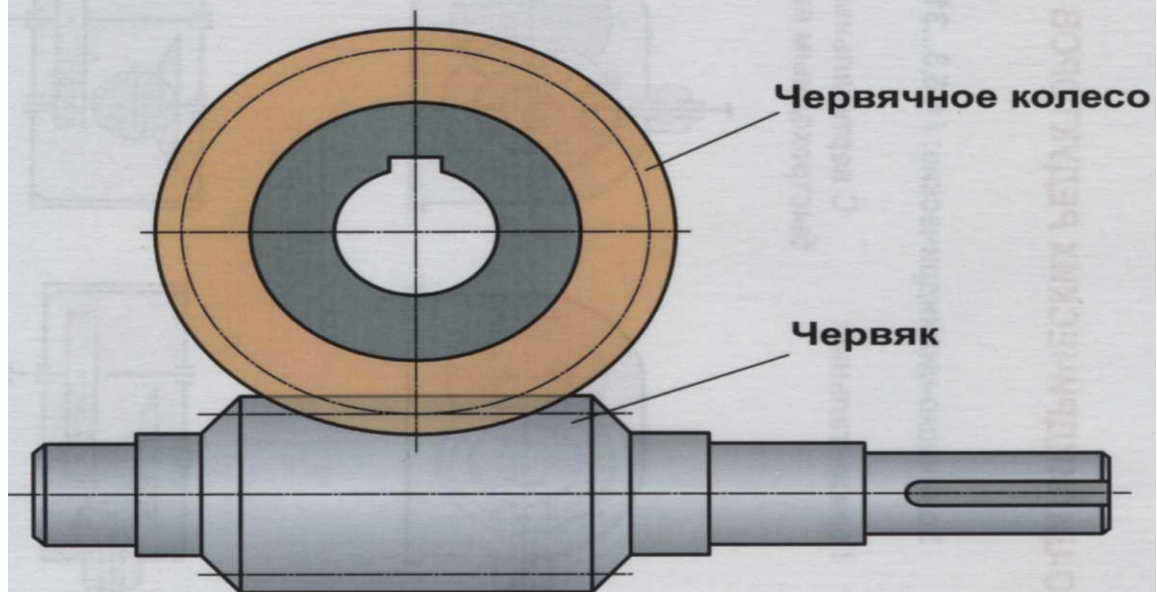
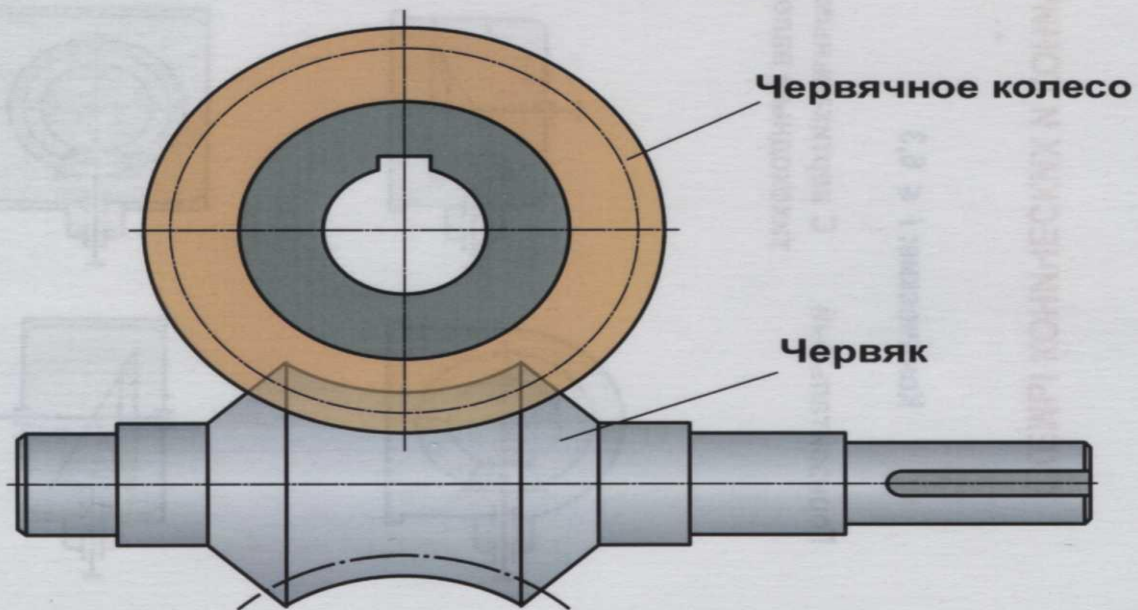


ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

С цилиндрическим червяком



С глобоидным червяком



Червячные передачи

Достоинства червячных передач:

А) Компактность и возможность осуществления в одной паре больших передаточных чисел. Обычно в червячных передачах U . В силовых червячных передачах $U=8...100$. В передачах малой мощности (в приборах) иногда до $U=500...1000$.

Б) Плавность и бесшумность работы.

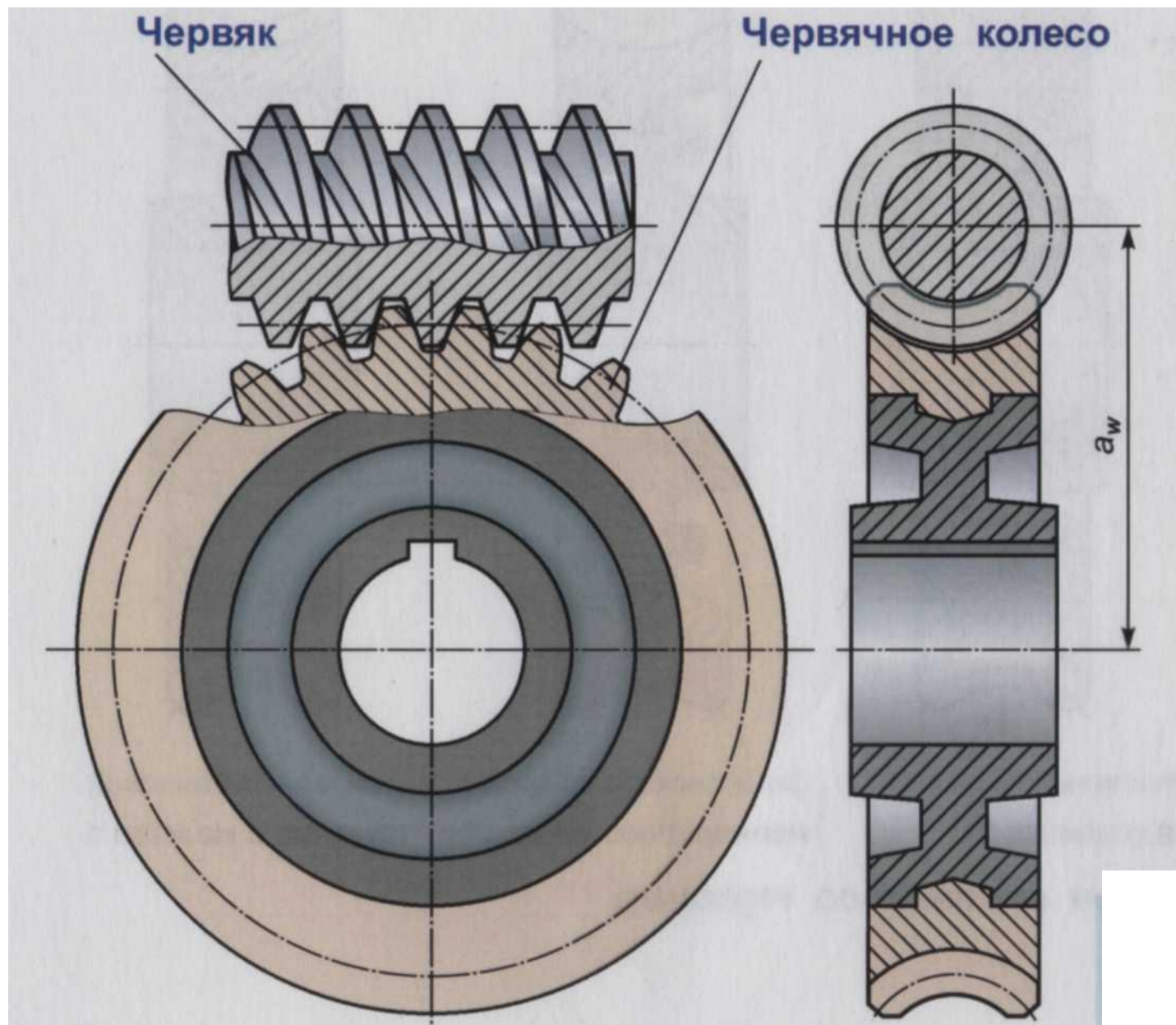
Недостатки червячных передач:

А) Низкий КПД, следовательно, большие потери мощности (особенно в передачах с однозаходным червяком).

Б) Необходимость применения для червячных колес дорогостоящих антифрикционных материалов (например, бронзы).

Червяк

Червячное колесо



m - модуль зацепления, мм;

z_1 - число витков (заходов) червяка;

z_2 - число зубьев червячного колеса;

q - коэффициент диаметра червяка;

x - коэффициент смещения инструмента;

u - передаточное число передачи;

a - делительное межосевое расстояние, мм;

a_w - межосевое расстояние, мм.

$$a = 0,5m(q + z_2); \quad x = \frac{a_w - a}{m}; \quad u = \frac{z_2}{z_1};$$

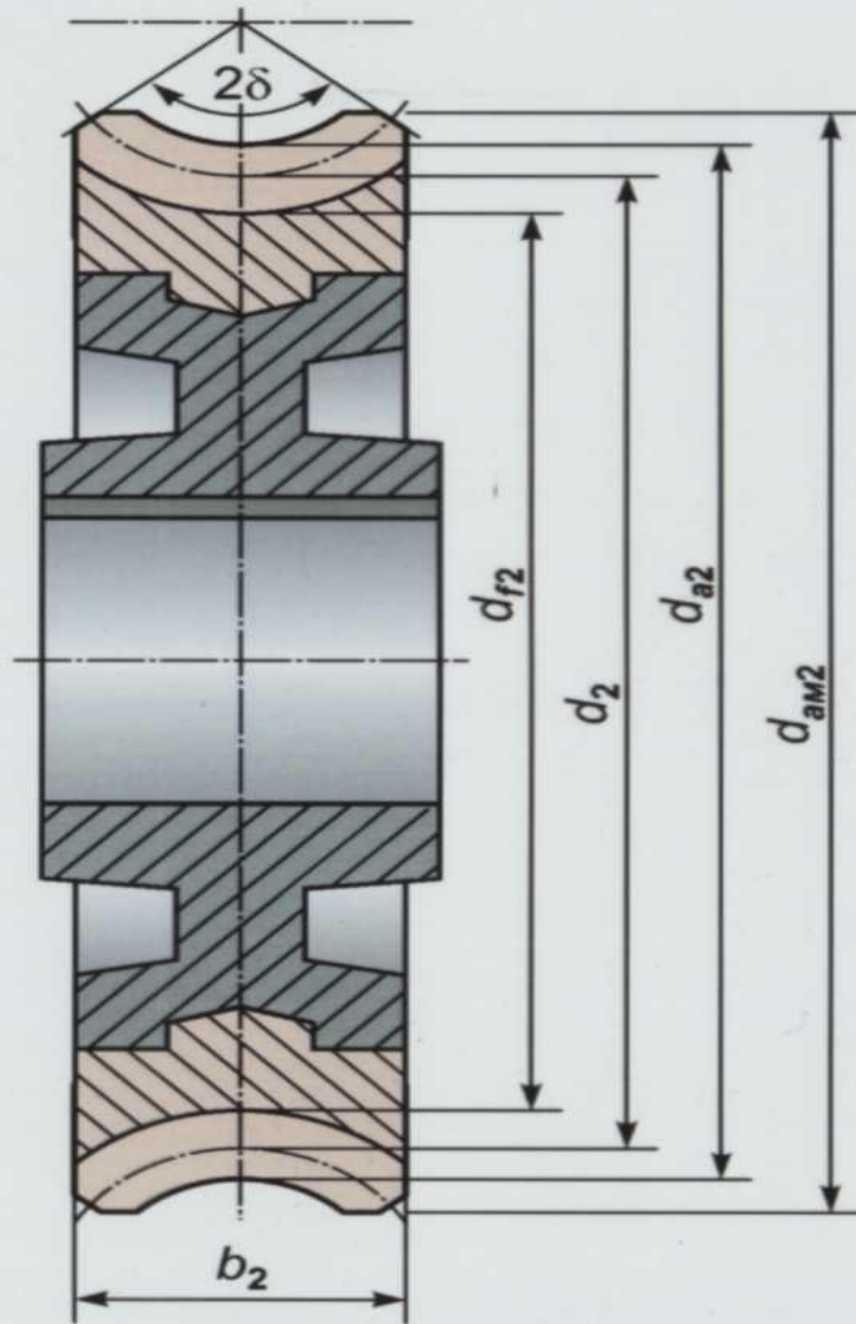
$$z_1 = 1, 2, 4;$$

$z_2 = 32 \dots 63$ - оптимальный интервал,

$z_{2\min} = 28$ из опасности подреза,

$z_{2\max} = 90$ из опасности поломки зубьев;

Смещение инструмента при нарезании зубьев червячного колеса применяют с целью вписывания в заданное межосевое расстояние: $-1 \leq x \leq +1$.



- m - модуль зацепления, мм;
- z_2 - число зубьев колеса: рекомендуется $z_2 = 32 \dots 63$,
 $z_{2\min} = 28$ из опасности подреза, $z_{2\max} = 90$ из опасности поломки;
- d_2 - делительный диаметр колеса, мм;
- d_{a2} - диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении, мм;
- d_{f2} - диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении, мм;
- d_{am2} - наибольший диаметр колеса, мм;
- b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм;
- 2δ - условный угол обхвата колеса червяком ;

$$d_2 = mz_2;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a^*m + 2xm;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f^*m + 2xm;$$

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 1 \dots 2;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \quad \text{при } z_1 = 4.$$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m};$$

В формулах:

h_a^* - коэффициент высоты головки: $h_a^* = 1$;

h_f^* - коэффициент высоты ножки:

$h_f^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ - для передачи с эвольвентным червяком;

$h_f^* = 1,2$ - для остальных передач;

γ - угол подъема витка червяка на делительном диаметре.

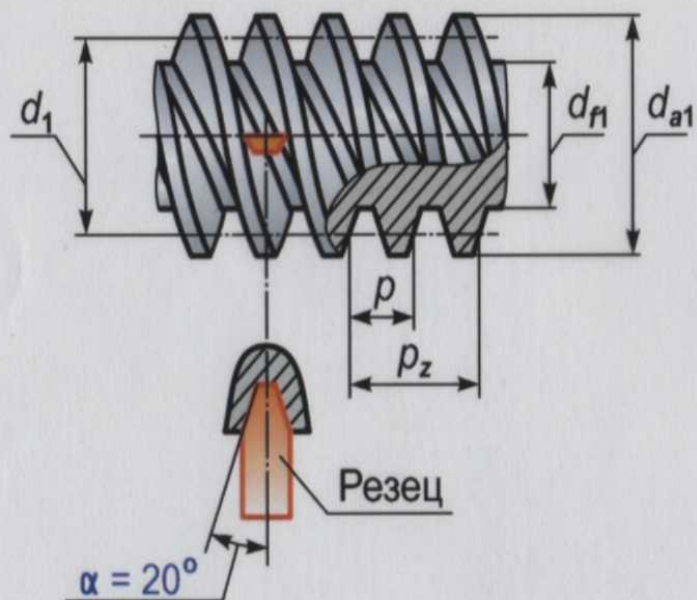
x - коэффициент смещения инструмента: $-1 \leq x \leq +1$;

z_1 - число витков (заходов) червяка;

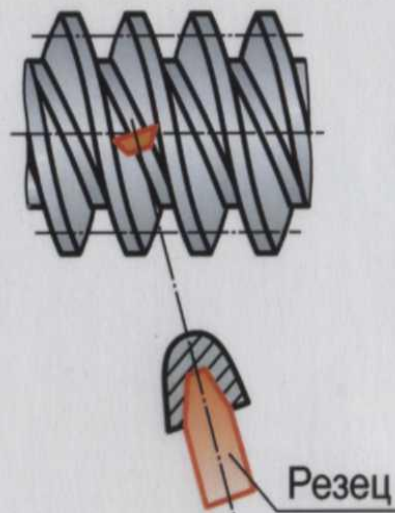
d_{a1} - диаметр вершин червяка, мм.

ПРОФИЛИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ

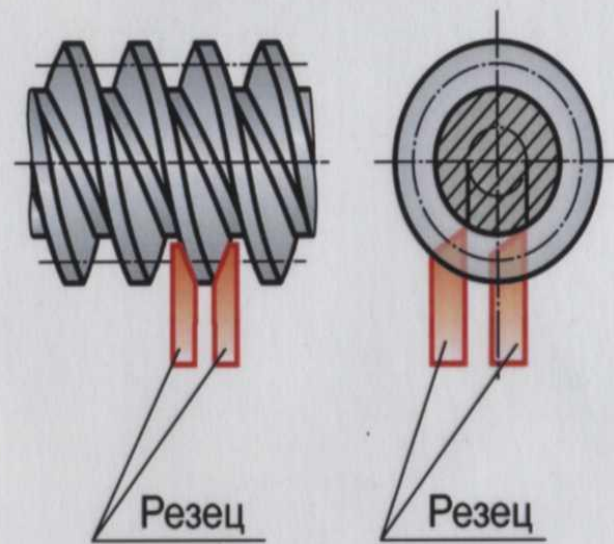
Архимедов ZA



Конволютный ZN



Эвольвентный ZI



p - осевой шаг червяка, мм;

$m = p/\pi$ - осевой модуль червяка, мм;

$z_1 = 1, 2, 4$ - число витков (заходов) червяка;

$p_{z1} = pz_1$ - ход витка червяка, мм;

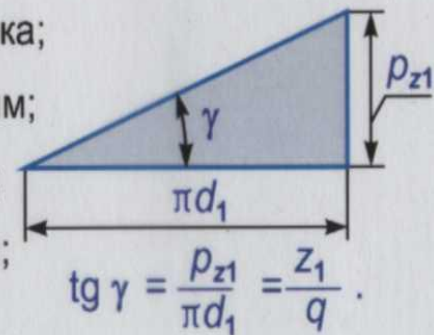
$q = 6,3...25$ - коэффициент диаметра червяка;

$d_1 = qm$ - делительный диаметр червяка, мм;

$d_{a1} = d_1 + 2m$ - диаметр вершин червяка, мм;

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

γ - делительный угол подъема витка, °.

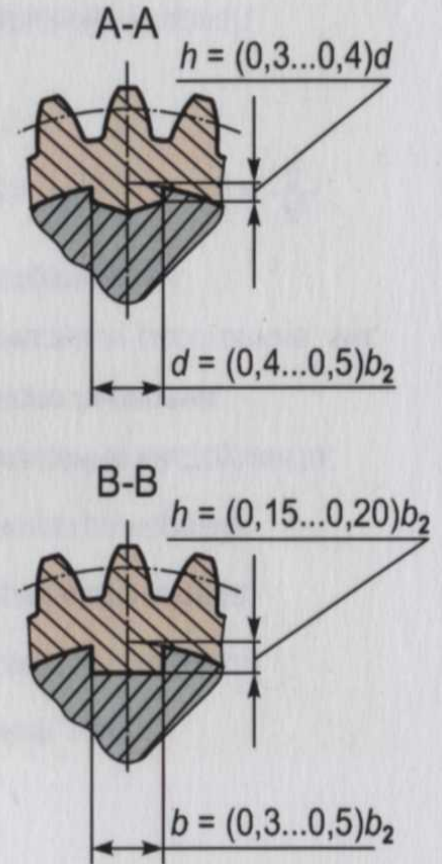
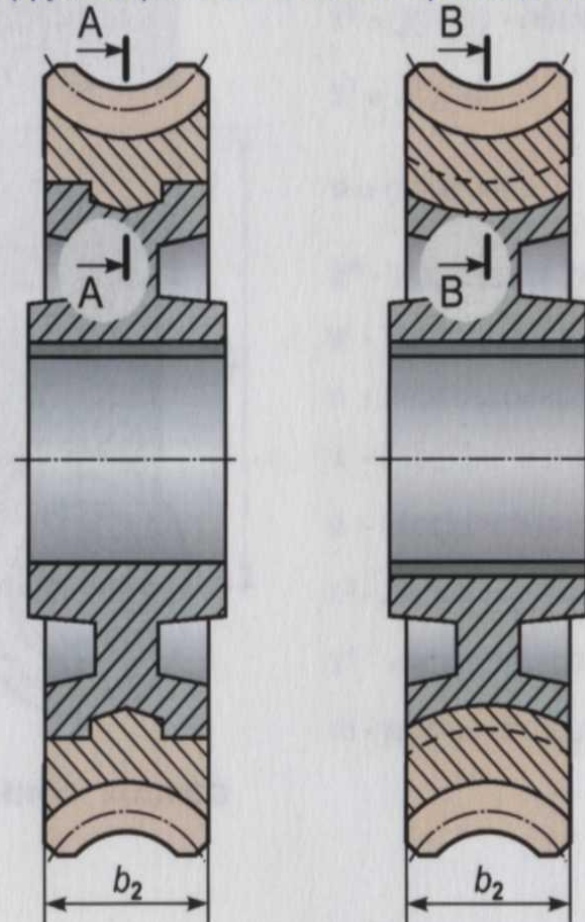
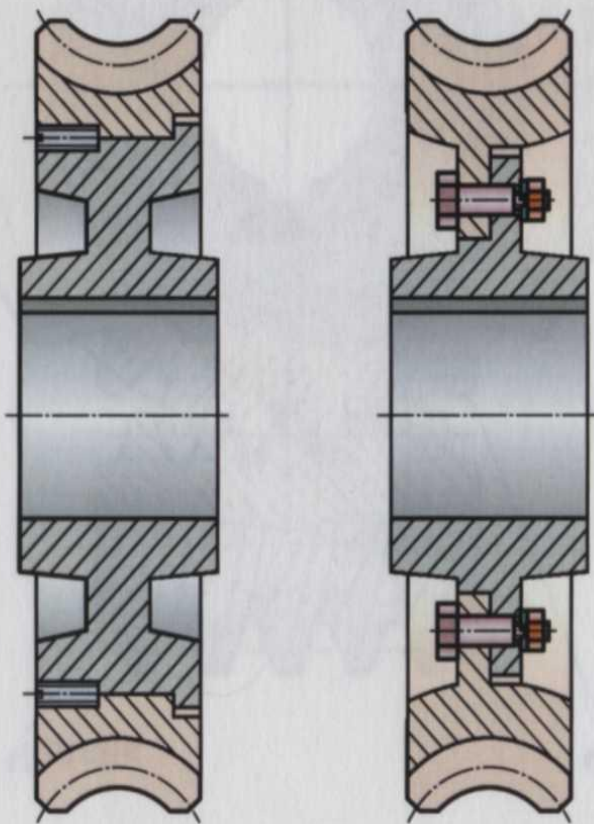


КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Способы соединения венца со ступицей

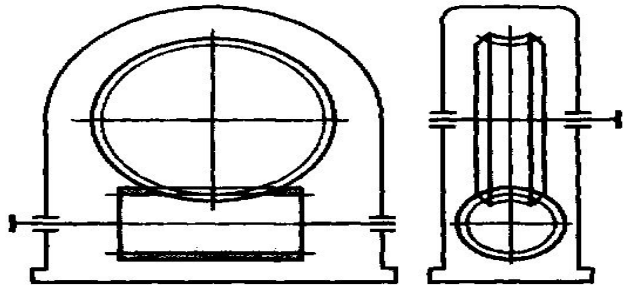
с натягом и винтами болтовым соединением
(индивидуальное и мелкосерийное производство)

заливкой венца на обод
(крупносерийное и массовое производство)



СХЕМЫ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

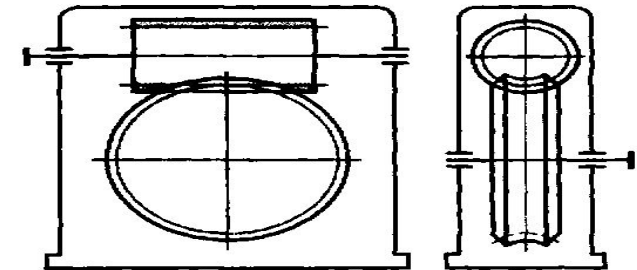
Червяк под колесом



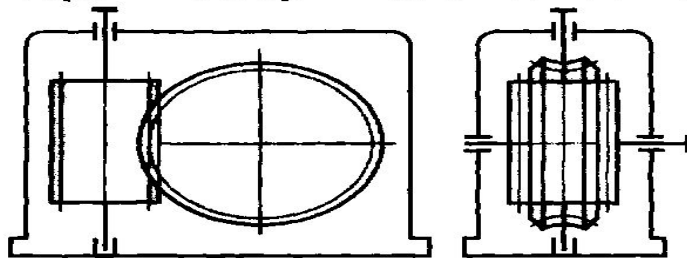
Рекомендуется при окружной скорости червяка до 4...5 м/с. Смазывание деталей редуктора - окунанием червяка на высоту витка в масло с образованием масляного тумана.

Рекомендуется при окружной скорости червяка более 4...5 м/с. При больших скоростях в смазку окунается тихоходное звено передачи - червячное колесо: уменьшаются потери на разбрызгивание масла и снижается опасность сбрасывания масла с зубьев центробежной силой.

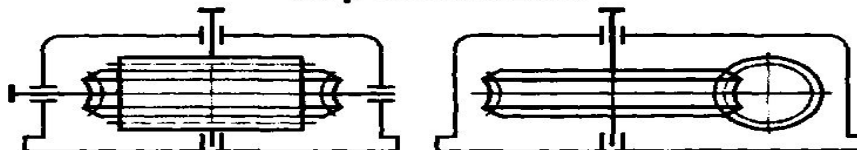
Червяк над колесом



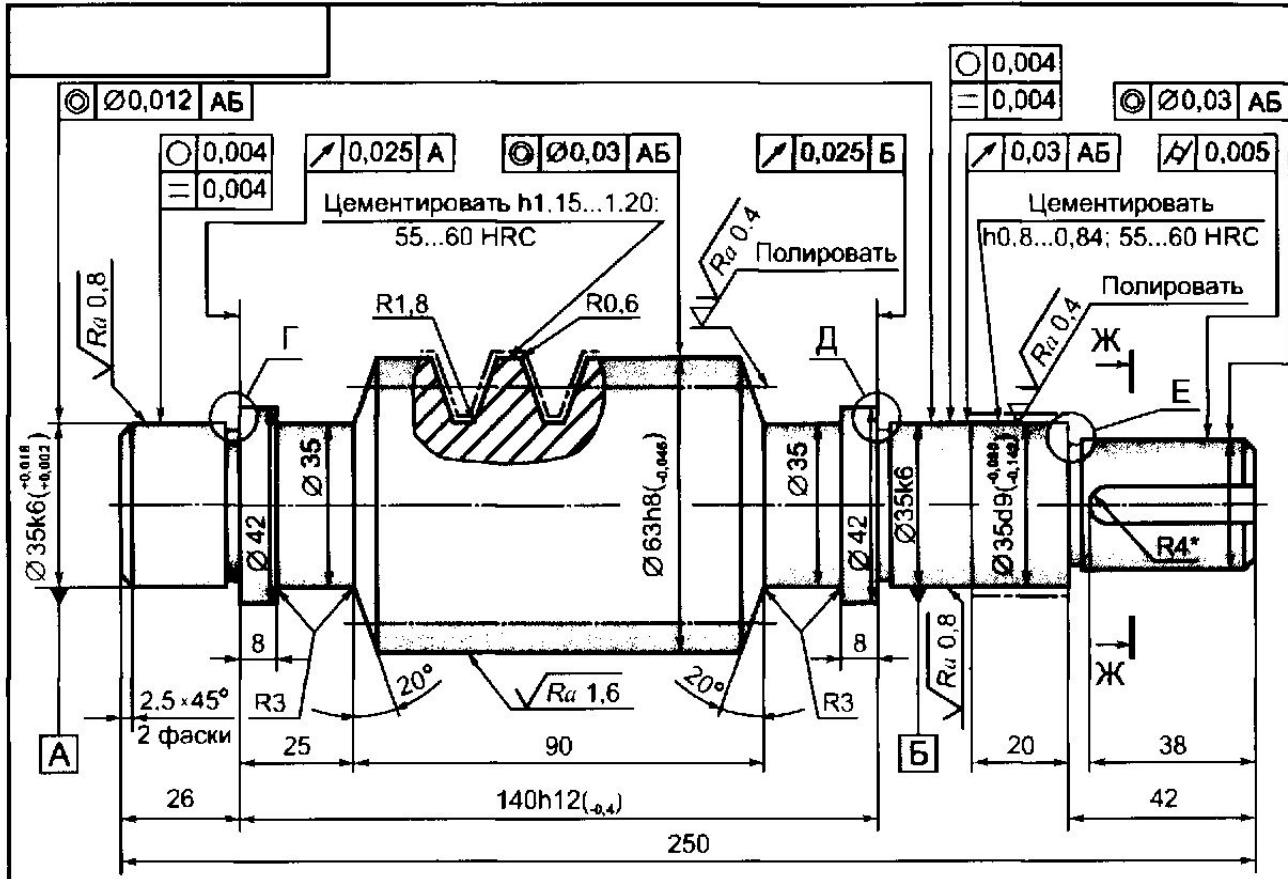
Червяк с вертикальной осью



Червяк сбоку, ось колеса вертикальна



Передачи с вертикальным расположением одного из валов применяются в исключительных случаях вследствие неудовлетворительных условий смазывания подшипников вертикальных валов.

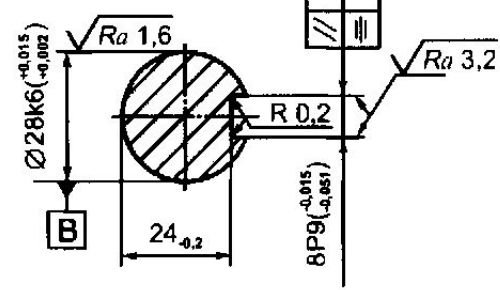
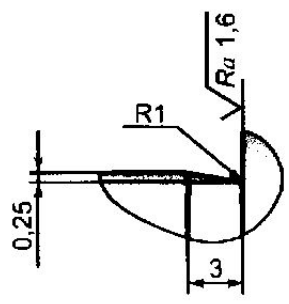


$\sqrt{Ra 6,3(\checkmark)}$

Модуль	<i>m</i>	6,3
Число витков	<i>z₁</i>	1
Вид червяка		ZI
Делительный угол подъема	γ	7° 07' 30"
Направление линии витка		Правое
Исходный червяк		ГОСТ 19036-94
Степень точности по ГОСТ 3675-81		8-8-7-B
Делительная толщина по хорде витка	\bar{s}_{a1}	9,82 ^{+0,29} _{-0,43}
Высота до хорды	<i>h_{a1}</i>	6,31
Делительный диаметр червяка	<i>d₁</i>	50,4
Ход витка	<i>p_{z1}</i>	19,79
Межосевое расстояние	<i>a_w</i>	125
Коэффициент диаметра червяка	<i>q</i>	8
Число зубьев сопряженного червячного колеса	<i>z₂</i>	32
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

Г, Д, Е (4:1)

Ж-Ж



1. 240...280 НВ кроме мест, обозначенных особо.
2. * Размер обеспечивает инструмент.
3. Концы витков толщиной менее 5 мм удалить.
4. -IT14, +IT14, ± 1/2.

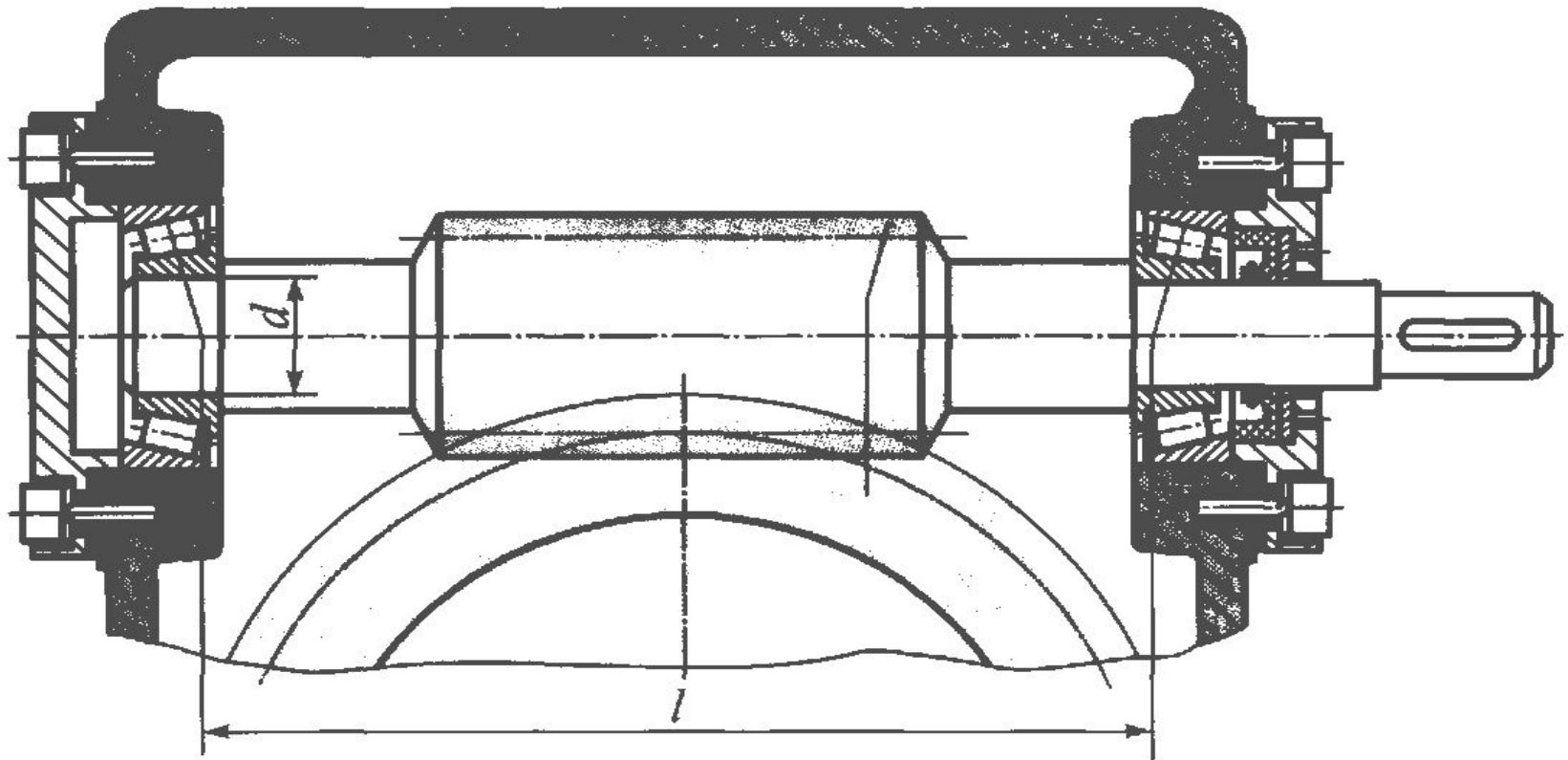
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Прое.				
Т. контр.				
Н. контр.				
Уте.				

Червяк	Лит.	Масштаб
	К	2,7
Сталь 20Х ГОСТ 4543-71	Лист	Листов 1

КОНСТРУКЦИИ ОПОР ЧЕРВЯКА

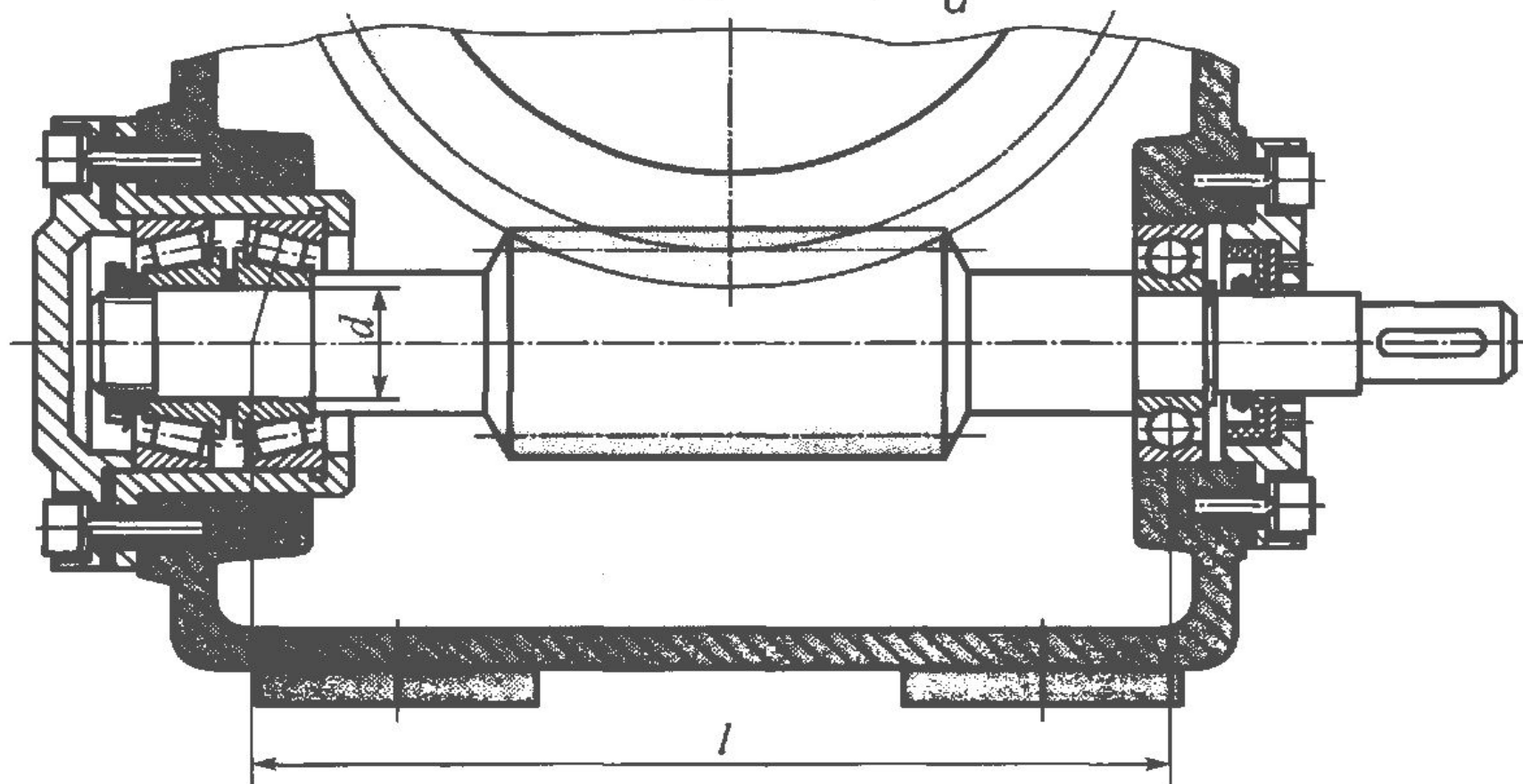
Червяк на двух радиально-упорных подшипниках
(схема «враспор»)

Рекомендуется при $\frac{l}{d} \leq 6$

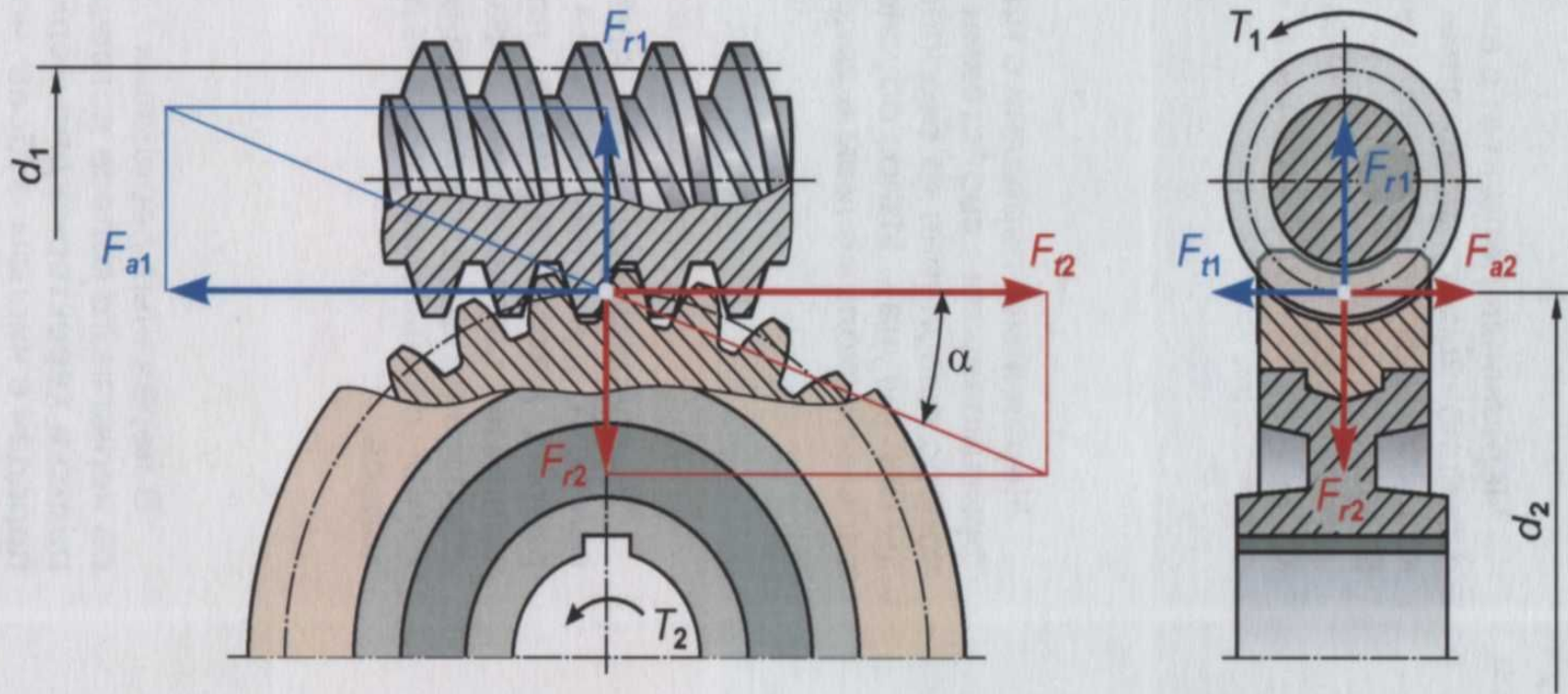


Левая опора фиксирующая (два радиально-упорных подшипника), правая – плавающая (радиальный подшипник)

Рекомендуется при $\frac{l}{d} \geq 6$



СИЛЫ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ



d_1 - делительный диаметр червяка, мм;

d_2 - делительный диаметр червячного колеса, мм;

α - угол профиля витка червяка, градус;

T_1 - вращающий момент на червяке, Н·м;

T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

F_{n1} - окружная сила на червяке, Н;

F_{r2} - окружная сила на червячном колесе, Н;

F_{r1} - радиальная сила на червяке, Н;

F_{r2} - радиальная сила на червячном колесе, Н;

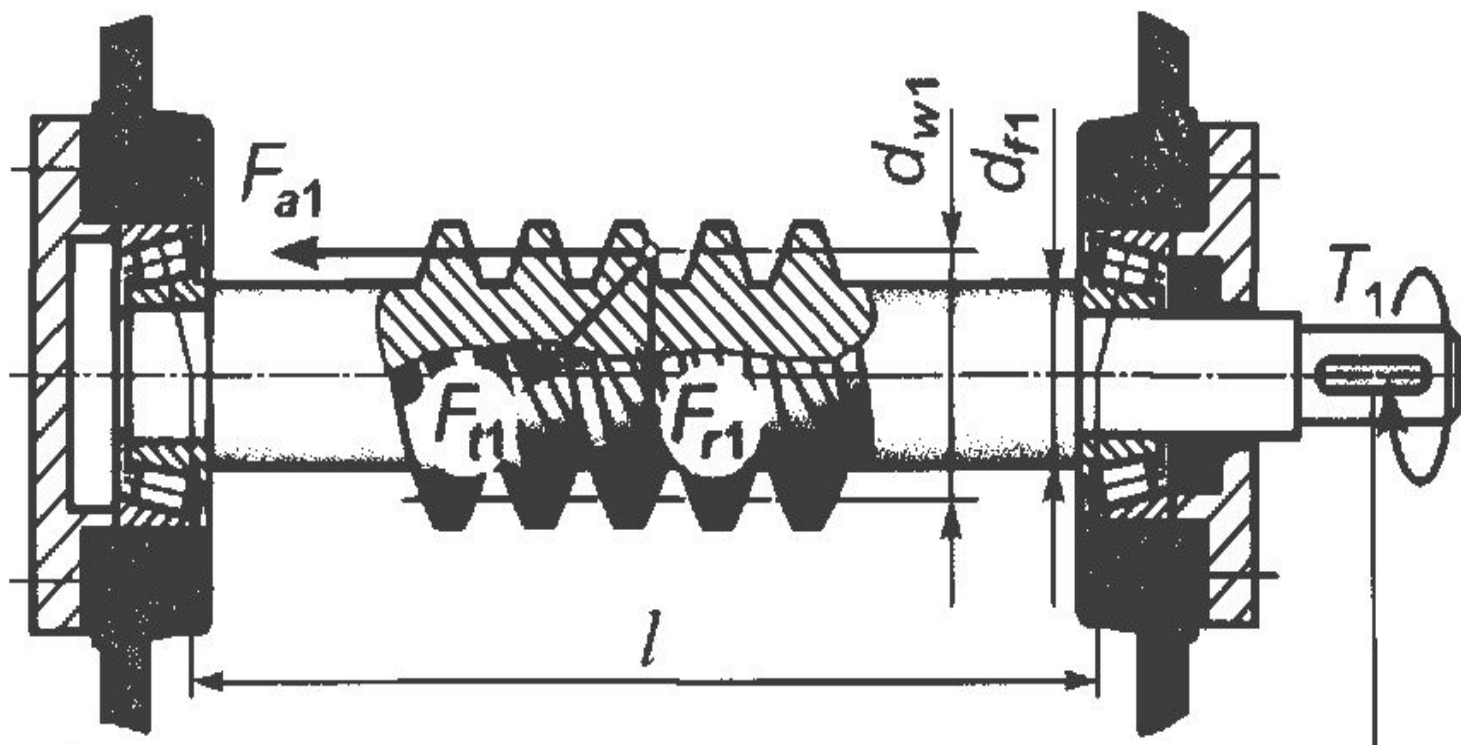
F_{a1} - осевая сила на червяке, Н;

F_{a2} - осевая сила на червячном колесе, Н.

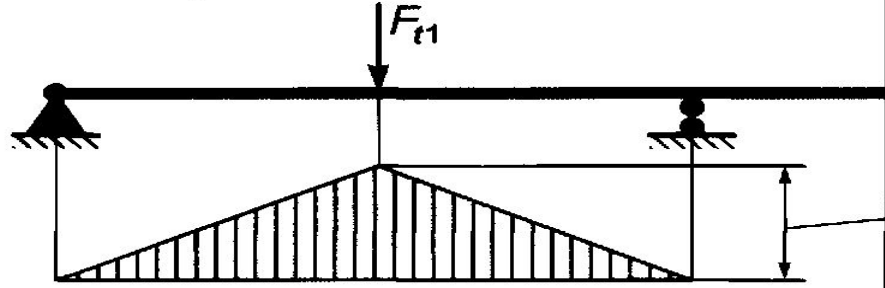
$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_1}; \quad F_{t2} = \frac{2000 T_2}{d_2}; \quad F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\bar{F}_{t1} = -\bar{F}_{a2}; \quad \bar{F}_{a1} = -\bar{F}_{t2}; \quad \bar{F}_{r1} = -\bar{F}_{r2}.$$

РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ПРОЧНОСТЬ

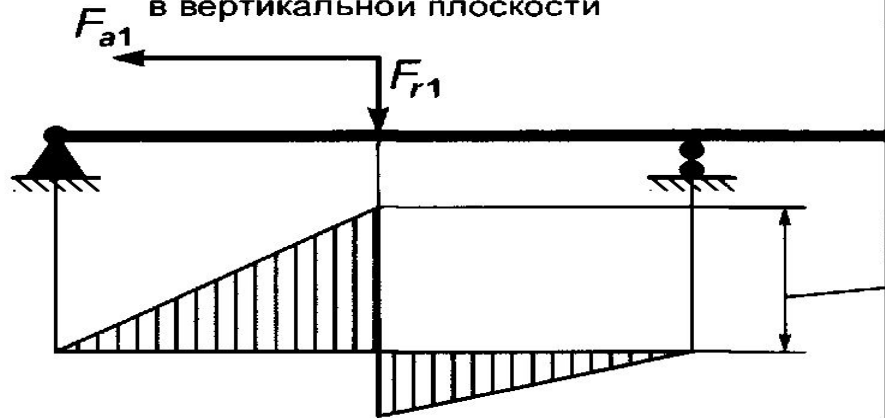


Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости



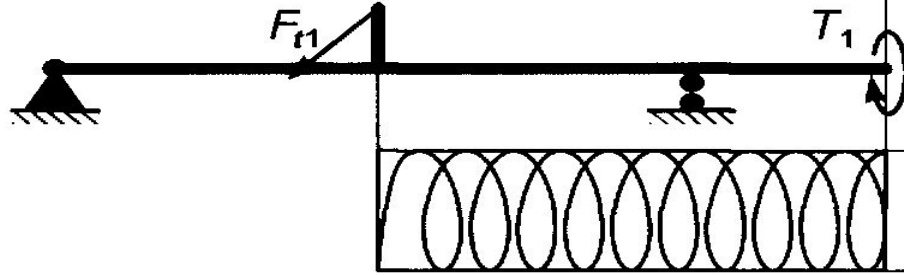
$$M_{и}^r = F_{r1} \frac{l}{4}$$

Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости



$$M_{и}^B = F_{a1} \frac{d_{w1}}{4} + F_{r1} \frac{l}{4}$$

Расчетная схема и эпюра вращающих моментов



$$T_1 = F_{r1} \frac{d_{w1}}{2}$$

$$M_3 = \sqrt{(M_{и}^r)^2 + (M_{и}^B)^2 + T^2} ;$$

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_x} \leq [\sigma_{-1u}] ;$$

$$W_x = 0,1 d_{f1}^3 .$$

ЛИНИИ КОНТАКТА И СКОЛЬЖЕНИЕ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

V_1 - окружная скорость червяка, м/с;

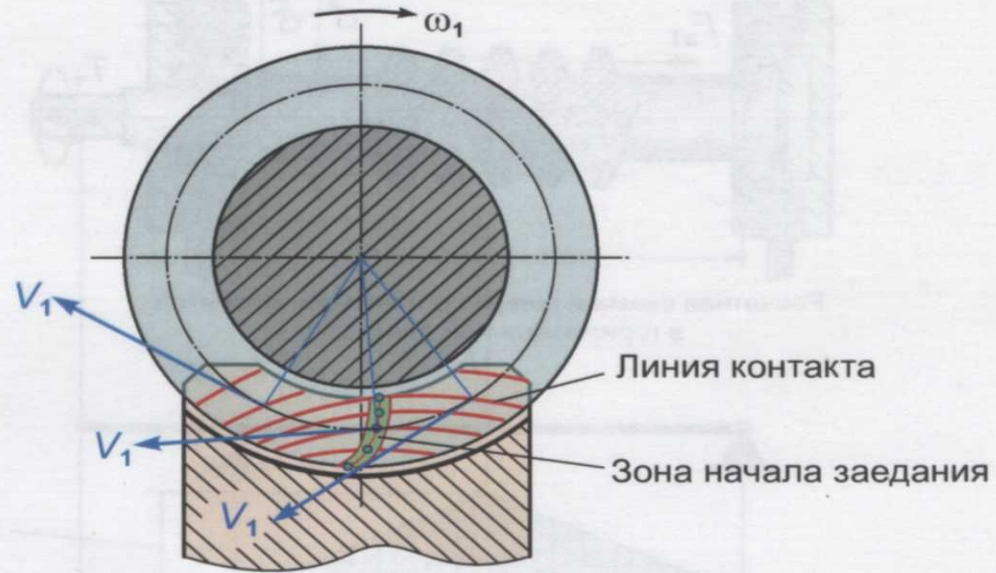
V_2 - окружная скорость червячного колеса, м/с;

V_c - скорость скольжения, м/с;

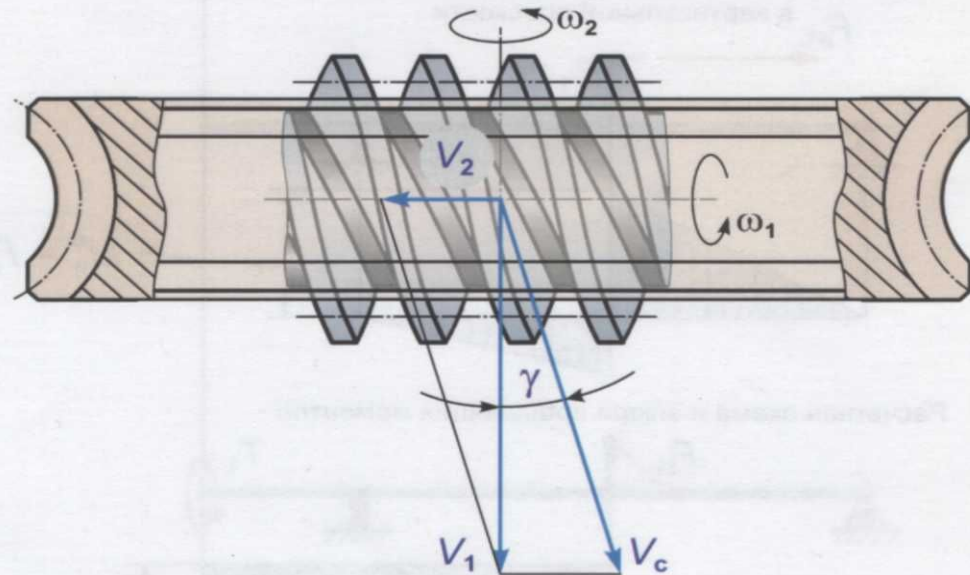
γ - делительный угол подъема витка червяка, градус.

$$V_c = \frac{V_1}{\cos \gamma} > V_1$$

Линии контакта



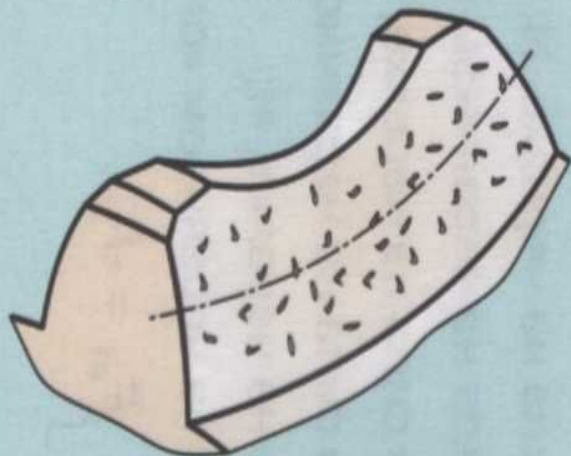
Скольжение в зацеплении



Виды разрушения зубьев

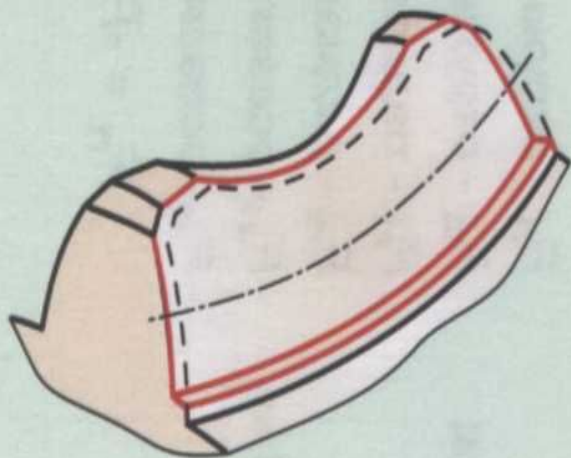
Условия работы

Выкрашивание поверхностных слоев зубьев червячного колеса



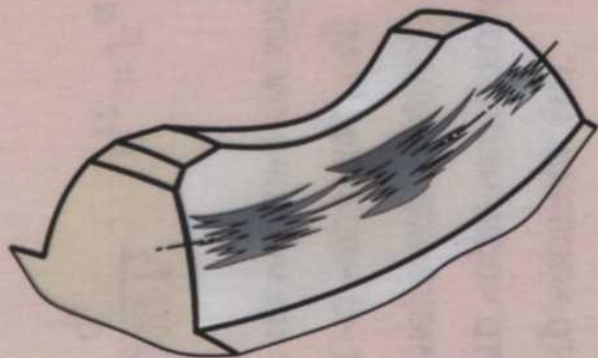
Червячные передачи с высокими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из оловянной бронзы). Выкрашивание связано с циклическим нагружением зубьев червячного колеса. Может быть ограниченным или прогрессирующим.

Абразивный износ



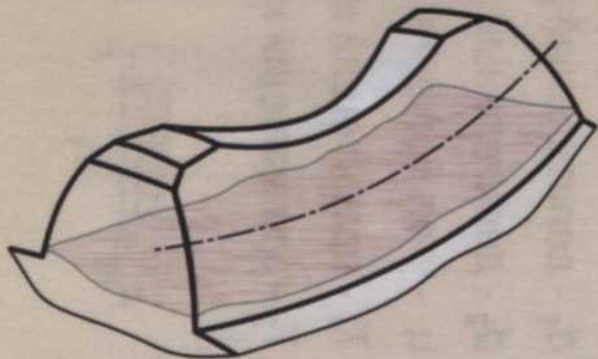
Червячные передачи с низкими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из безоловянной бронзы или чугуна). Износ обусловлен значительным скольжением в зацеплении.

Заедание



Высоконагруженные передачи. При высокой удельной нагрузке происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения витка червяка по зубу колеса.

Поломка зубьев



В червячных передачах поломка зубьев червячного колеса встречается крайне редко и характерна для мелко модульных передач с числом зубьев червячного колеса более 100.

Расчет зубьев на контактную и изгибную прочность

$$\sigma_H = \frac{475}{a} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{a}}$$

$$\sigma_F = \frac{2KT_2Y_F}{1,3m^3qZ_2} \text{Cos}\gamma \leq [\sigma_F]$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_{\sigma} C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HF}} \frac{H}{\text{мм}^2}}, \text{ где:}$$

σ_{σ} - предел прочности материала венца,

C_v - коэффициент, принимаемый в зависимости от скорости скольжения

$$N_{HE} = \frac{60}{T_2^4} \sum T_{2i}^4 n_{2i} t_i \quad \begin{array}{l} \text{-Эквивалентное число циклов нагружения} \\ \text{зубьев червячного колеса} \end{array}$$

Допускаемые напряжения на изгиб.

в случае применения для венца червячного колеса бронзы или латуни:

$$[\sigma_F] = \frac{0,44\sigma_T + 0,14\sigma_\sigma}{1,75} \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad \frac{H}{\text{мм}^2}$$

К.П.Д. червячной передачи.

С учётом лишь потерь на трение в зацеплении К.п.д червячной передачи может определяться по формуле;

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho^1)}$$

Тепловой расчет червячной передачи

$$t_M = t_o + \frac{1000(1 - \eta)N}{K_T * S(1 + \psi)}$$

Пути снижения t_M

а) оребрение корпуса редуктора (если оно предварительно не предусматривалось);

б) применение искусственной вентиляции корпуса редуктора;

в) постановка в масляной ванне змеевиков с охлаждающей жидкостью и т.д.

При искусственной вентиляции коэффициент теплоотдачи от стенок корпуса можно принять

$$K_T = (20 \dots 40) \frac{\text{квт}}{\text{м}^2 \text{час}}$$