

ТЕМА 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.

ЛЕКЦИЯ № 6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ЧП)

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Определение, классификация ЧП.
2. Геометрия, кинематика и динамика ЧП.
3. Материалы и изготовление ЧП.

Учебная литература:

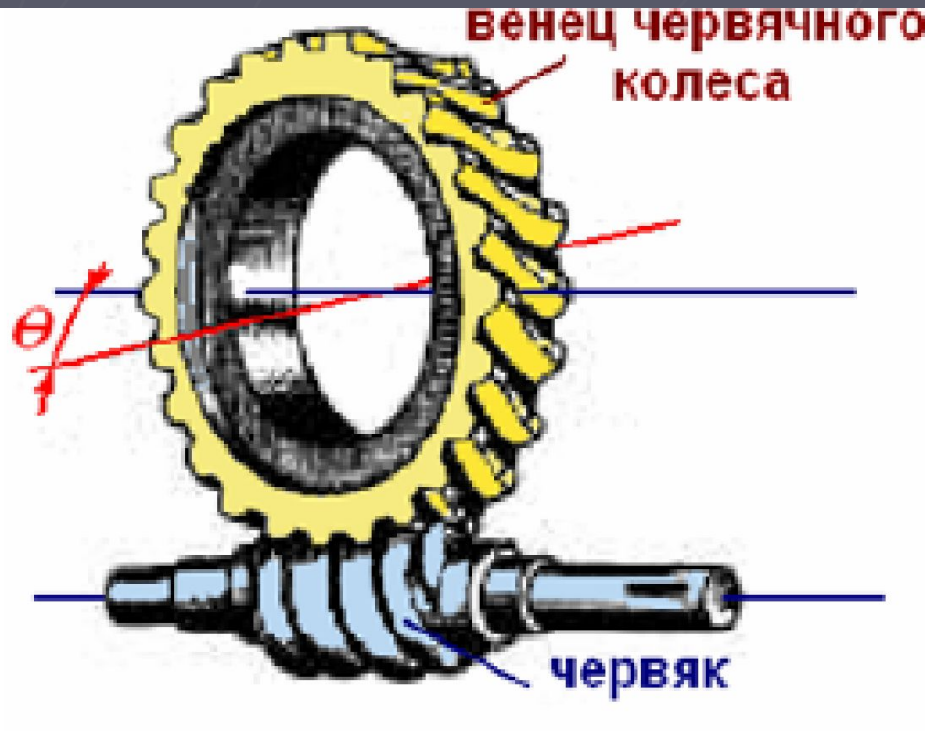
Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.: Воениздат, 1980. стр. 130-136.

Н.Г. Куклин и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. житков.- 5-е изд., перераб. и допол.- М.: Илекса, 1999. стр. 206-216.

Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. I часть). - Новосибирск: НВИ, 1997. стр. 120-135.

Определение и классификация ЧП.

Червячная передача – представляет собой кинематическую пару, состоящую из червяка и червячного колеса. Червячную передачу можно рассматривать как модификацию винтовой пары длинная гайка которой разрезается продольной плоскостью (параллельной оси винта) и изгибается в круговое кольцо – зубчатое колесо, охватывающее тело винта – червяка по дуге



Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

По определению, червячная передача обладает свойствами как зубчатой (червячное колесо на своем ободе несет зубчатый венец), так и винтовой (червяк имеет форму винта) передачи. Червячная передача, как и винтовая, характеризуется относительно высокими скоростями скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

Рис. 6.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо.

Достоинства червячных передач:

- 1) компактность и относительно небольшая масса конструкции;
- 2) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени (стандартные передачи – $u \leq 80$, специальные – $u \geq 300$);
- 3) высокая плавность и кинематическая точность;
- 4) низкий уровень шума и вибраций;
- 5) самоторможение при передаче движения в обратном направлении - невозможность передачи движения от червячного колеса к червяку.

Недостатки червячных передач:

- 1) низкий КПД и высокое тепловыделение;
- 2) повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- 3) склонность к заеданию, что вызывает необходимость применения специальных антифрикционных материалов для зубчатого венца червячного колеса и специальных видов смазки с антизадирными присадками.

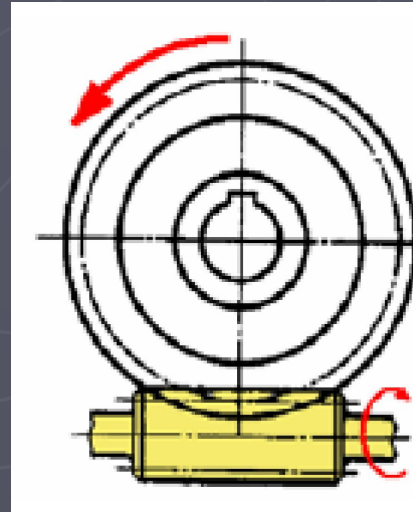
Классификация червячных передач:

1. по направлению линии витка червяка –

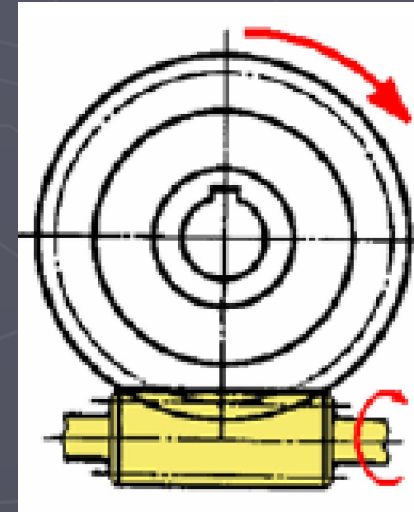
1.1. *правые* (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство - уходит от наблюдателя);

1.2. *левые* (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя);

правое
направление
линии витка



левое
направление
линии витка



2. по числу заходов червяка –

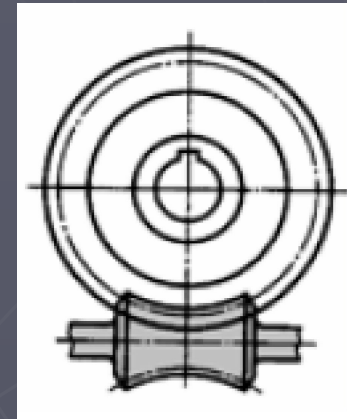
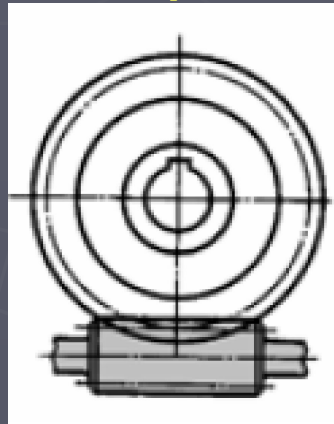
2.1. с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

2.2. с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;

3. по форме делительной поверхности червяка –

3.1. с цилиндрическим червяком (образующая делительной поверхности – прямая линия);

3.2. с глобоидным червяком (образующая делительной поверхности – дуга окружности, совпадающая с окружностью делительной поверхности червячного колеса);

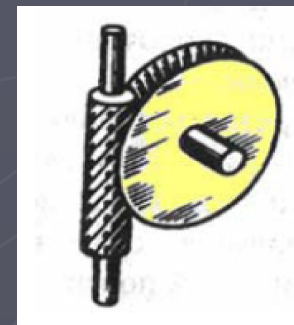


4. по положению червяка относительно червячного колеса –

4.1. с нижним расположением червяка;

4.2. с верхним расположением червяка;

4.3. с боковым расположением червяка;



5. по пространственному положению вала червячного колеса –

5.1. с горизонтальным валом червячного колеса;

5.2. с вертикальным валом червячного колеса;

6. по форме боковой (рабочей) поверхности витка червяка—

- 6.1. с архимедовым червяком (обозначается **ZA**), боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольном сечении;
- 6.2. с конволютным червяком (обозначается **ZN**), боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении;
- 6.3. с эвольвентным червяком (обозначается **ZI**), боковая поверхность его витков в продольном сечении очерчена эвольвентой.



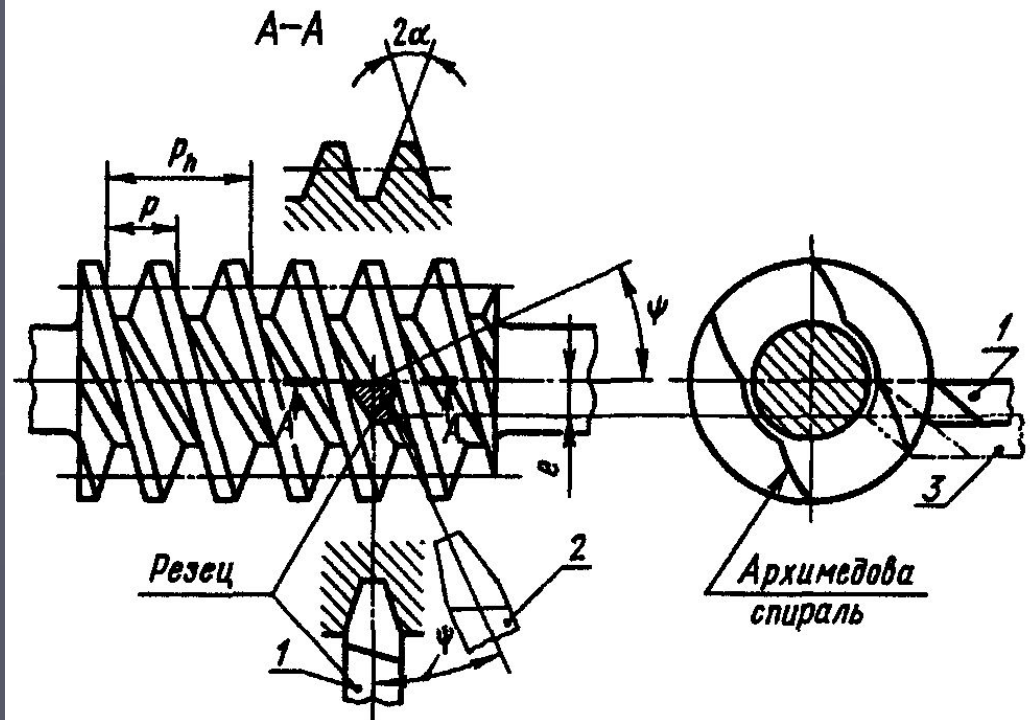


Рис. 6.2. Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков.

Эвольвентный червяк эквивалентен цилиндрическому эвольвентному косозубому колесу с числом зубьев, равным числу заходов червяка. Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка (рис. 6.2).

Геометрия, кинематика и динамика ЧП.

Геометрию, кинематику и динамику червячной передачи рассмотрим на примере передачи с архимедовым червяком.

Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, аналогичными соотношениям зубчатых передач.

Основным стандартизованным параметром червячной передачи является *модуль m* (измеряется в мм), осевой для червяка и окружной (торцовый) для червячного колеса. Поскольку делительный диаметр червяка невозможно связать с числом его заходов z_1 , для определения делительного диаметра червяка вводится специальный *коэффициент диаметра червяка q* , показывающий число модулей, укладываемых в делительный диаметр.

Делительный диаметр d , т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины

$$d = mq.$$

h_a - высота головки витка червяка и зуба колеса

$$h_a = m$$

h_f - высота ножки витка червяка и зуба колеса $h_f = 1,2m$

d_f - диаметр впадин витков $d_f = d - 2h_f =$

$$d - 2,4m$$

d_a - диаметр вершин витков $d_a = d + 2h_a = d + 2m$

2α - угол профиля витка в осевом сечении $\alpha = 20^\circ$

$$2\alpha = 40^\circ$$

p - расчетный шаг червяка $p = \pi m$

ph - ход витка $ph = pz_1$, где z_1 - число витков червяка

количество витков червяка предусмотрены стандартом: $z_1 = 1, 2, 4 \dots$

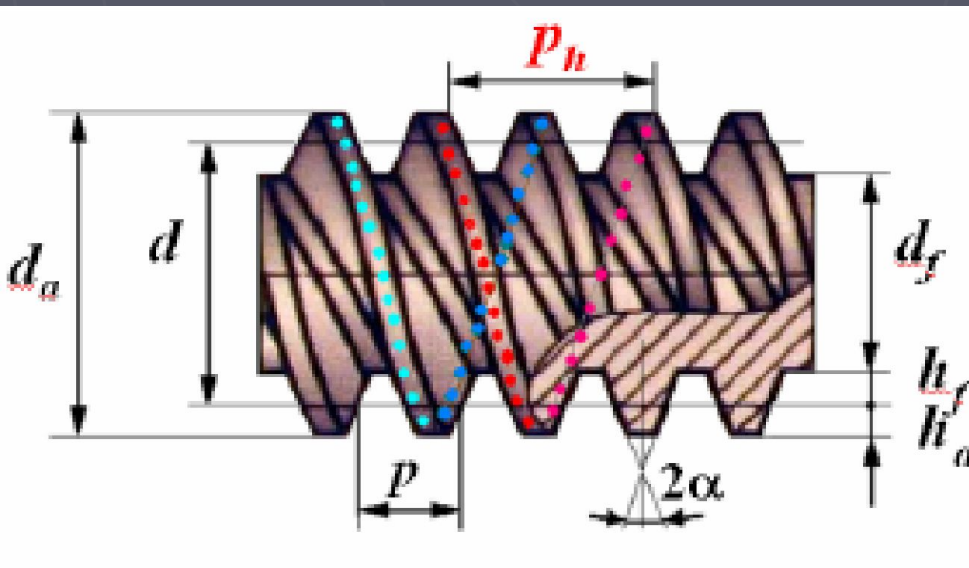


Рис. 6.3. Размеры цилиндрического червяка

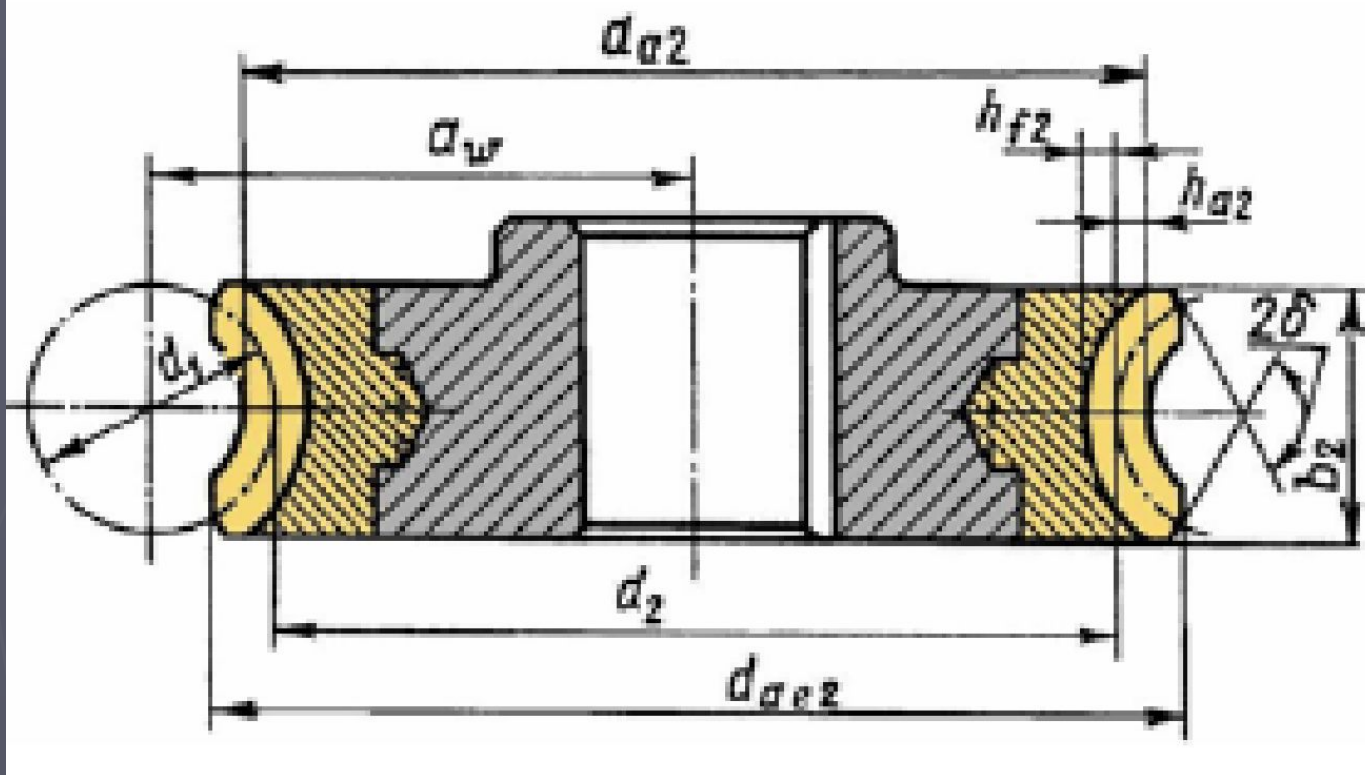


Рис. 6.4.
Параметры венца
червячного колеса

Свои особенности имеет и геометрия венца червячного колеса. В виду того, что образующая делительной поверхности венца червячного колеса (рис. 6.4) имеет дугообразную форму и, следовательно, в разных точках разное удаление от оси вращения колеса, все основные размерные показатели (делительный диаметр, высота зуба и др.) измеряются в срединной плоскости, проходящей через геометрическую ось червяка.

делительный диаметр

$$d = mz_2$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней, принадлежащих общей винтовой линии нарезки червяка, называют **ходом витка червяка**. Из определения следует, что расчетный шаг p и ход витка p_z связаны соотношением

$$p_z = p \cdot z_1 \quad (6.3)$$

Высота головок витков червяка и зубьев червячного колеса также как и в зубчатом зацеплении равна модулю зацепления ($h_{a1} = h_{a2} = m$), а высота их ножек с целью исключения возможности утыкания головки зуба в дно впадины, как и в конических передачах, на 20% больше модуля зацепления ($h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$). Тогда диаметр вершин витков (внешний диаметр) червяка d_{a1} (рис. 6.3) и диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} (рис. 6.4) могут быть найдены по выражениям

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = m \cdot (q + 2) \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot h_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = m \cdot (z_2 + 2) \end{aligned} \quad ; \quad (6.4)$$

а диаметр впадин витков (внутренний диаметр) червяка d_{f1} (рис. 6.3) и диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2} (рис. 6.4) – по выражениям

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = m \cdot (q - 2,4) \\ d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot (z_2 - 2,4) \end{aligned} \quad (6.5)$$

Измеренный в плоскости осевого сечения угол α между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной, стандартизован и равен 20° (угол заострения витка составляет 40°).

Для доведения межосевого расстояния передачи до стандартного значения используется **смещение инструмента** при изготовлении зубчатого венца червячного колеса. Положительным считается смещение инструмента в направлении от оси вращения колеса (положительное смещение увеличивает a_w , отрицательное – уменьшает). Отношение величины смещения инструмента к модулю нарезаемого колеса называют **коэффициентом смещения** (обозначается буквой x). По условию неподрезания и незаострения зубьев коэффициент смещения выбирается в пределах $-1 \leq x \leq +1$.

Длина нарезанной части червяка b_1 зависит от числа его заходов и величины смещения и для $x \leq 0$ выбирается по эмпирической формуле

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m ; \quad (6.6)$$

с округлением до ближайшего большего значения по ряду стандартных линейных размеров.

При положительном смещении ($x > 0$) длину нарезанной части червяка следует уменьшить

$$b_1 = [(10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) - (70 + 60 \cdot x) / z_2] \cdot m . \quad (6.7)$$

Отношение хода витка к длине начальной окружности червяка – есть величина тангенса угла **подъёма** γ винтовой линии нарезки червяка

$$tg\gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q} \quad (6.8)$$

Максимальный диаметр d_{aM2} червячного колеса устанавливается в некоторой степени произвольно. Увеличение этого диаметра способствует увеличению площади контактной поверхности зубьев колеса и снижению контактных напряжений на этой поверхности, возникающих в процессе работы передачи. Чрезмерное его возрастание приводит к заострению периферийных участков зуба и исключению их из передачи рабочих нагрузок из-за повышенной гибкости. Поэтому максимальный диаметр зубьев червячного колеса d_{aM2} имеет ограничение сверху по соотношению

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \quad (6.9)$$

Ширину зубчатого венца червячного колеса b_2 выбирают по стандартному ряду размеров. При этом размер b_2 должен удовлетворять соотношению при числе витков червяка $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$; (6.10)

а при числе витков червяка $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$. (6.11)

Условный угол охвата витков червяка зубьями червячного колеса 2δ (рис. 6.4). определяют по точкам пересечения боковых (торцовых) поверхностей червячного колеса с условной окружностью, диаметр которой равен , следовательно

$$(d_{a1} - 0,5 \cdot m) = m \cdot (q + 1,5) \quad (6.12)$$

Межосевое расстояние для несмещенной червячной передачи составляет $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$. (6.13)

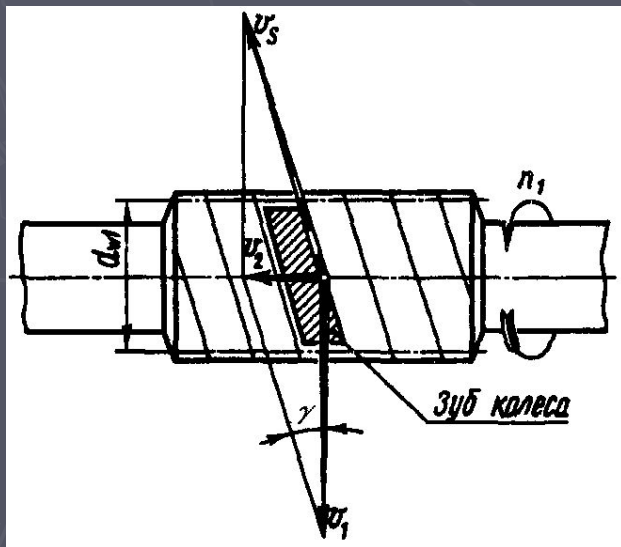
Для передачи, червячное колесо которой нарезалось со смещением инструмента, межосевое расстояние составит $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2} + x \cdot m$. (6.14)

$$a = m \cdot [0,5 \cdot (q + z_2) + x]$$

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости витков червяка v_1 и зубьев червячного колеса v_2 (рис. 6.5) различны как по величине, так и по направлению. Витки червяка при его вращении получают скорость v_1 , направленную по касательной к его начальной окружности, а зубья червячного колеса движутся совместно с винтовой линией параллельно оси червяка со скоростью v_2 . За один оборот червяка червячное колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Эти простые наблюдения позволяют записать следующую зависимость для вычисления передаточного числа червячной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.15)$$

Геометрическая сумма скоростей v_1 и v_2 равна скорости относительного движения витков червяка по отношению к зубьям колеса. План скоростей, построенный для зацепления, позволяет записать следующие зависимости



$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma \quad (6.16)$$

Таким образом, скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса является наибольшей по сравнению с тангенциальными скоростями движения витков червяка и зубьев червячного колеса.

Рис. 6.5. Схема скоростей в червячной передаче

Коэффициент полезного действия η_z червячного зацепления можно вычислить как КПД винтовой кинематической пары:

при ведущем червяке
$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} ; \quad (6.17)$$

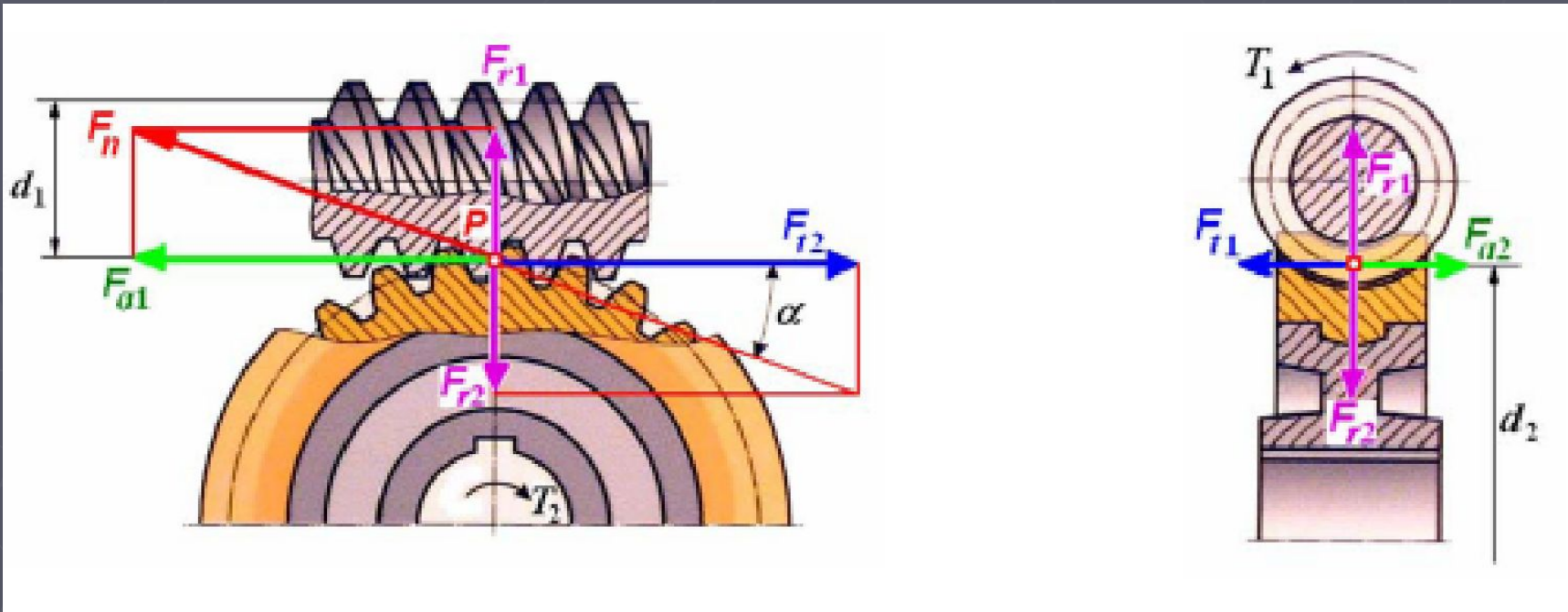
а при ведущем червячном колесе
$$\eta_{zo} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma} ; \quad (6.18)$$

где $\rho = \operatorname{arctg}(f)$ угол трения в червячной кинематической паре, а f коэффициент трения для материалов витков червяка и зубьев червячного колеса.

При $\gamma \leq \rho$ $\eta_{zo} = 0$ передача движения от червячного колеса к червяку становится невозможной – происходит самоторможение. Свойство самоторможения обратного движения широко используется в лебёдках и грузоподъёмных механизмах. Однако необходимо отметить, что у таких самотормозящихся механизмов и в прямом направлении передачи движения КПД невелик.

СИЛЫ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

В червячной передаче сила F_n , действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями колеса. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления (рис. 6.6, а). Эту силу не трудно разложить по правилу параллелограмма на три взаимно перпендикулярных составляющих F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} . Далее, согласно третьему закону Ньютона устанавливаем, что (рис.) $F_{t2} = F_{a1}$, $F_{a2} = F_{t1}$ и $F_{r2} = F_{r1}$.



$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta \cdot d_1}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Материалы и изготовление ЧП.

Витки червяка и зубчатый венец червячного колеса должны иметь достаточную прочность и составлять **антифрикционную пару**, обладающую высокой износостойкостью и сопротивляемостью заеданию в условиях больших скоростей скольжения при значительных нормальных силах между контактирующими поверхностями.

Для изготовления червяков применяют стали:

1. Качественные среднеуглеродистые марок 40, 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ($HRC_3 \leq 36$). Червяк точат на токарном станке с последующей ручной или механической шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей витков.
2. Среднеуглеродистые легированные марок 40X, 45X, 40XH, 40XНМА, 35XГСА для изготовления червяков ответственных передач. После предварительной обработки на токарном станке деталь подвергают улучшающей термообработке ($HRC_3 \leq 45$). После термообработки рабочие поверхности витков шлифуют на специальных червячно-шлифовальных станках или непосредственно на токарном станке.
3. Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12XН3А, 25XГТ, 38XМЮА для червяков высоконагруженных передач, работающих в реверсивном режиме. Деталь, изготовленная с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.), после чего закаливается до высокой поверхностной твердости ($HRC_3 55...65$). Рабочая поверхность витков червяка шлифуется и полируется (иногда шевингуется).

Зубчатые венцы червячных колёс выполняют обычно литьём из чугуна или бронзы. Чугунный венец применяется в *низкоскоростных* открытых и закрытых передачах ($v_s \leq 2 \text{ м/с}$) (серые чугуны СЧ15, СЧ20; ковкие чугуны КЧ15, КЧ20) и может отливаться за одно целое с ободом червячного колеса при отливке последнего.

Для *средних скоростей скольжения* ($2 < v_s \leq 5 \text{ м/с}$) зубчатые венцы червячных колёс изготавливают из безоловянистых железоалюминиевых литейных бронз (Бр А9ЖЗЛ, Бр А10Ж4Н4Л) и латуни. Эти бронзы при высокой механической прочности обладают пониженными антизадирными свойствами, и их применяют в паре с червяками, имеющими шлифованную и полированную рабочую поверхность витков высокой твердости ($\text{HRC}_3 \geq 45$).

Для передач с *высокой скоростью скольжения* ($5 < v_s \leq 25 \text{ м/с}$) венцы червячных колёс изготавливают из оловянистых бронз (Бр О10Ф1, Бр О10Н1Ф1), обладающих в сравнении с безоловянистыми пониженной прочностью, но лучшими антизадирными свойствами.

Заготовки для бронзовых венцов червячных колёс отливают в землю, в кокиль (металлическую форму) или центробежным литьём. Отливки, полученные центробежным литьём, имеют наилучшие прочностные характеристики.

Заготовка для нарезания зубчатого венца может быть отлита непосредственно на ободе червячного колеса, либо в виде отдельной детали, тогда венец выполняется насадным с закреплением его как от возможности проворота, так и от продольного смещения.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В червячном зацеплении наиболее слабый элемент это зуб червячного колеса. Для него возможны все виды разрушений и повреждений, характерных для зубчатых передач: **изнашивание и усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев, заедание и поломка зубьев.** В червячных передачах чаще возникает износ и заедание. При мягком материале зубчатого венца колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в виде «намазывания» материала венца на червяк, но в этом случае передача может работать ещё достаточно долго (постепенный отказ). Если же материал венца червячного колеса более твердый (чугун, алюминиево-железистые бронзы), заедание переходит в задир поверхности и провоцирует быстрое разрушение зубьев. ***Повышенный износ и заедание червячных передач обусловлены большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта витков червяка с зубьями червячного колеса (скольжение вдоль линии контакта на поверхности зуба).*** Поэтому выбор материала для венца червячного колеса имеет важнейшее значение, и он зависит от скорости скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

1. Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по таблицам. Скорость скольжения V_s , м/с, определяется по эмпирической формуле

$$V_s = \frac{4,3\omega_2 u_{\dot{c}i}}{10^3} \sqrt[3]{T_2}$$

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения v_s , м/с
			Н/мм ²		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К З	275 230	200 140	
	БрО5Ц5С5	К З	200 145	90 80	
II	БрА10Ж4Н4	Ц К	700 650	460 430	2...5
	БрА10Ж3Мц1,5	К З	550 450	360 300	
	БрА9Ж3Л	Ц К З	530 500 425	245 230 195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц К З	500 450 400	330 295 260	
III	СЧ18	З	355	—	<2
	СЧ15	З	315	—	

2. Определение допускаемых контактных $[\sigma]_H$ /мм², и изгибных $[\sigma]_F$ /мм², напряжений. Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка HRCэ (HB), скорости скольжения V_s , ресурса L_h и вычисляют по эмпирическим формулам, приведенным в таблице.

Группа материалов	Червяк улучшенный, ≤ 350 HB	Червяк закален при нагреве ТВЧ, ≥ 45 HRC	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
	$[\sigma]_H$, Н/мм ²		$[\sigma]_F$, Н/мм ²	
I	$K_{HL} C_v 0,75 \sigma_b$	$K_{HL} C_v 0,9 \sigma_b$	$(0,08 \sigma_b + 0,25 \sigma_t) K_{FL}$	$0,16 \sigma_b K_{FL}$
II	$250 - 25 v_s$	$300 - 25 v_s$		
III	$175 - 35 v_s$	$300 - 35 v_s$	$0,12 \sigma_{BH} K_{FL}$	$0,075 \sigma_{BH} K_{FL}$

K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N}$$

, где N — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы —

K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N}$$

$\sigma_t, \sigma_b, \sigma_{BH}$ — предел текучести и пределы прочности при растяжении и изгибе, Н/мм² **Если передача работает в реверсивном режиме, то полученное значение допускаемого напряжения нужно уменьшить на 25%. Для всех червячных передач (независимо от материала венца колеса) при расположении червяка вне масляной ванны значения нужно уменьшить на 15%.**

3. Определить главный параметр — межосевое расстояние a_w , мм:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}}$$

4. Выбрать число витков червяка зависит от передаточного числа редуктора : св. 8 до 14 - **4** св. 14 до 30 - **2** св. 30 - **1**

5. Определить число зубьев червячного колеса: $z_{2п} = z_1 u$.
Полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 26$. Оптимальное значение $z_2 = 40 \dots 60$.

6. Определить модуль зацепления m мм: $m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}$.

7. 5. Из условия жесткости определить коэффициент диаметра червяка $q \approx (0,212 \dots 0,25) z_2$

m	q	m	q
2,00	8,0	8,00 10,00 12,5	8,0
2,50	10,0		10,0
3,15	12,5		12,5
4,00	16,0		16,0
5,00	20,0	16,00	20,0
6,30	8,0		8,0
	10,0		10,0
	12,5		12,5
	14,0		16,0
	16,0		8,0
	20,0	20,00	10,0

Таблица :Сочетание модулей m и коэффициентов диаметра червяка q (ГОСТ 2144-93)

8. Определить коэффициент смещения инструмента:

$$x = (a_w / m) - 0,5(q + z_2)$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается до $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 .

9. Определить фактическое передаточное число и проверить его отклонение от заданного :

$$u_\phi = z_2 / z_1; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

10. Определить фактическое значение межосевого расстояния, мм

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x)$$

11. Определить основные геометрические размеры передачи, мм.

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный и начальный диаметры совпадают, но изменяются диаметры вершин и впадин.

а) Основные размеры червяка:

делительный диаметр $d_1 = qm$;

начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$;

диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$;

диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;

делительный угол подъема линии витков $\gamma = \arctg(z_1 / q)$;

длина нарезаемой части червяка $b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m + C$ При $x \leq 0$ $C = 0$; при $x > 0$ $C = 100 \frac{m}{z_2}$

б) Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр ; $d_2 = d_{w2} = mz_2$

диаметр вершин зубьев ; $d_{a2} = d_2 + 2m(1+x)$

наибольший диаметр колеса ; $d_{m2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$

диаметр впадин зубьев ; $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$

ширина венца: при $z_1 = 1; 2$ $b_2 = 0,355a_w$; при $z_1 = 4$ $b_2 = 0,315a_w$;

радиусы закруглений зубьев: $R_a = 0,5d_1 - m$ $R_f = 0,5d_1 + 1,2m$;

условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ $\sin \delta = \frac{b_2}{b_{a1} - 0,5m}$

Проверочный расчет

12. Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma]_H$$

K — коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса : при $v_2 = \omega_2 d_2 / (2 \cdot 10^3)$; при $K = 1$; $v_2 \leq 3 \text{ м/с}$

$K = 1,1 \dots 1,3$ $v_2 > 3 \text{ м/с}$

Допускается недогрузка передачи не более 15% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса и повторить весь расчет передачи.

13. Проверить напряжения изгиба зубьев колеса :

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F$$

Y_{F2} — коэффициент формы зуба колеса. Определяется по таблице в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$$

γ — делительный угол подъема линии витков червяка

$$\gamma = \arctg(z_1 / q)$$

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

При проверочном расчете σ_F получаются меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

14. Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

По реальной скорости скольжения v_s (м/с) в передаче определяют коэффициент f и угол трения ρ

$$f = 10^{-2} \cdot [A + B / (v_s + C)]$$
$$\rho = \arctg(f)$$

где коэффициенты A , B и C для разных групп материалов представлены в таблице .

Группа материалов	A	B	C
I (бронзы оловянистые)	1,04	6,40	0,8429
II (бронзы безоловянистые)	1,64	7,60	0,9534
III (чугуны)			

После этого имеется возможность уточнить КПД передачи. Принимая КПД одной подшипниковой пары равным 0,98, для передачи в целом имеем

$$\eta = 0,98 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

По реальному КПД уточняют вращающий момент на червяке

$$T_r = \frac{T_2}{u \cdot \eta}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2T_1 / d_1$$

15. Вычисляем силы в зацеплении

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Высокое тепловыделение в червячной передаче, обусловленное её относительно малым КПД, требует принятия специальных мер для поддержания нормальной рабочей температуры деталей передачи. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90°C.

Тепловой расчет червячной передаче базируется на соотношении

$$Q_{\text{выд}} \leq Q_{\text{отд}}$$

где $Q_{\text{выд}}$ – тепловая мощность, выделяемая при работе передачи,
 $Q_{\text{отд}}$ – тепловая мощность, которую способно рассеять в окружающую среду охлаждающее устройство. Эти мощности могут быть вычислены по формулам

$$Q_{\text{выд}} = (1 - \eta) \cdot P_1$$

где P_1 – мощность, подводимая к червяку передачи, $A_{\text{охл}}$ – площадь, омываемая охлаждающим агентом (воздух, охлаждающая вода), K_T – коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности, t_M и t_o – температура масла в корпусе передачи и охлаждающего агента, соответственно.

При охлаждении потоком воздуха с целью увеличения площади охлаждаемой поверхности её ребрают, причем **рёбра должны быть направлены по ходу потока охлаждающего воздуха.**

При конвективном охлаждении свободным воздухом коэффициент теплоотдачи $K_T = 8 \dots 17 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$, при вентиляторном охлаждении (вентилятор обычно закрепляют на свободном конце вала-червяка) - $K_T = 20 \dots 28 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$, при водяном охлаждении - $K_T = 70 \dots 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$

