

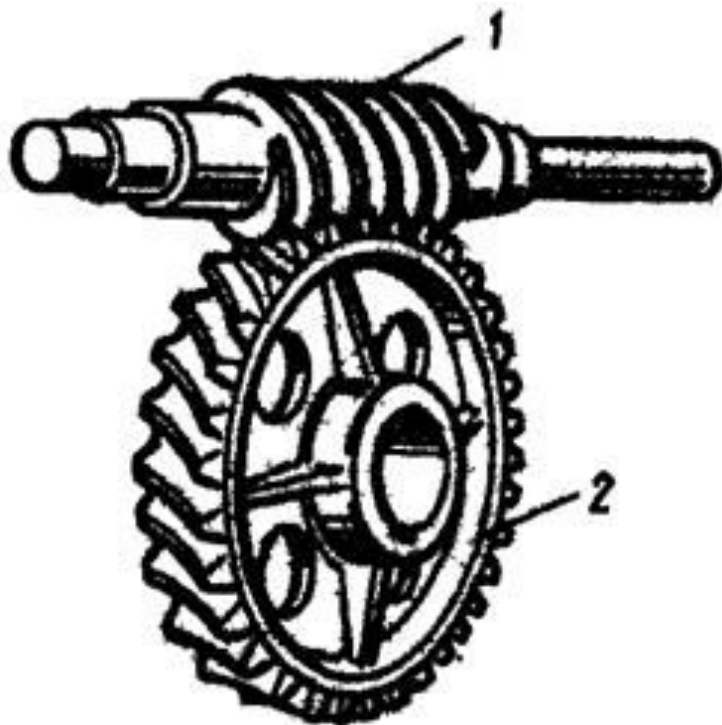
# **ЛЕКЦИЯ 3в**

## **Червячные передачи.**

## Гиперболические передачи.

Краткие сведения. Механика червячной передачи и расчет. Материалы и допускаемые напряжения.

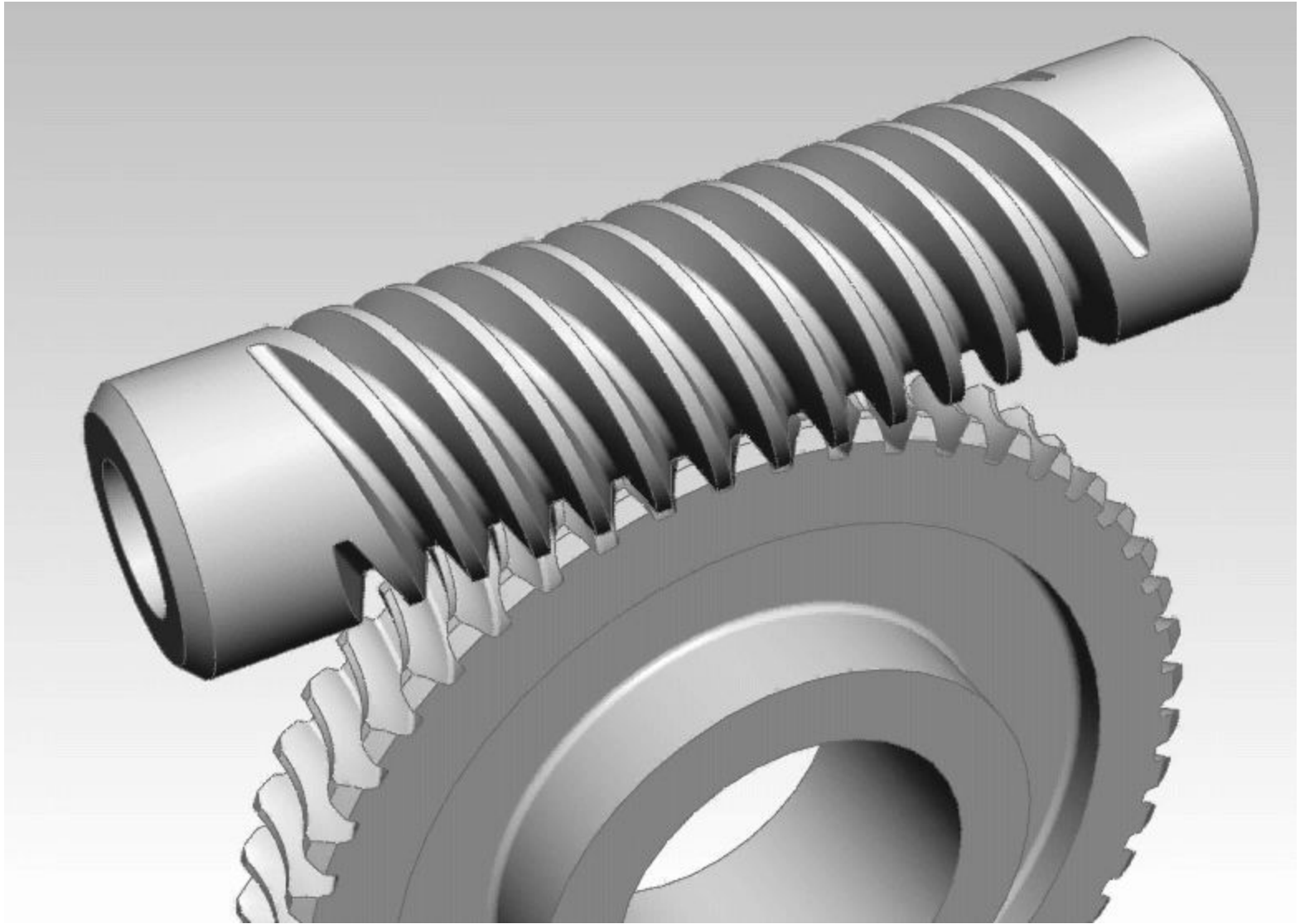
Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом  $90^\circ$ . Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы.



1 – червяк;  
2 – червячное колесо.

Движение в червячной передаче преобразуется по принципу винтовой пары.

Изобретателем червячных передач считают Архимеда.



## Достоинства червячных передач:

- 1) компактность и относительно небольшая масса конструкции;
- 2) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени – стандартные передачи  $u = 8 - 80$ , специальные - до 300;
- 3) высокая плавность и кинематическая точность;
- 4) низкий уровень шума и вибраций;
- 5) самоторможение при обратной передаче движения, то есть невозможность передачи движения в обратном направлении - от ведомого червячного колеса к ведущему червяку.

Основной недостаток червячных передач – высокое трение в зацеплении и как следствие:

- 1) низкий КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых);
- 2) высокое тепловыделение;
- 3) повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- 4) склонность к заеданию, что вызывает необходимость применения специальных дорогостоящих антифрикционных материалов для изготовления зубчатого венца червячного колеса и специальных видов смазки с антизадирными присадками.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство:

**движение передаётся только от червяка к колесу,**

а не наоборот. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.



Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической

$$U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1.$$

здесь **Z2** – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни **Z1** выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

## Основные причины выхода из строя червячных передач:

- поверхностное выкрашивание и схватывание (слипание);
- излом зуба.

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);

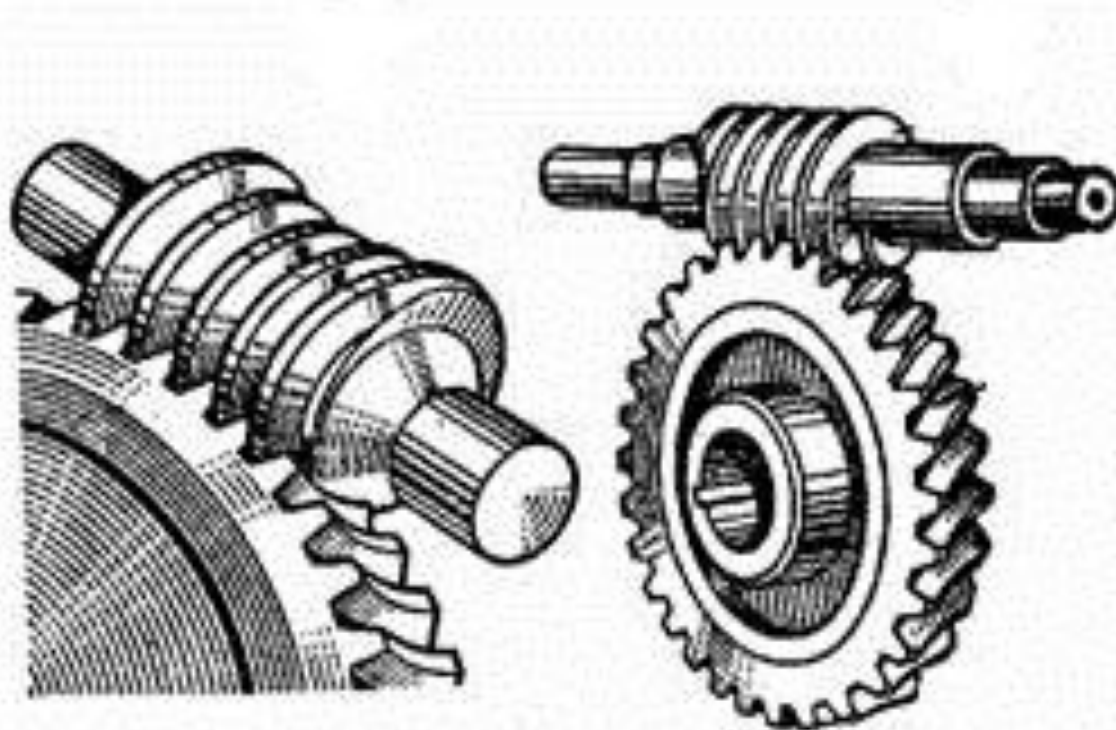
1.2. левые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства - идёт на наблюдателя);

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);

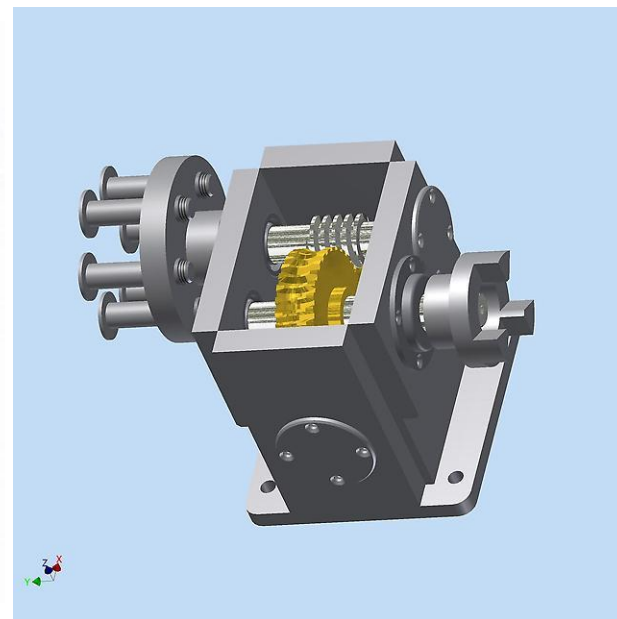


4. по положению червяка относительно червячного колеса:

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:

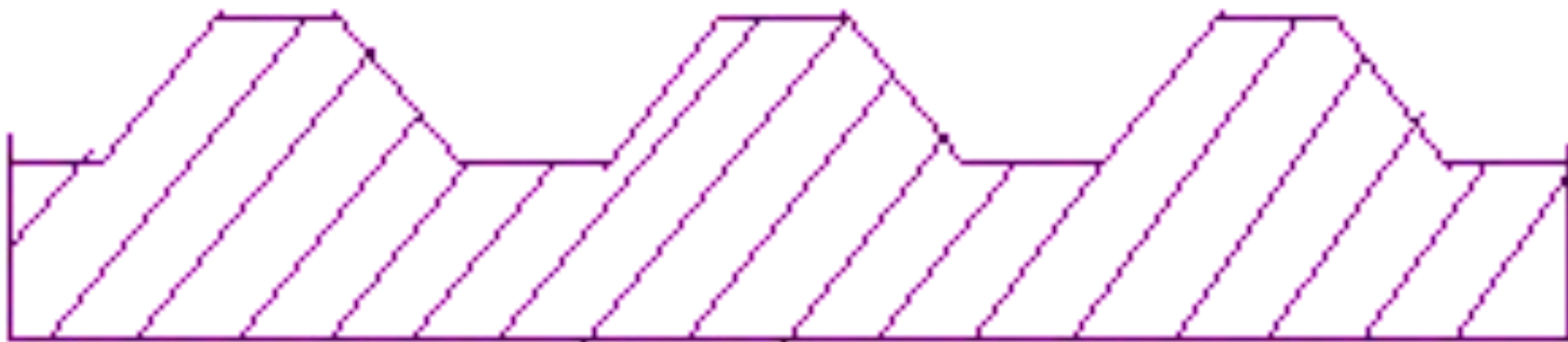
5.1. с горизонтальным валом червячного колеса;

5.2. с вертикальным валом червячного колеса;



6. по форме рабочей поверхности витка червяка:
  - 6.1. с архимедовым червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольно-диаметральном сечении (обозначается ZA);
  - 6.2. с конволютным червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении (обозначается ZN);
  - 6.3. с эвольвентным червяком, боковая поверхность его витков в продольно-диаметральном сечении очерчена эвольвентой (обозначается ZI).
  - 6.4 с вогнутым профилем витков резьбы.

Архимедовы в осевом сечении имеет трапецеидальный профиль резьбы.

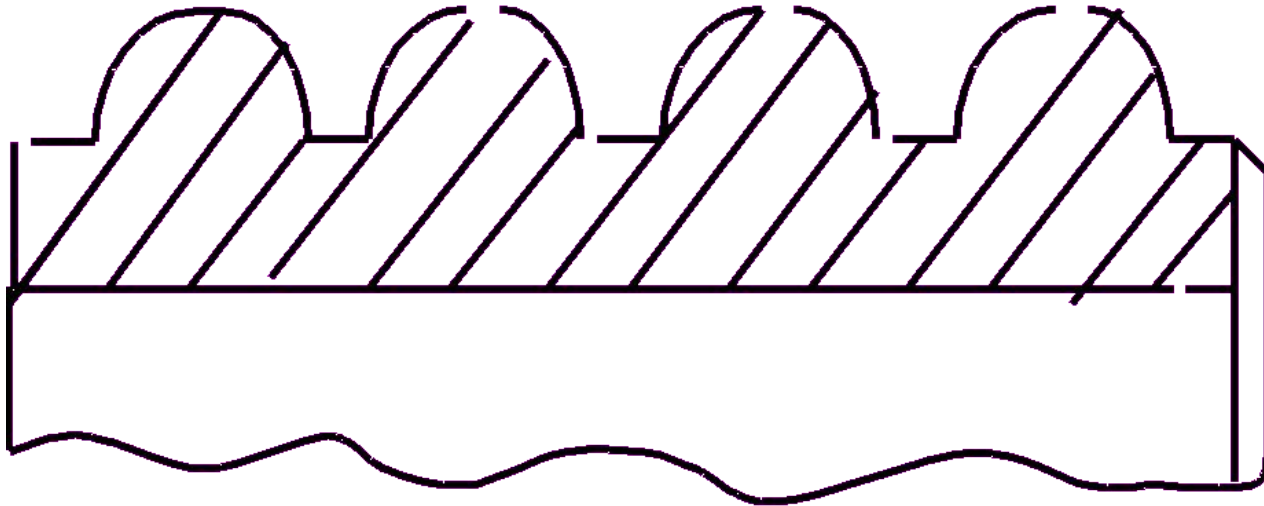


конволюнтные имеет трапецеидальный профиль резьбы в нормальном сечении витков;

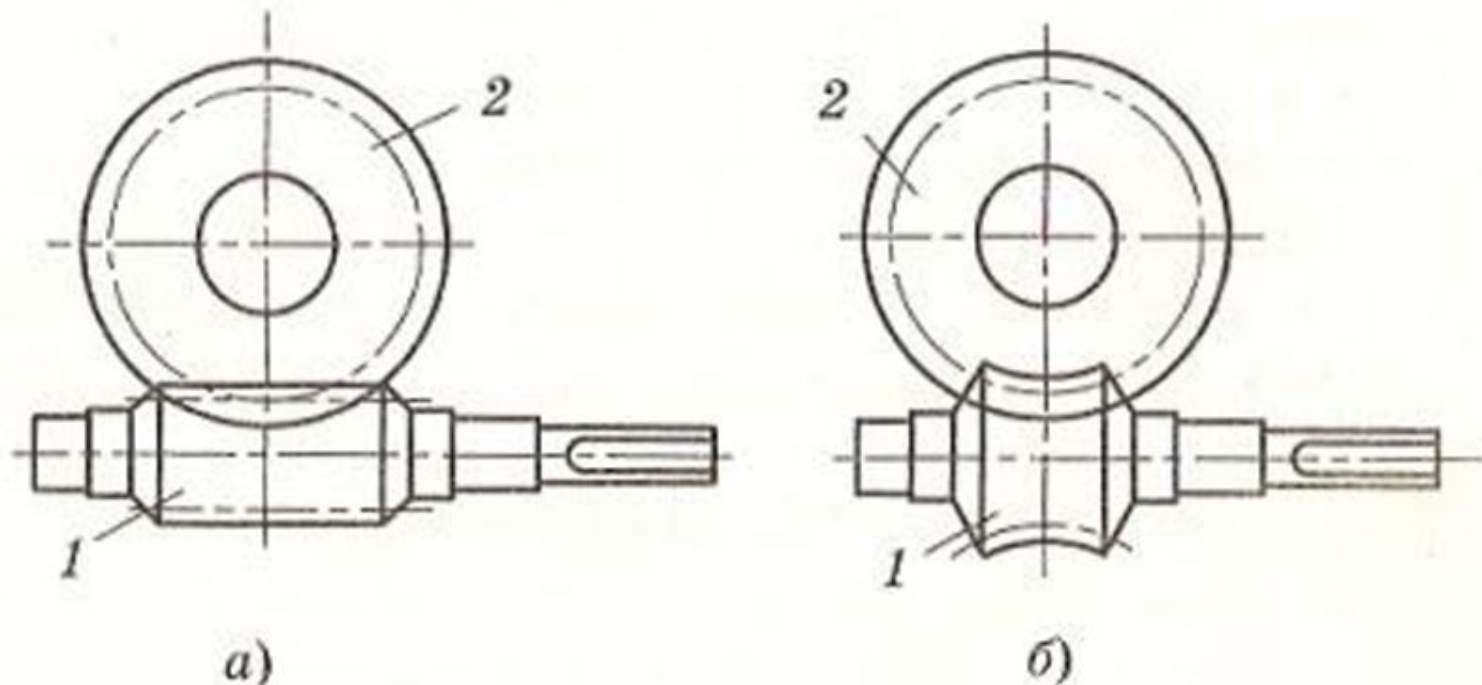
эвольвентные - характеризуется тем, что профиль резьбы в его осевом сечении эвольвентный;

В передачах с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками профиль зубьев червячных колес эвольвентный. Модули эвольвентных червячных передач стандартизованы.

Червяки с вогнутым профилем витков резьбы обеспечивают большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

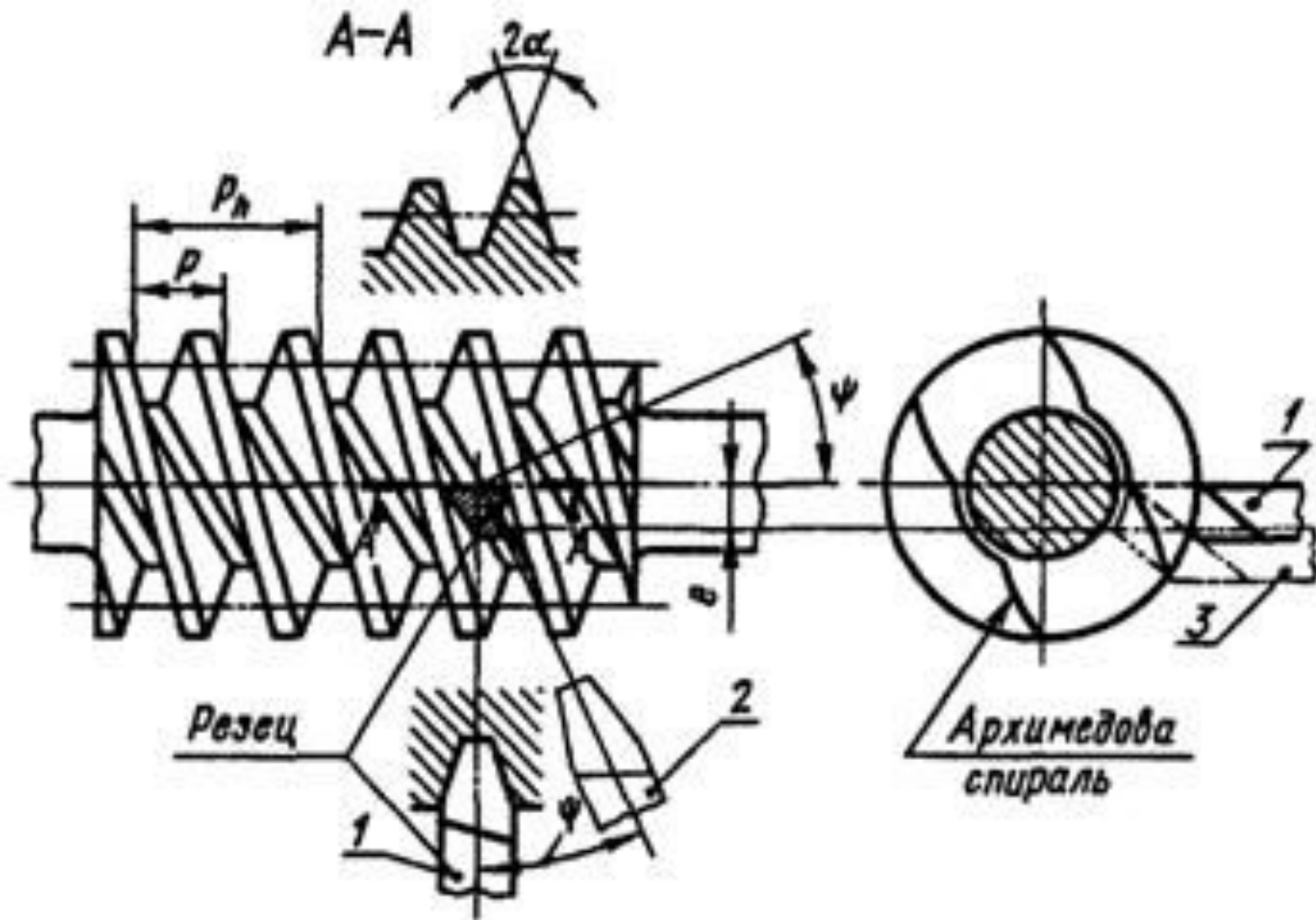


В глобоидной передаче (б) по сравнению с червячной цилиндрической (а) число зубьев колеса и витков резьбы червяка, находящихся в зацеплении больше, 4 раза. Следовательно, несущая способность выше, однако они требуют повышенной точности изготовления, монтажа и охлаждения.



Эвольвентный червяк эквивалентен цилиндрическому эвольвентному косозубому колесу с числом зубьев, равным числу заходов червяка.

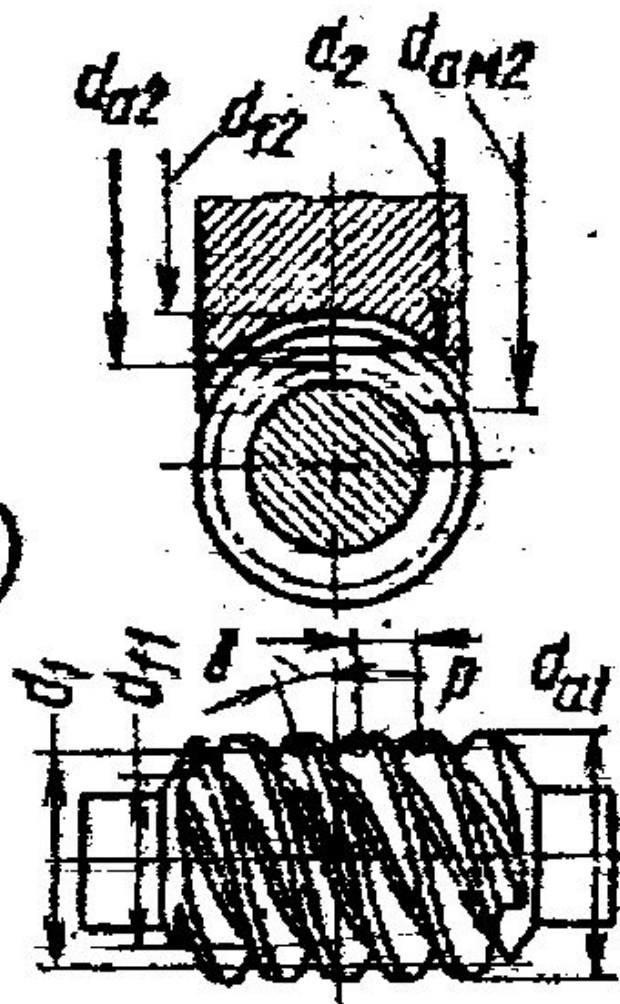
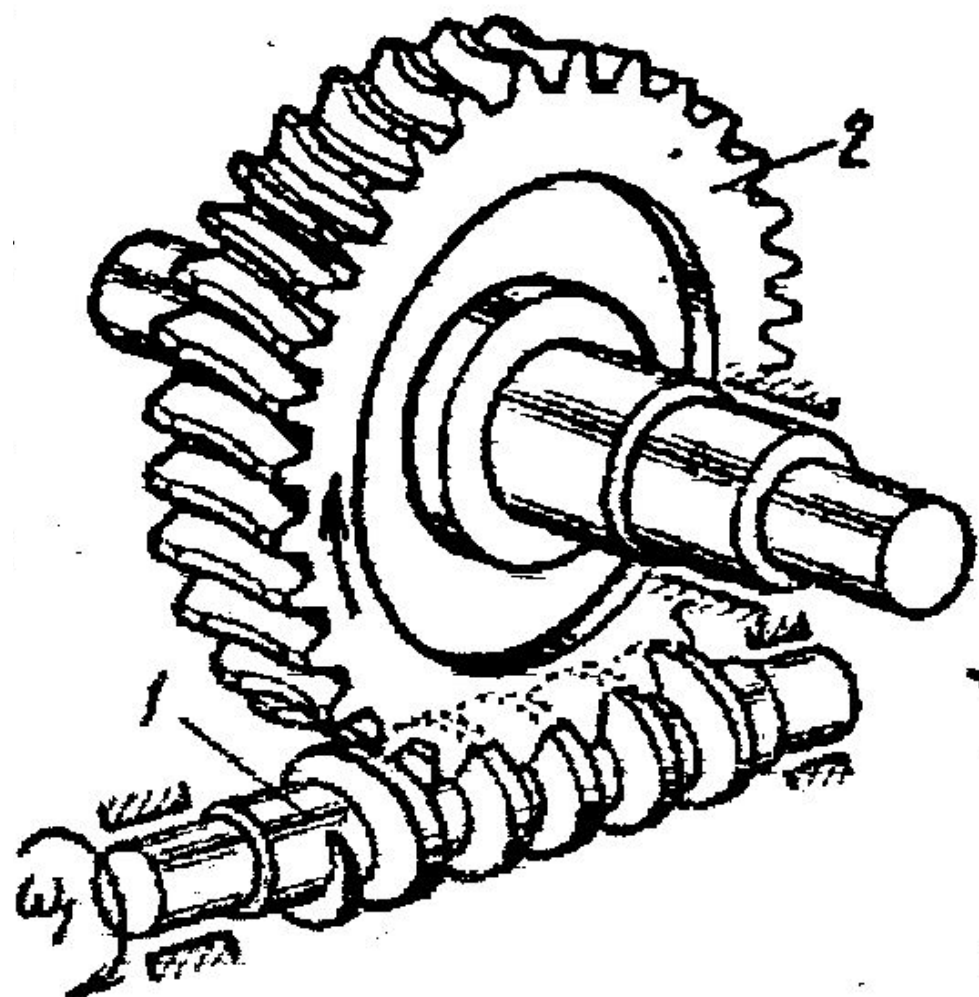
Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка

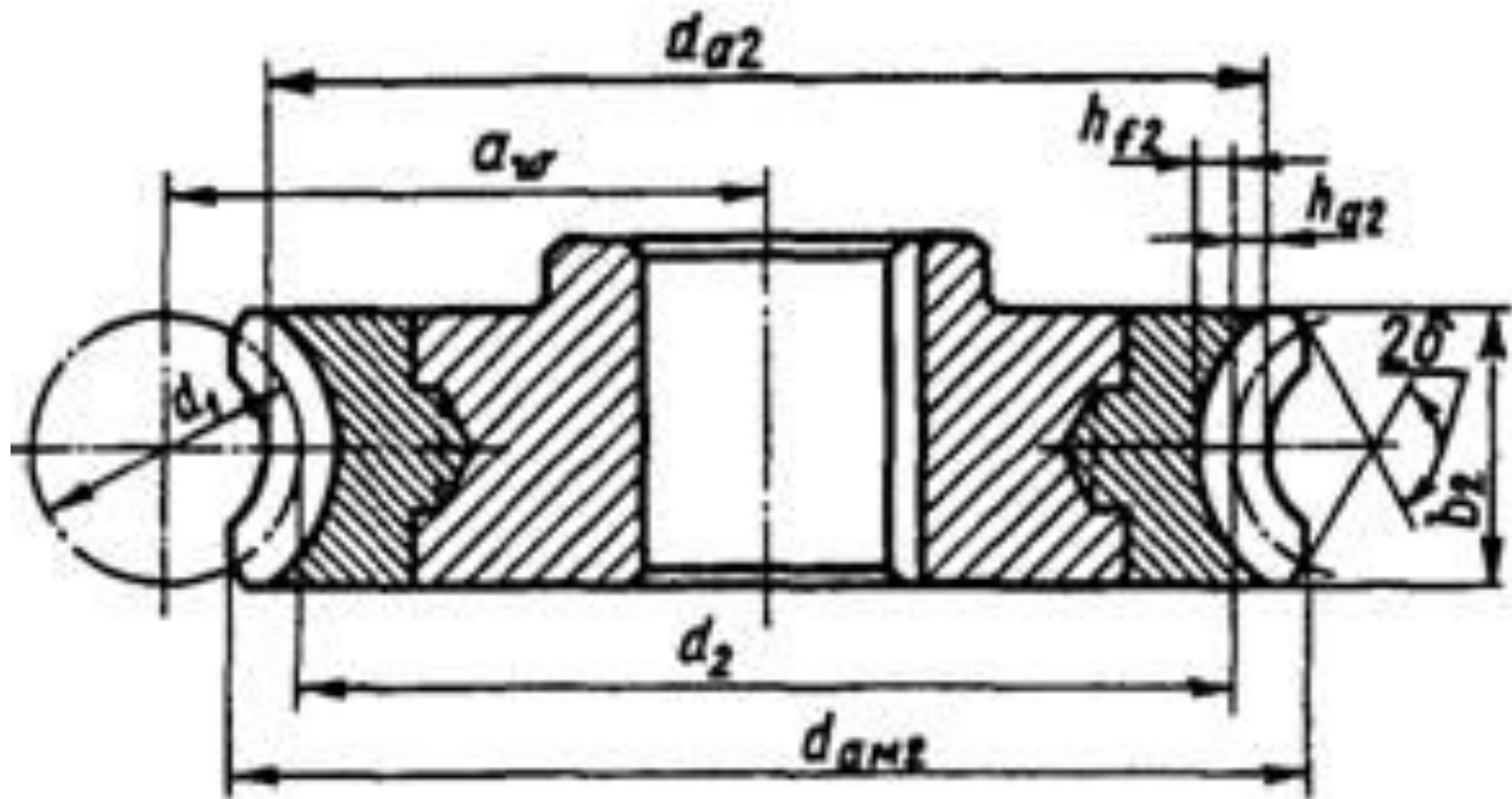


Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков.

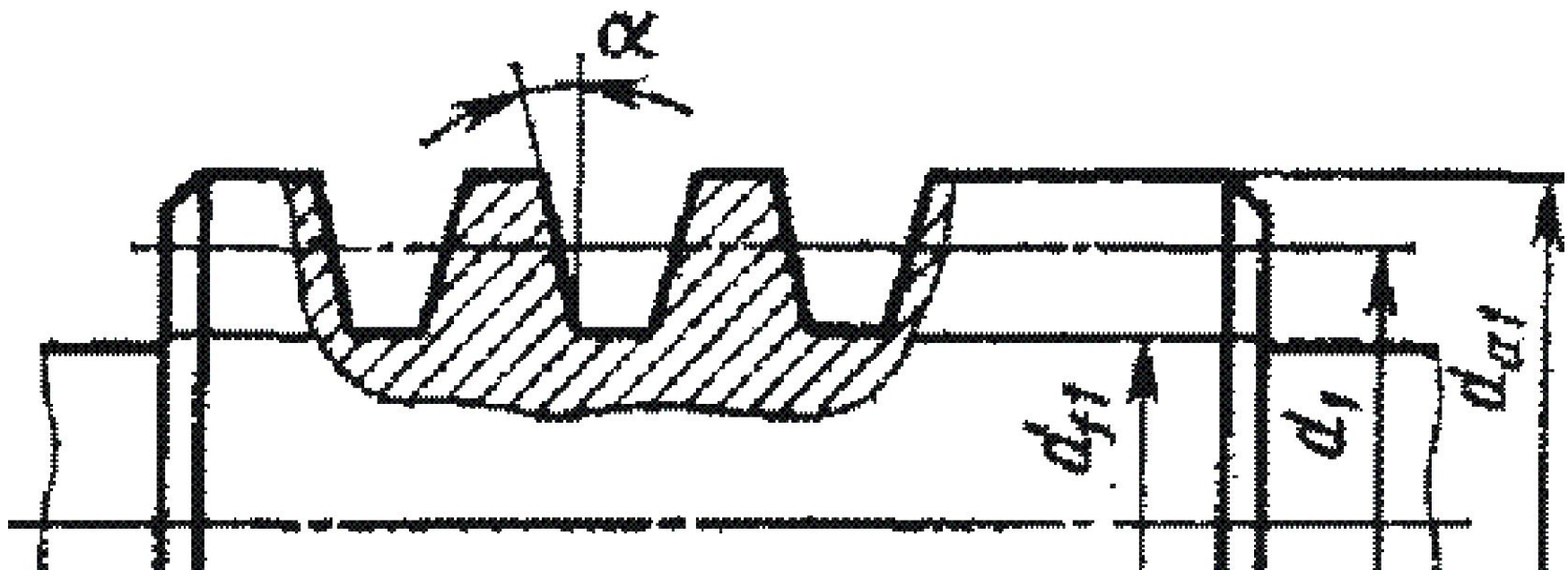


Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, во многом аналогичными соотношениям зубчатых передач.





Параметры венца червячного колеса



В осевом сечении червячная пара фактически представляет собой прямобочное реечное зацепление, где радиус кривизны боковой поверхности "рейки" (винта червяка)  $r_1$  равен бесконечности и, следовательно, приведённый радиус кривизны равен радиусу кривизны зуба колеса



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  $Z_1$  (витки червяка нарезаются вдоль его оси, а не по окружности, как у зубчатого колеса), для определения делительного диаметра червяка вводится специальный коэффициент диаметра червяка  $q$ , показывающий число модулей, укладываемых в делительный диаметр.

Учитывая изложенное, модуль с делительными диаметрами червяка и червячного колеса связан соотношениями:

$$d_1 = m \cdot q$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$



Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней нарезки червяка, называют расчетным шагом нарезки червяка.

Расчетный шаг нарезки червяка связан с модулем червячного зацепления соотношением, аналогичным таковому для зубчатого зацепления:

$$p = \pi \cdot m$$

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

$$p_z = p \cdot z_1$$

Высота головок витков червяка и зубьев червячного колеса также как и в зубчатом зацеплении равна модулю зацепления ( $h_{a1} = h_{a2} = m$ ), а высота 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  $d_{a1}$  и диаметр вершин зубьев червячного колеса  $d_{a2}$  могут быть найдены по выражениям:

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

Диаметр впадин витков (внутренний диаметр) червяка  $d_{f1}$  и диаметр впадин зубьев червячного колеса  $d_{f2}$  - по выражениям

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

Измеренный в плоскости осевого сечения угол  $\alpha$  между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной, стандартизован и равен  $20^\circ$ . Следовательно, угол между двумя касательными к противоположным боковым поверхностям одного витка (угол заострения гребня) составляет  $2\alpha$  или  $40^\circ$ .

Длина нарезанной части червяка  $b_1$  зависит от числа его заходов и выбирается по эмпирической формуле:

при числе витков червяка  $z_1 = 1$  и  $z_1 = 2$  ;

$$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2) \cdot m$$

а при числе витков червяка  $z_1 = 4$  [3]

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2) \cdot m$$

Отношение хода витка к длине делительной окружности червяка – есть величина тангенса угла  $\gamma$  подъёма винтовой линии нарезки червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}$$



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  $Z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}$$

а при числе витков червяка  $Z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}$$

При прочностных расчетах червячной передачи возникает потребность в знании условного угла  $2\delta$  охвата витков червяка зубьями червячного колеса.

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5 \cdot m)} = \frac{b_2}{m \cdot (q + 1,5)}$$

Межосевое расстояние для несмещенной червячной передачи определяется по формуле

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

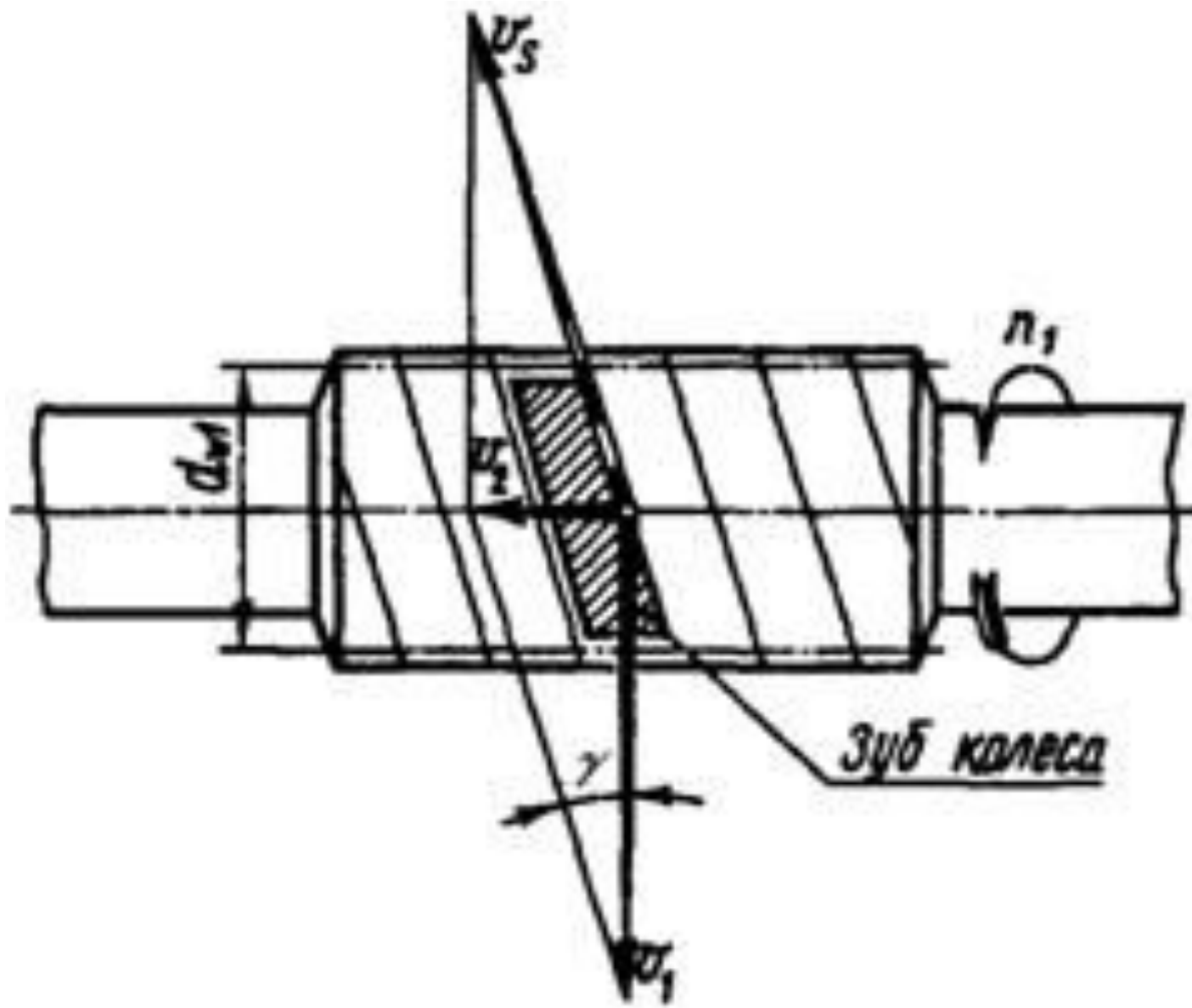
зависимость для вычисления передаточного  
числа червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

В червячной передаче, в отличие от зубчатой, окружные скорости витков червяка  $V_1$  и зубьев червячного колеса  $V_2$  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  $V_2$ .

# Схема скоростей в червячной передаче



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

$$\mathbf{v}_s = \sqrt{\mathbf{v}_1^2 + \mathbf{v}_2^2} = \frac{\mathbf{v}_1}{\cos \gamma} \quad \frac{\mathbf{v}_2}{\mathbf{v}_1} = \mathbf{tg} \gamma$$

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

Коэффициент полезного действия  $\eta_3$  червячного зацепления можно вычислить как КПД винтовой кинематической пары:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

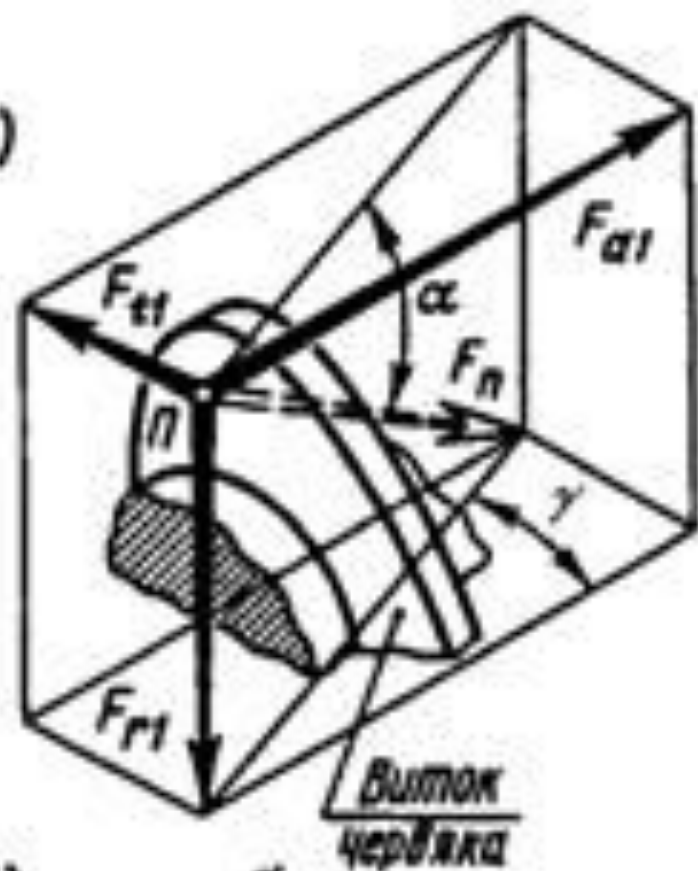
$$\rho = \operatorname{arctg}(f)$$

где  $\rho$  - угол трения в червячной кинематической паре, а  $f$  коэффициент трения для материалов витков червяка и зубчатого венца червячного колеса.



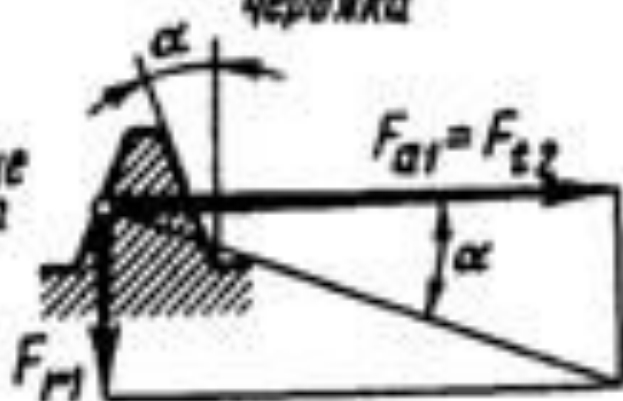
# Силы в червячной передаче

a)

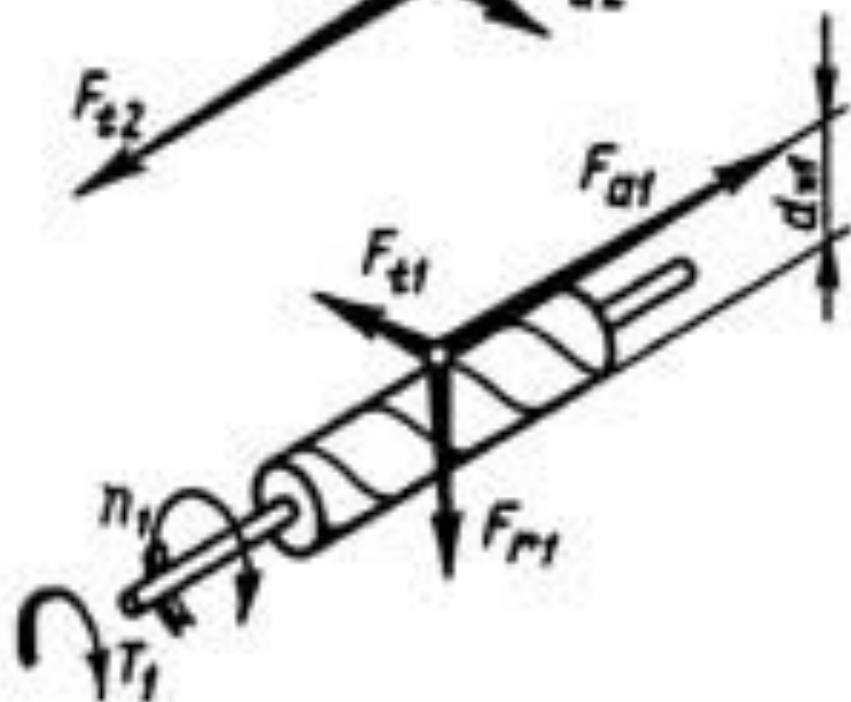
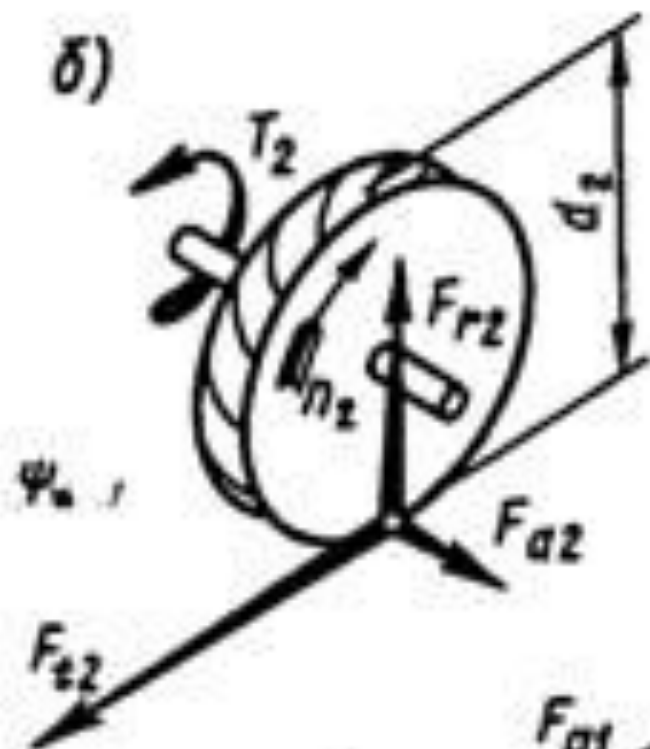


б)

Сечение витка



б)



В червячной передаче сила  $F_n$ , действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления.

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

$$F_{t2} = F_{a1}, \quad F_{a2} = F_{t1} \quad \text{и} \quad F_{r2} = F_{r1}.$$

Тангенциальные силы на червяке и червячном колесе наиболее удобно вычислить через вращающие моменты на соответствующих валах, тогда

$$\mathbf{F}_{t1} = \mathbf{F}_{a2} = \frac{2\mathbf{T}_1}{d_1} = \frac{2\mathbf{T}_2}{u \cdot \eta \cdot d_1}$$

$$\mathbf{F}_{t2} = \mathbf{F}_{a1} = \frac{2\mathbf{T}_2}{d_2}$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$\mathbf{F}_{r1} = \mathbf{F}_{r2} = \mathbf{F}_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

## Виды разрушения червячных передач:

1. Износ рабочих поверхностей колеса и червяка.
2. Заедание (в основном в передачах с колесами из материалов 2 и 3 групп).
3. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса (только в передачах с колесами из материалов 1 группы).
4. Усталостные поломки зубьев колеса. Имеют место сравнительно редко, главным образом после значительного износа.

## Материалы червячных пар

Ввиду высоких скоростей скольжения и неблагоприятных условий гидродинамической связи в зоне зацепления, червячные колеса изготавливают из материалов, обладающих хорошими антифрикционными и противозадирными качествами.

Витки червяка и зубчатый венец червячного колеса должны обладать достаточной прочностью 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 все три типа сталей, распространенных в машиностроении:

1. качественные среднеуглеродистые стали марок 40, 45, 50. Из них изготавливают малоответственные червяки. Заготовку перед механической обработкой подвергают улучшающей термической обработке ( $HRC \leq 36$ ). Червяк точат на токарном станке с последующей ручной или механической шлифовкой и полировкой рабочих поверхностей витков.



2. Среднеуглеродистые легированные стали марок 40X, 45X, 40XН, 40XНМА, 35XГСА. Из этих сталей изготавливают червяки ответственных передач. Улучшающей термообработке ( $HRC_{э} \leq 45$ ) подвергают деталь после предварительной обработки на токарном станке. После термообработки рабочие поверхности витков шлифуют на специальных червячно-шлифовальных станках или на токарном станке с применением специальной шлифовальной головки.

3. Мало- и среднеуглеродистые легированные стали марок 20X, 12XН3А, 25ХГТ, 38ХМЮА. Из этих сталей изготавливают червяки высоконагруженных передач, работающие в реверсивном режиме. Деталь, изготовленная с минимальным припуском под окончательную обработку, подвергается поверхностной химико-термической обработке (цементация, азотирование и т.п.) глубиной до 0,8 мм, после чего закаливается до высокой поверхностной твердости (HRCэ 55...65). Рабочая поверхность витков червяка шлифуется и полируется (иногда шевингуется).

## Материалы, применяемые для изготовления червяков

Марка стали	Вид термообработки	Твердость зубьев на поверхности
<b>45</b>	Улучшение и закалка ТВЧ	38...46 HRC
<b>40X</b>	Улучшение и закалка ТВЧ	45...50 HRC
<b>40XH</b>	Улучшение и закалка ТВЧ	48...53 HRC
<b>38X2MЮА</b>	Улучшение и азотирование	50...59 HRC
<b>20X</b> <b>20XH2M</b>	Улучшение, цементация и закалка	56...63 HRC

Примечание: Термообработку улучшение с твердостью  $\leq 350$  НВ применяют для передач малой мощности (до 1 кВт) и непродолжительной работы.

Материалы зубчатых венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемыми скоростями скольжения можно подразделить на три группы:

1 группа - оловянные бронзы.

Применяют при скорости скольжения  $V_s > 5$  м/с

2 группа - безоловянные бронзы и латуни.

Применяют при скорости скольжения  $2 \text{ м/с} \leq V_s \leq 5 \text{ м/с}$

3 группа – мягкие серые чугуны.

Применяют при скорости скольжения  $V_s \leq 2$  м/с  
и в ручных приводах.

Зубчатые венцы червячных колёс изготавливают чаще всего литьём из бронзы или чугуна. Чугунный венец (серые чугуны СЧ15, СЧ20 или ковкие чугуны КЧ15, КЧ20) может отливаться за одно целое с ободом червячного колеса при отливке последнего. Такие колеса применяются, как правило, в низкоскоростных открытых и закрытых передачах ( $v_s \leq 2$  м/с).

При средних скоростях скольжения ( $2 < V_s \leq 5$  м/с) для изготовления зубчатых венцов червячных колес применяются безоловянистые бронзы и латуни.

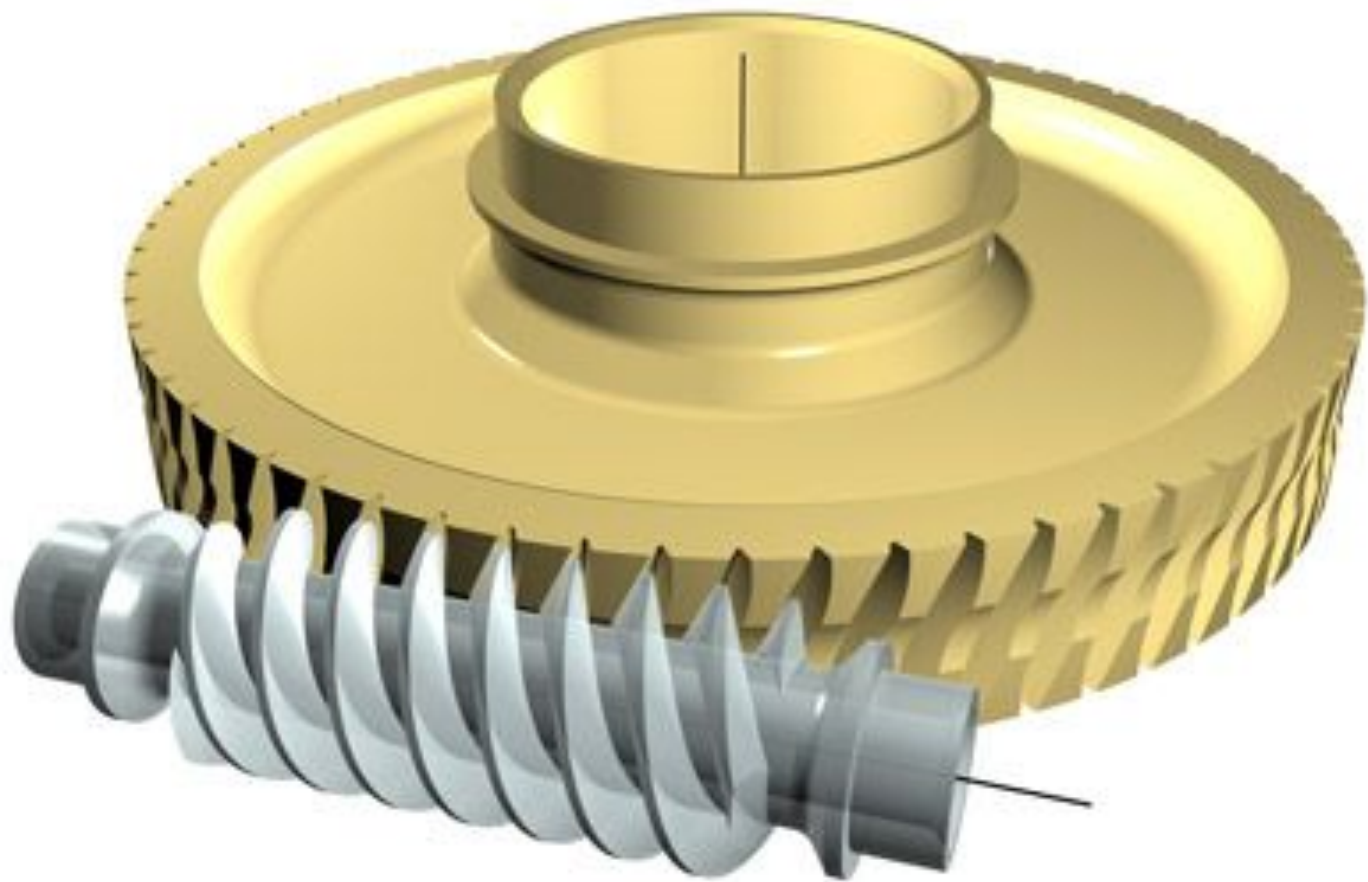
Чаще всего для этой цели используются железоалюминиевые литейные бронзы (Бр А9Ж3Л, Бр А10Ж4Н4Л). Эти бронзы имеют высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому её применяют в паре с червяками, имеющими шлифованную и полированную рабочую поверхность витков высокой твердости ( $HRC \geq 45$ ).

В передачах с высокой скоростью скольжения ( $5 < V_s \leq 25$  м/с) зубчатые венцы червячных колёс изготавливают из оловянистых бронз (Бр О10Ф1, Бр О10Н1Ф1). Эти бронзы обладают пониженной прочностью по сравнению с безоловянистыми, но обладают хорошими антизадирными свойствами.



## Материалы, применяемые для изготовления червячных колес.

Группа	Материал	Способ отливки	Скорность скольжения $V_s$ , м/с
1	<b>Бр010Н1Ф1</b>	Центробежный	$\leq 25$
	<b>Бр010Ф1</b>	В кокиль В песок	$\leq 12$
	<b>Бр05Ц5С5</b>	В кокиль В песок	$\leq 8$
2	<b>БрА10Ж4Н4</b>	Центробежный В кокиль	$\leq 5$
	<b>БрА9Ж4</b>	В песок	$\leq 5$
	<b>БрА10Ж3М1,5</b>	В кокиль В песок	$\leq 5$
3	<b>СЧ 15</b> <b>СЧ 20</b>	В песок В песок	$\leq 2$



Бронзовые венцы червячных колёс обычно изготавливают отливкой в землю, в кокиль (металлическую форму) или центробежным литьём. При этом отливки, полученные центробежным литьём, имеют наилучшие прочностные характеристики.

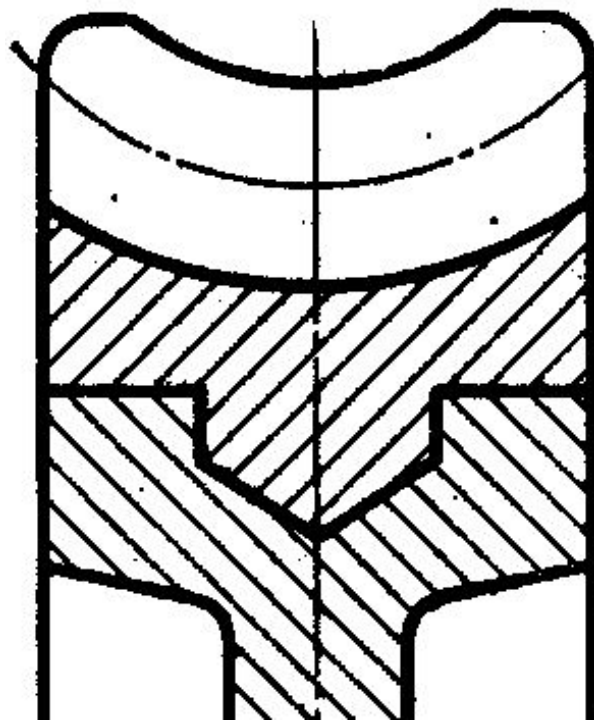
Цветные металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице.



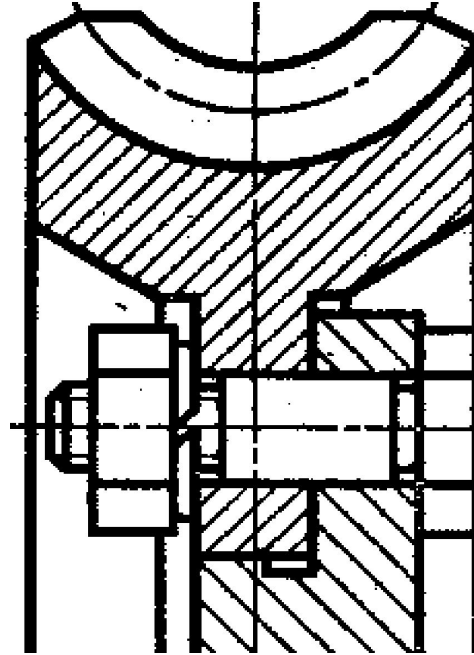
## Конструкции червячных колес

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

# ОТЛИВКА В СТУПИЦУ



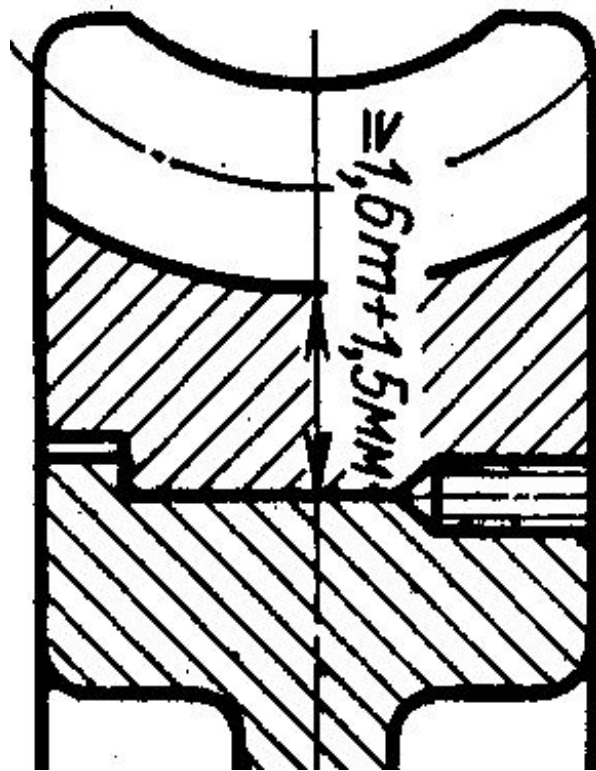
## ФЛАНЕЦ ПОД БОЛТЫ



Крепление зубчатого венца к ступице с применением болтового соединения



## ПОСАДКА С НАТЯГОМ



Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

Размеры и долговечность червячной передачи определяются механическими антифрикционными свойствами материала колеса, т.к. в передаче со стальным червяком колесо является наименее прочным элементом пары.

При чрезмерных кратковременных перегрузках могут возникнуть пластические деформации или хрупкое разрушение поверхностей зубьев колеса, вызванные повышенными контактными напряжениями, и пластическая деформация или поломка зубьев, вызванные повышенными напряжениями изгиба.

Исходя из вышесказанного, в передачах с машинным приводом колесо рассчитывают:

1. На выносливость зубьев по контактными напряжениям.
2. На выносливость зубьев по напряжениям изгиба.
3. На контактную прочность при кратковременных перегрузках.
4. На прочность зубьев по напряжениям изгиба при кратковременных перегрузках.

.

Считается, что расчет на выносливость зубьев по контактными напряжениями предотвращает не только усталостное выкрашивание рабочих поверхностей, но также и заедание.

Расчет зубьев на выносливость по контактными напряжениям

В основу расчета положена формула Г.Герца для определения максимальных контактных напряжений при линейном контакте

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{q_c E_{np} / \rho_{np}}$$

Формула проектного расчета

$$a_{\omega} = 0,625(q/z_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}$$



## Формулы проверочного расчета

- по контактными напряжениям

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H]$$

- по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = 0,74 Y_F \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m_n} \leq [\sigma_F]$$

**СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ**