), винтовую (см. рис. 16.2, в) и гипоидную (рис. 17.2).

Перекрестное расположение осей дает передачам ряд важных для практики преимуществ перед другими передачами: валы могут продолжаться в обе стороны от колеса, облегчая передачу движения нескольким ведомым валам; подшипники можно располагать по обе стороны от колеса, улучшая (в сравнении с коническими передачами) условия работы передачи.

Винтовые механизмы используют для передачи малых мощностей (например, кинематических цепях приборов и т. д.) благодаря бесшумному зацеплению колес, скрещивающихся под любым углом.

Начальной поверхностью передач является средняя часть гиперболоида (см. части A_1 и A_2 на рис. 17.1). Для упрощения изготовления колес гиперболоиды заменяют цилиндрами. Такая за-

мена начальных поверхностей делает первоначальный контакт (в ненагруженном состоянии) точечным, а колеса — косозубыми цилиндрическими.

Геометрический расчет винтовых передач производится так же, как и расчет косозубых передач. В отличие от косозубых эвольвентных передач углы β_1 и β_2 наклона зубьев могут быть неодинаковыми; в ортогональной винтовой передаче $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$. Заданное передаточное отношение можно обеспечить изменением диаметров колес и углов наклона зубьев.

В гипоидных передачах начальной поверхностью является расширяющаяся часть гиперболоида (см. части B_1 и B_2 на рис. 17.1). Для упрощения изготовления колес этих передач гиперболоиды заменяют усеченными конусами. В результате передача вращения осуществляется коническими колесами с прямыми или криволинейными зубьями. Но вершины конусов колес не пересекаются, они скрещиваются обычно под углом 90° .

Начальный контакт прямозубых колес точечный; колеса с криволинейными зубьями могут иметь контакт по линии.

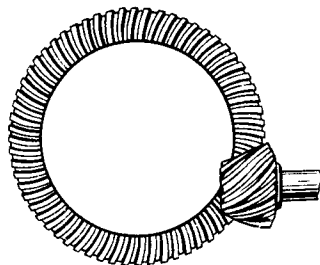


Рис. 17.2. Гипоидная передача

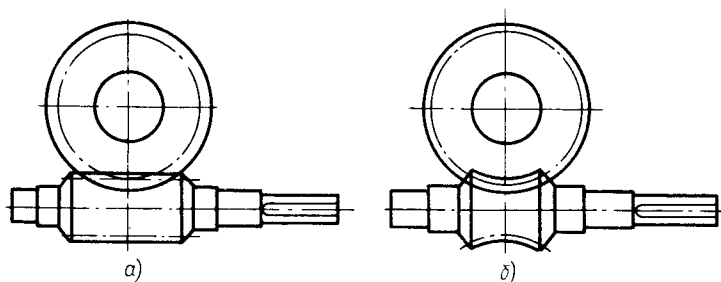


Рис. 17.3. Схемы передач с цилиндрическим (а) и глободным (б) червяками

Работа винтовых и гипоидных передач характеризуется точечным контактом зубьев и их большим взаимным скольжением (особенно в винтовых передачах), вследствие чего ухудшаются условия смазывания, возникает повышенный износ и часто наступает заедание (особенно в гипоидных передачах).

Для увеличения износостойкости зубьев винтовых передач их колеса изготавливают из материалов с хорошими антифрикционными свойствами. Обычно пары колес составляют из материалов: сталь — бронза, сталь — чугун, сталь — текстолит и др.

Для предотвращения заедания гипоидные колеса изготавливают из сталей с высокой твердостью поверхности, применяют также противозадирные смазочные материалы (гипоидное масло и др.).

Червячную передачу образуют два колеса: ведущее колесо (чер-

вяк) выполнено с малым числом зубьев $z_1 = 1 \dots 4$, а ведомое (червячное) колесо имеет большое число зубьев $z_2 \geq 28$. Угол скрещивания осей обычно составляет 90° .

По форме делительной поверхности различают червяки: цилиндрические (рис. 17.3, а) и глободные (рис. 17.3, б).

Цилиндрические червяки (ГОСТ 18498 73) могут иметь в осевом сечении трапецидальный (рис. 17.4, а) или выпуклый профиль, а в торцовом сечении архимедову спираль (архимедов червяк), удлиненную (реже укороченную) эвольвенту (рис. 17.4, б; конволютный червяк) и эвольвенту (рис. 17.4, в; эвольвентный червяк). Их нагрузочная способность приблизительно одинаковая. Архимедов червяк может быть нарезан на обычных токарных и резьбофрезерных станках (не требует специальных станков), однако шлифование (доводка после термообработки) его затруднено. Поэто-

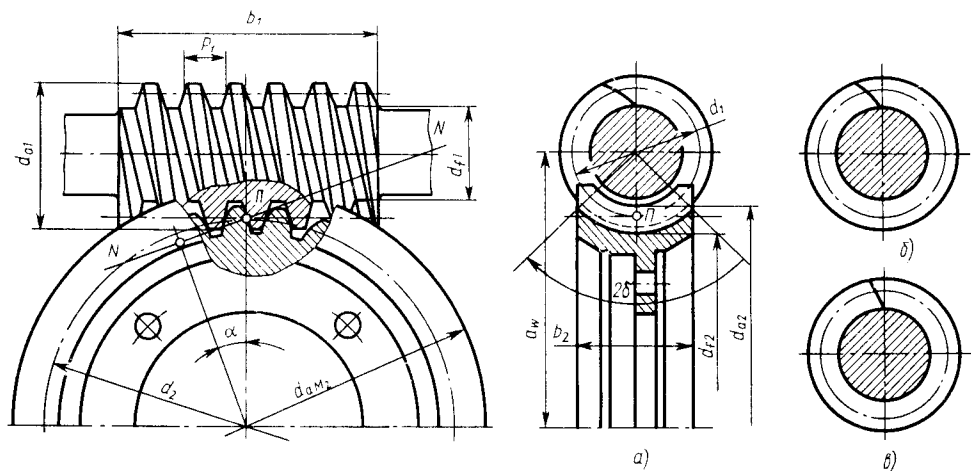


Рис. 17.4. Зацепление червячной передачи

му архимедовы червяки применяют в передачах, если твердость червяка в пределах до 350НВ приемлема (в открытых и малонагруженных закрытых передачах). Эвольвентные червяки используют в высоконагруженных передачах, в которых требуется высокая твердость (свыше 45HRC) и допускается малая высота микронеровностей.

Червячные передачи обладают рядом достоинств: возможностью получения больших передаточных отношений в одной ступени (обычно $i=10...60$, реже $i=60...100$), плавностью и бесшумностью работы, самоторможением.

Однако червячные передачи имеют сравнительно низкий КПД, обусловленный большим скольжением и тепловыделением, часто требуют для отвода теплоты применения специальных устройств (обдув, оребрение корпуса и др.). Указанные обстоятельства ограничивают области использования червячных передач.

Ниже рассматриваются лишь червячные передачи, так как среди гиперболических передач они наиболее широко используются в технике.

§ 17.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основные параметры передачи с цилиндрическим червяком определены по ГОСТ 19650—74.

Диаметры колеса вычисляют по формулам (16.12) — (16.16) при коэффициенте высоты головки $h_a^*=1$, коэффициенте высоты ножки $h_f^*=1$ и коэффициенте радиального зазора $c^*=0,2$.

В сечении передачи (с цилиндрическим червяком и червячным колесом) плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса и проходящей через ось винта (см. рис. 17.4, а), червяк имеет профиль трапециевидальной резьбы и подобен зубчатой рейке. Воображаемый цилиндр диаметром, равным среднему диаметру резьбы, будет делительным цилиндром червяка:

$$d_1 = mq, \quad (17.1)$$

где $m = p_1/\pi$ — модуль зацепления (червяка, червячного колеса), стандартизован ГОСТ 19742—74 ($m=1; 1,25; 1,6; 2; 2,5;$

$3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ и т. д.; p_1 — шаг резьбы червяка); q — коэффициент диаметра червяка принимают в зависимости от модуля m (табл. 17.1).

Делительный угол подъема винтовой линии (обычно $5...20^\circ$)

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi m z_1 / (\pi d_1) = z_1 / q, \quad (17.2)$$

где $z_1 = 1...4$ — число витков (заходов) червяка.

При малом числе заходов z_1 угол γ будет меньше и ниже КПД. По этой причине в передачах мощных приводов не рекомендуют использовать однозаходные червяки. При больших значениях z_1 увеличиваются габариты и стоимость передачи. Число заходов червяка можно определить (по опыту проектирования) в зависимости от передаточного отношения:

$$z_1 = \sqrt[3]{i} \quad \text{при } i \leq 10; \\ z_1 = \sqrt[3]{i/2} \quad \text{при } i > 10.$$

Начальный диаметр червяка

$$d_{\text{нц}} = (q + 2x) m, \quad (17.3)$$

где x — смещение при нарезании червячного колеса, получаемое удалением (положительное смещение) или приближением (отрицательное смещение) фрезы к центру заготовки ($-1 \leq x \leq 1$).

Начальный угол подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg} \gamma_{\text{н}} = z_1 / (q + 2x).$$

Таблица 17.1
Значения коэффициентов диаметра червяка q в зависимости от модуля m

m	q	m	q	m	q		
1,6	10;	3,15	8; 10;	6; 3;	8; 10;		
	12,5;		12,5; 16;		8; 10;	12,5; 14;	
	16; 20		20		12,5	16; 20	
2	8	4	8; 10;	16	8; 10;		
			12,5; 16;		12,5; 16		
2,5	8; 10;	5	8; 10;	20	8; 10		
						12,5;	12,5;
						16; 20	16; 20

Примечание. Приведенным сочетаниям m и q соответствуют значения $z_1 = 1,2$ и 4.

Червячное колесо является косозубым с углом наклона линии зуба $\beta = \gamma$. Шаг зубьев колеса на делительном цилиндре диаметром d_2 равен шагу p_1 профиля червяка, следовательно, $pd_2 = z_2 p_1$ или

$$d_2 = m z_2. \quad (17.4)$$

Диаметр окружностей вершин червяка (индекс «1») и колеса (индекс «2»)

$$d_{a1} = m(q + 2);$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x). \quad (17.5)$$

Диаметр окружностей впадин червяка и колеса

$$d_{f1} = m(q - 2,4);$$

$$d_{f2} = 2[a_w - m(0,5q + h_f^*)]. \quad (17.6)$$

Наибольший диаметр червячного колеса (см. рис. 17.4)

$$d_{a\kappa 2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta) \leq d_{a2} + km, \quad (17.7)$$

где k — коэффициент,

z_1	1	2	4
k	2	1,5	1

Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(q + z_2 + 2x). \quad (17.8)$$

Путем варьирования значений m , q и x можно «вписывать» в заданное межосевое расстояние a_w червяки с разным числом заходов z_1 и колеса с разным числом зубьев z_2 , получая различные передаточные отношения (числа) при неизменных габаритах корпуса.

Межосевые расстояния редукторов стандартизованы. Передачу заданного межосевого расстояния можно получить при коэффициенте смещения

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2). \quad (17.9)$$

Длина нарезной части червяка b_1 принимается такой, чтобы обеспечивалось зацепление с возможно большим числом зубьев колеса. Ширина колеса b_2 назначается из условия получения угла обхвата червяка колесом.

Для передач без смещения на основании экспериментальных исследований и

опыта практики принимают:

$$\left. \begin{aligned} b_1 &\geq (11 + 0,06z_2)m \\ b_2 &\leq 0,75d_{a1} \end{aligned} \right\} \text{при } z_1 = 1, 2;$$

$$\left. \begin{aligned} b_1 &\geq (12,5 + 0,09z_2)m \\ b_2 &\leq 0,67d_{a1} \end{aligned} \right\} \text{при } z_1 = 4.$$

§ 17.3. МЕХАНИКА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Кинематика передачи. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости червяка v_1 и колеса v_2 не совпадают по направлению (различаются по углу скрещивания, обычно 90°) и различны по значению (рис. 17.5). Поэтому начальные цилиндры червяка и колеса в точном движении скользят в неопределенной области, а передаточное отношение i может быть выражено стандартным диаметром d_2 и n_1 .

Векторы окружных скоростей связаны уравнением

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_2 + \vec{v}_{12}.$$

Относительную скорость $v_{12} = v_{\text{ск}}$ называют *скоростью скольжения*,

$$v_{\text{ск}} = v_1 / (\cos \gamma) = \pi n_1 d_1 / (60 \cos \gamma), \quad (17.11)$$

где n_1 — частота вращения червяка, мин^{-1} .

Витки червяка скользят при движении по зубьям колеса. Когда точка контакта совпадает с полюсом зацепления, скорость скольжения $v_{\text{ск}}$ направлена по касательной к винтовой линии витка червяка (см. рис. 17.5). Так как угол подъема $\gamma < 30^\circ$, то в червячной передаче $v_2 < v_1$, а скорость скольжения $v_{\text{ск}} > v_2$. Скольже-

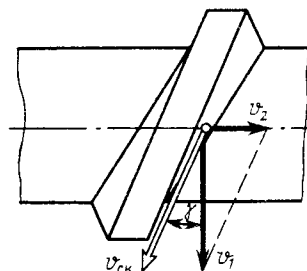


Рис. 17.5. Связь скоростей в зацеплении передачи

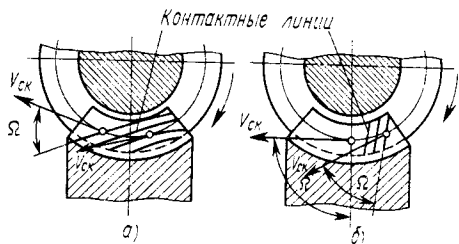


Рис. 17.6. Контактные линии в передачах с червяком цилиндрическим (а) и глобондным (б)

ние является причиной износа и заедания передач, снижает их КПД.

Существенное влияние на условия смазывания и износ зубьев колеса оказывает расположение *контактных линий*. В передаче с цилиндрическим червяком криволинейные контактные линии (рис. 17.6, а) образуют с вектором скорости скольжения небольшой угол Ω . При этом создаются неблагоприятные условия для смазывания. В глобондной передаче контактные линии располагаются почти вертикально (рис. 17.6, б), что способствует лучшему смазыванию зубьев и, как следствие, повышению несущей способности передач.

Для уменьшения износа материалы червяка и колеса должны образовать *антифрикционную пару* (имеющую минимально возможный коэффициент трения). Червяки обычно изготовляют из стали, а колеса — из бронз (оловянистых и безоловянистых). В тихоходных передачах используют колеса из антифрикционного чугуна, синтетических материалов.

Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{v_1/d_1}{v_2/d_2},$$

откуда, учитывая зависимости (17.1), (17.2), (17.4) и соотношение $v_2/v_1 = \text{tg } \gamma$ (см. рис. 17.5), найдем

$$i = -z_2/z_1. \quad (17.12)$$

Откуда видно, что передаточное отношение i (равно передаточному числу, $u = |i|$) не зависит от диаметра червяка. Обычно $u = 20 \dots 60$ — в силовых передачах и $u \leq 300$ — в кинематических цепях приборов и делительных механизмов.

Усилия в зацеплении (статика передачи). При определении усилий полагают, что главный вектор (равнодействующая) F_n контактных напряжений между зубьями приложен в полюсе P (см. рис. 17.4, а) и направлен по линии зацепления. Сила F_n может быть разложена на три составляющие (рис. 17.7, а).

Окружное усилие на червяке F_{t1} будет осевым усилием для колеса F_{a2} (рис. 17.7, б):

$$F_{t1} = 2 T_1/d_1, \quad (17.13)$$

а окружное усилие F_{t2} на колесе будет осевой силой F_{a1} для червяка:

$$F_{t2} = 2 T_2/d_2 = F_{a1}. \quad (17.14)$$

Радиальное усилие на колесе и червяке ($F_{r1} = F_{r2}$)

$$F_r = F_{t2} \text{tg } \alpha, \quad (17.15)$$

а нормальное усилие

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha}. \quad (17.16)$$

Расчетная нагрузка. По аналогии с расчетом косозубой передачи номинальная удельная нагрузка для червячной передачи

$$\omega_n = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2}}{l_\Sigma \cos \alpha \cdot \cos \gamma},$$

где l_Σ — суммарная длина контактных линий.

Расчетная удельная нагрузка

$$\omega_n = \frac{F_{t2} K_p K_v}{l_\Sigma \cos \alpha \cdot \cos \gamma}. \quad (17.17)$$

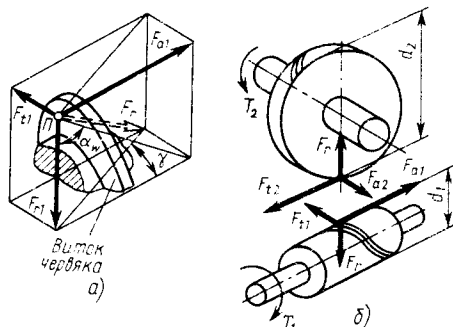


Рис. 17.7. Схемы сил на червяке (а) и в зацеплении червячной передачи (б)

где K_B — коэффициент неравномерности нагрузки; K_v — коэффициент динамической нагрузки, $K_v \approx 1$ при скорости скольжения $v_{ск} \leq 3$ м/с.

Хорошая прирабатываемость материалов колес уменьшает неравномерность распределения нагрузки по контактным линиям.

В предварительных расчетах передач можно принимать $K_{F\beta}K_{Fv} = K_{H\beta}K_{Hv} = 1,1 \dots 1,4$ (большие значения для высокоскоростных передач и при переменной нагрузке).

КПД червячной передачи. Коэффициент полезного действия червячной передачи определяют как для винтовой пары, так как они имеют аналогичные условия трения

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (17.18)$$

где ρ — угол трения, $\operatorname{tg} \rho = f / j$ — коэффициент трения); 0,95 — множитель, учитывающий потери энергии на перемешивание масла при смазке окутанием.

Коэффициент полезного действия червячной передачи зависит от скорости скольжения, температуры масла при входе в зацепление, коэффициента трения в зацеплении.

Из формулы (17.18) следует, что КПД передачи возрастает с увеличением числа витков (заходов) червяка (увеличивается угол подъема γ) и с уменьшением коэффициента трения f .

В предварительном расчете можно принимать

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + 3^\circ)}, \quad (17.19)$$

Невысокий КПД свидетельствует о том, что в червячной передаче значительная часть энергии превращается в теплоту. Вызванное этим повышение температуры ухудшает защитные свойства масляного слоя, увеличивает опасность заедания и выхода передачи из строя.

Для предотвращения чрезмерного повышения температуры масла оценивают тепловой баланс между тепловыделением и теплоотдачей и при необходимости реализуют мероприятия, уменьшающие тепловыделение или увеличивающие теплоотдачу. В первом случае за счет ограничения глубины погружения червяка в мас-

ло, применения маслоразбрызгивающих колец, верхнего размещения червяка и других уменьшают потери на разбрызгивание и размешивание масла. Повышают также КПД передачи путем уменьшения высоты микронеровностей витков червяка, снижения коэффициента трения в контакте за счет подбора сорта смазочного материала.

Теплоотдачу улучшают увеличением поверхности охлаждения деталей корпуса (оребрением), искусственным охлаждением корпуса (обдувом вентилятором), применением циркуляционной системы смазки (с подачей охлажденного смазочного материала в зоны контакта через струйные сопла).

§ 17.4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТЫ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Виды повреждений передач. Опыт эксплуатации закрытых червячных передач показал, что их отказы вызываются *износом зубьев* червячного колеса, *схватыванием* (заеданием), *усталостным контактным выкрашиванием*.

В открытых передачах встречаются *подомки зубьев колес* и их *износ*.

Таким образом, прочность, износостойкость и противозадирная стойкость являются основными критериями работоспособности передач.

Расчет зубьев колес на выносливость при изгибе. Витки червяка на прочность не рассчитывают, так как материал червяка, как правило, значительно прочнее материала колеса. В расчете зубьев колеса используют те же допущения и соотношения, что и при расчете косозубого колеса, но вводит поправки, учитывающие особенности формы зубьев и положение контактных линий.

Условие прочностной надежности имеет вид

$$\sigma_F \leq [\sigma_F], \quad (17.19)$$

где σ_F — максимальное напряжение в опасном сечении зуба червячного колеса; $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение при расчете на изгиб.

Учитывая, что для червячного зацепления коэффициент $Y_F \approx 0,74$ и коэффициент $Y_{\beta} \approx 0,93$ (для среднего значения угла

$\gamma \approx 10^\circ$), соотношение для максимального напряжения в опасном сечении зуба колеса примет вид ($K_{F\beta}K_{F\alpha} = 1$)

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n}, \quad (17.20)$$

z_2	24	28	30	32	35	37	40	50	60	80	100
Y_F	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,40	1,31	1,23

Допускаемые напряжения изгиба определяются так же, как и для зубчатых колес. Приближенные значения $[\sigma_F]$ даны в табл. 17.2.

Т а б л и ц а 17.2

Допускаемые напряжения для червячных передач

Материал колеса	[σ_H], МПа							[σ_F], МПа
	Скорость скольжения $V_{св}$, м/с							
	0,5	1	2	3	4	6	8	
БрА9ЖЗЛ	250	230	210	180	160	120	90	80
СЧ15	130	115	86,5	-	-	-	-	38
СЧ10	115	100	72,5	-	-	-	-	34

Примечание. Значения даны для колес, заготовки которых получены литьем в землю.

Расчет зубьев колеса на контактную выносливость и заедание. Расчет передач обычно выполняют по контактным напряжениям σ_H в зубьях колеса, а допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ устанавливают на основе экспериментальных данных и опыта эксплуатации такими, чтобы предотвратить контактное выкрашивание или заедание зубьев.

Условие триботехнической надежности в этом расчетном случае имеет вид

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (17.21)$$

Зависимость максимальных контактных напряжений σ_H от внешней нагрузки, характеристик материалов и геометрических параметров колеса и червяка принимается в форме (16.48).

Учитывая, что радиус кривизны профиля витка в нормальном сечении $R_1 = \infty$, получим следующее соотношение для приведенной кривизны:

$$1/R \approx 2 \cos \gamma / (d_2 \sin \alpha). \quad (17.22)$$

где $m_n = m \cos \gamma$ — модуль в нормальном сечении; Y_F — коэффициент формы зуба, принимается по эквивалентному числу зубьев $z_v = z_2 / (\cos^3 \gamma)$ (как для косозубых колес);

Подставим в условие (17.21) соотношение (17.17), выраженное через вращающий момент на колесе T_2 в Н·м, и равенство (17.22). Тогда при $\alpha = 20^\circ$; $\gamma = 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа (для стали); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа (для бронзы и чугуна); $\mu = 0,3$ после несложных преобразований получим

$$\sigma_H = 5400 \cdot \frac{q + 2x}{z_2} \times \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w (q + 2x)} \right]^3 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (17.23)$$

Межосевое расстояние передачи (в мм) при $x = 0$

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \times \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{[\sigma_H] z_2 / q} \right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}. \quad (17.24)$$

Значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ для колес из сплавов БрА9ЖЗЛ и чугунов в зависимости от скорости скольжения $v_{св}$ даны в табл. 17.2. Для колес из стальной бронзы БрБФФФ $[\sigma_H] = 150$ МПа (при литье в землю) и $[\sigma_H] = 110$ МПа (при литье в землю). Для колес из бронзы БрБФФФ заготовки которых получают из кованой стали $[\sigma_H] = 230$ МПа.

Конструкции колес и червяков. В связи с тем что для изготовления венцов червячных колес используется дефицитный цветной металл, колеса диаметром до 100...120 мм изготавливают цельными, колеса большего диаметра — преимущественно бандажированными. Напрессо-

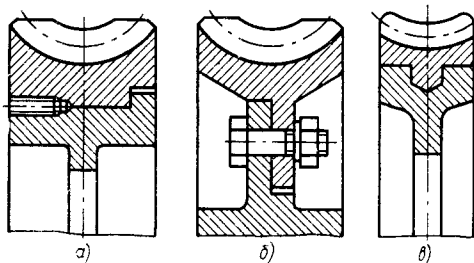


Рис. 17.8. Бандажированные колеса

ваные венцы дополнительно крепят винтами или болтами (рис. 17.8, а, б). Применяют колеса с венцами из бронзы, залитыми непосредственно на ступицу (рис. 17.8, в).

Червяки изготовляют обычно за одно целое с валом, реже — бандажированными.

Для общего ознакомления с конструкцией червячных передач на рис. 17.9 показан автономный редуктор с нижним расположением червяка. Для упрощения сборки и изготовления редуктора корпус редуктора имеет горизонтальный разъем, в плоскости которого расположена ось колеса. Верхняя часть (крышка) 1 и нижняя часть (корпус) 7 редуктора соединяются болтами 2. Подшипники червяка

устанавливаются в корпус 7 с помощью дополнительных стаканов 5. Это облегчает установку червяка вместе с подшипниками и маслоразбрызгивающими кольцами 6 в корпус. Осевое положение колеса в корпусе зафиксировано с помощью крышек 3 и 4. Червяк выполнен за одно целое с валом.

Колесо выполнено составным из бронзового венца и стальной или чугунной ступицы.

Для уменьшения износа и улучшения теплоотвода из зоны контакта должно быть обеспечено смазывание передачи.

§ 17.5. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧИ

Материалы колес и червяков. Выбор материала для изготовления червяка и червячных колес определяется в основном скоростью скольжения витков червяка и зубьев колеса.

При проектном расчете, когда размеры червяка неизвестны, ориентировочное значение скорости скольжения можно определять по эмпирической зависимости

$$v_{\text{ск}} \approx (1,8 \dots 6,6) 10^{-3} n_2 \sqrt[3]{z_2 T_2},$$

где T_2 и n_2 — расчетный вращающий момент и частота вращения вала колеса;

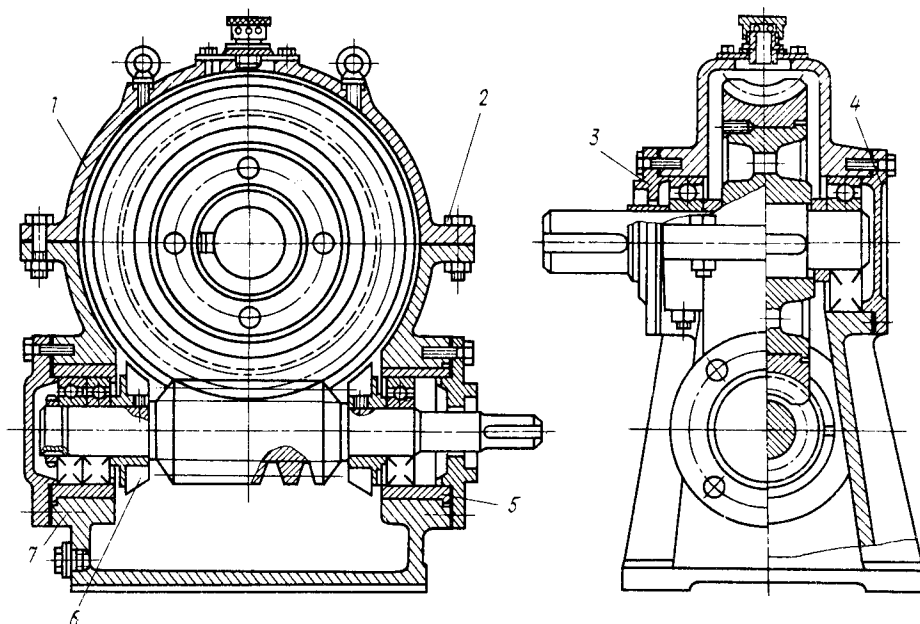


Рис. 17.9. Червячный редуктор

z_2 — число зубьев колеса. Меньшие значения коэффициента перед корнем берутся при большом числе заходов и больших нагрузках, а большие — при меньшем числе заходов и меньших нагрузках.

Червячные колеса *закрытых передач* с машинным приводом при скорости скольжения $v_{ск} < 4$ м/с изготавливают из безоловянных бронз (БрА9ЖЗЛ и др.), при $v_{ск} = 4 \dots 10$ м/с — из бронз с малым содержанием олова (Бр06Ц6С3 и др.) и при $v_{ск} > 10$ м/с из оловянных бронз, содержащих также фосфор, свинец, сурьму и никель (Бр010Ф1, Бр0НФ).

Червяки, работающие в паре с бронзовыми колесами, изготавливают обычно из сталей 40ХН, 20ХНЗА, 30ХГСА, 20Х и др. с твердостью поверхностей витков 45...50 НРС.

Червячные колеса *открытых передач* небольшой мощности и передач с ручным приводом изготавливают из чугунов СЧ10, СЧ15, СЧ20, а червяки — из стали 45 (300...350 НВ).

Пример. Определить основные размеры червячной передачи при следующих данных: момент на валу колеса $T_2 = 500$ Н·м, частота вращения колеса $n_2 = 50$ мин⁻¹, частота вращения приводного двигателя $n_1 = 1200$ мин⁻¹.

Решение. 1. Передаточное отношение $i = 1200/50 = 24$.

2. Принимаем двухзаходный червяк $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 10$ (ориентировочно). Находим число зубьев колеса $z_2 = iz_1 = 24 \cdot 2 = 48$.

3. В качестве материала червяка принимаем сталь 45, термообработка — закалка; материал колеса — бронза Бр010Ф1, отливка заготовки в кокиль. Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 190$ МПа.

4. Принимаем ориентировочно $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,2$ и находим по формуле (17.24) межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \times \\ \times \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{[\sigma_H] z_2 / q} \right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} } = \\ = \left(\frac{48}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{5400}{190 \cdot 48 / 10} \right)^2 500 \cdot 1,2 } \approx \\ \approx 160 \text{ мм.}$$

5. Определяем модуль зацепления, принимая $x = 0$:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 160}{10 + 48} \approx 5,52 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения $m = 6$ мм и по табл. 17.1 проверяем правильность принятого значения q .

6. Уточняем фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{6(10 + 48)}{2} = 174 \text{ мм.}$$

7. Определяем размеры (в мм) червяка по формулам на (17.1)...(17.10):

$$d_1 = mq = 6 \cdot 10 = 60;$$

$$d_2 = mz_2 = 6 \cdot 48 = 288;$$

$$d_{a1} = m(q + 2) = 6(10 + 2) = 72;$$

$$d_{a2} = m(q + 2) = 6(48 + 2) = 300;$$

$$d_{f1} = m(q - 2,4) = 6(10 - 2,4) = 45,6;$$

$$d_{f2} = 2[a_w - m(0,5q + h_f^*)] = \\ = 2[174 - 6(0,5 \cdot 10 + 1)] = 276;$$

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 48)6 = 83,28;$$

$$b_2 \leq 0,075d_{a1} = 0,075 \cdot 72 = 54,$$

принимаем $b_1 = 100$ мм, $b_2 = 54$ мм.

$$d_{a2} = d_{a2} + 1,5m = 276 + 1,5 \cdot 6 = 285 \text{ мм.}$$

8. По формуле (17.20) оценим прочность зубьев колеса при изгибе

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} = \\ = 0,7 \cdot 1,5 \frac{3472}{54 \cdot 5,88} = 11,48 \text{ МПа,}$$

вычислим предварительно требуемые для расчета величины:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 500}{0,288} = 3472 \text{ Н;}$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = 11^\circ 20';$$

$$z_{c2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{48}{(0,98)^3} \approx 47;$$

$$m_n = m \cos \gamma = 6 \cdot 0,98 = 5,88 \text{ мм}$$

$$Y_F \approx 1,5.$$

Так как допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F] = 50 \text{ МПа}$ выше расчетного значения напряжения в колесе, то условие прочности удовлетворено.

Вопросы для самопроверки

1. Для каких передач используют гиперболические передачи?
2. Какие механизмы называют гиперболическими и каковы их разновидности?
3. Какие виды червячных передач используют в механизмах?
4. Какими особенностями кинематики вызвано скольжение зубьев передачи?
5. Укажите условия, возникающие в зацеплении червячной передачи.
6. Каковы виды поврежденных передач и по каким критериям оценивают их работоспособность?
7. Назовите материалы, используемые для изготовления колес и червяков. Почему колеса (вещов колес) изготавливают из менее прочных материалов, чем червяки?

Глава 18

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Общая характеристика передач. *Цепной* называют передачу, состоящую из звеньев, соединенных цепью.

Их используют в приводах для передачи на большое расстояние вращательного движения (между параллельны-

ми осями) с преобразованием его параметров. Простейшая передача включает в себя две звездочки 1 и 2, соединенные приводной цепью (рис. 18.1). Одна из звездочек, например 1, будет ведущей, другая 2 - ведомой. Линия центров передачи может быть не только горизонтальной, но и наклоненной к горизонту под углом $\gamma \leq 80^\circ$ (рис. 18.2, а). Применяют также передачи с приводом нескольких ведомых звездочек от одной ведущей (рис. 18.2, б).

Цепные передачи используют в приводах роботов, сельскохозяйственных и транспортных машин, различных станков и т. п. в качестве *быстроходной* (скорость цепи $v_c \leq 25 \text{ м/с}$, передаточное отношение $i \leq 3$) или *тихоходной* (скорость цепи $v_c < 2 \text{ м/с}$, $i = 10 \dots 15$) *ступени*. Среднескоростные передачи при $v_c = 2 \dots 6 \text{ м/с}$ допускают $i \leq 6$.

Цепные передачи используют в качестве понижающих или повышающих. Передаваемая мощность обычно не превышает 100 кВт, межосевое расстояние до 6...8 м.

Цепные передачи имеют высокий КПД ($\eta = 0,96 \dots 0,98$), меньшую, чем в ременной передаче, нагрузку на валы, в них исключено проскальзывание цепи.

Недостатки передачи обусловлены шумом, неравномерностью хода «вытягиванием» цепей (увеличением шага цепей вследствие износа шарниров) и, как следствие, необходимостью применения натяжных устройств.

Цепи. В качестве приводных используют роликовые и зубчатые цепи. Роли-

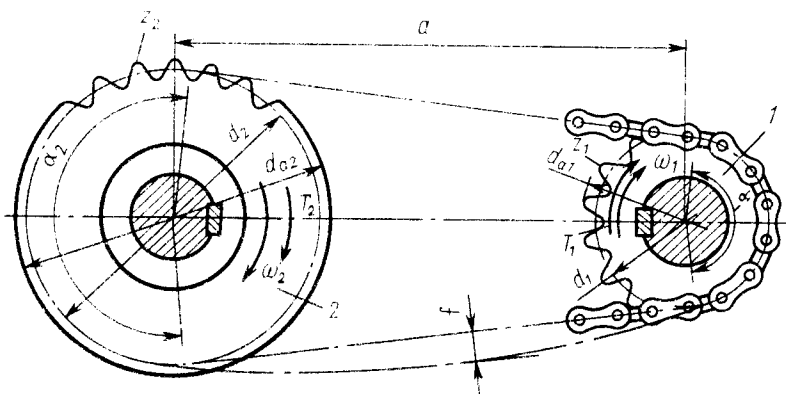


Рис. 18.1. Схема цепной передачи