

Учебная дисциплина
«Детали машин»
Лекция 17 (17.11.2021)

Лектор Д.С. Блинов

3.3. Геометрия червячного колеса.

а) Без смещения $x = 0$

$d_2 = m \cdot z_2$ - делительный диаметр;

$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$ и $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$ - диаметры вершин и впадин;

b_2 - ширина зубчатого венца;

$d_{a2,MAX} = d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$ - наибольший диаметр червячного колеса;

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

- межосевое расстояние

б) Со смещением $x > 0$ ($-1 \leq x \leq 1$)

В ЧП часто используется смещение

чтобы вписаться в округленное или стандарт. межосевое расстояние.

Причина в том, что a_w имеет только 3 значения и много ГОСТов. q параметров (,).

При смещении: - у червяка меняется только $\gamma_w = \arctg[z_1 / (q + 2 \cdot x)]$

Вводится угол подъема витков резьбы по $d_2 = m \cdot z_2$

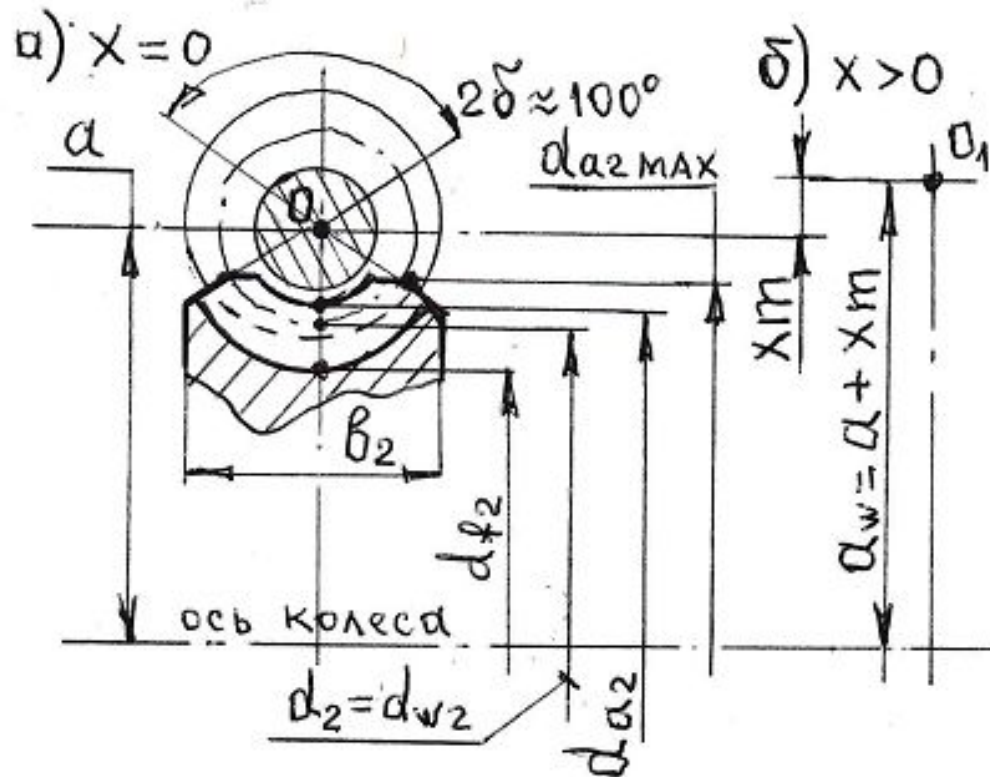
- у червячного колеса на $a_w = a + x \cdot m = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2) + x \cdot m$ меняются все диаметры, кроме

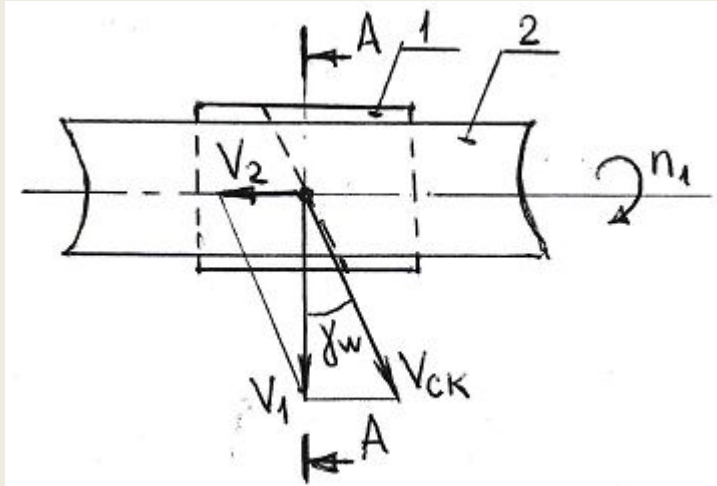
Межосевое расстояние $a_w = (a_w / m) - 0,5 \cdot (q + z_2) \quad |x| \leq 1$. Для выбора

имеем

следующую систему: -

; - ; - и имеют

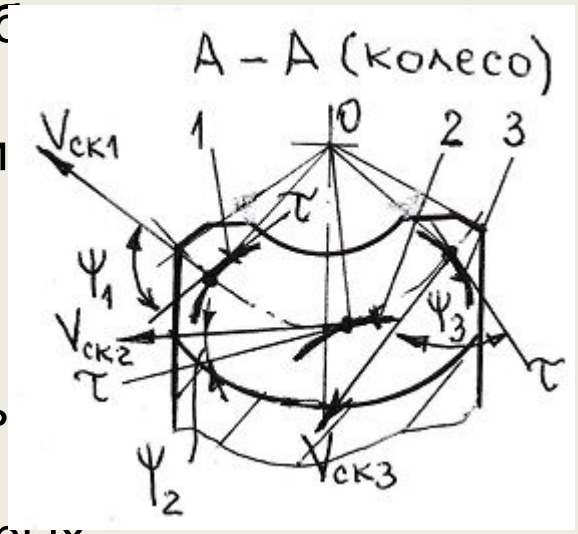




а) В средней плоскости червячного колеса Известно, что $V_{ск} = V_1 / \cos \gamma_w$. Скорость

жизни, 2, 3

б) На зубе колеса, см



рисунке.

τ

- линии

контакта;

- скорости сколь

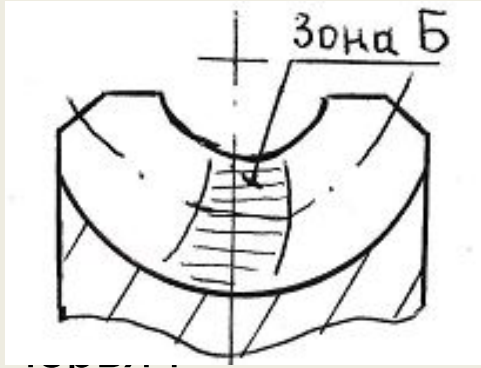
жения;

ψ_i

τ

- касательные к линиям контакта в точках, в которых определены скорости скольжения;

- углы между скоростями скольжения и касательными к линиям контакта в точках, в которых определены скорости скольжения



идкостного трения лучше всего, если ψ_i велики к τ . Если ψ_i мал, то в этой зоне имеется высокая температура и большие потери на трение. На зубе колеса такая зона «Б», см. рис. ниже.

Были выполнены эксперименты, для них брались

3.5. Материалы деталей ЧП.

Из-за высокой $V_{СК}$ необходимо использовать антифрикционные пары, в кото-рых один материал жесткий и твердый – СТАЛЬ, а другой – мягкий.

В машиностроении червяк, являющийся конструктивно нежестким, изготавли-вают из стали: - малоуглеродистой (15X, 20X, 18 ХГТ, ...) с ТО цементация;

- среднеуглеродистой (40X, 40ХН, 35ХМ, ...) с ТО улучшение + закалка ТВЧ.

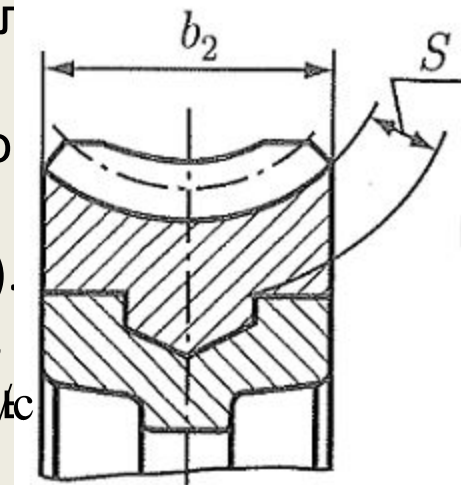
Архимедовы червяки изготавливают из среднеуглеродистой стали с ТО улучшен.

Требования, предъявляемые к червяку: высокие прочность, жесткость и твердость; малая шероховатость (витки шлифуют и пог склон-ность к заеданию.

Червячные колеса $V_{СК}$ изготавливают из материалов, кото можно разделить на 3 группы.

I группа – оловянные бронзы (БрО10Ф1, БрО5Ц5С6, ...). Их применяют, если $V_{СК} < 2$ м/с. Эти материалы дорогие, поэтому колесо изготавливают сборным (венец из бронзы, а ступица – из чугуна, редко из стали).

II группа – безоловянные бронзы (БрА9Ж3Л и др.) и латуни (ЛАЖМц66-6-3-2 и др.). Их применяют, если $V_{СК} < 2$ м/с. Они дешевле предыдущих материалов, но червячные колеса



3.6. Причины выхода из строя ЧП. В работающей ЧП возникают σ_H и σ_F и 5

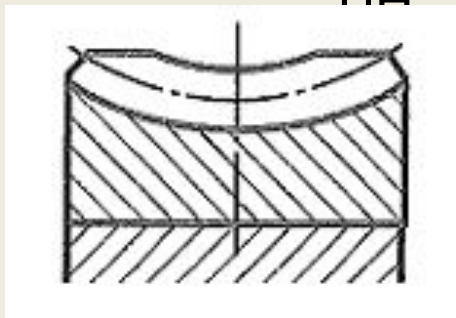
Из строя, как правило, выходят червячные колеса по следующим причинам:

а) Усталостное выкрашивание под действием σ_H венцы которых изготовлены из материалов σ_H . Допускаемые напряжения определяют по кривой Веллера, см. рис.



б) Заедание под действием σ_H для материалов колес II и III групп. Такие колеса не дотягивают по числу циклов до усталостного выкрашивания. Ранее наступает заедание. Допускаемые напряжения определяют из ограничений по заеданию (см. рис).

в) Износ под действием σ_F при недостаточной или загрязненной смазке, а также при частых включениях-



д действием σ_F , как следствие износа бывает крайне малым модулем. Зуб σ_F колеса (см. нижний рис.) на изгиб очень прочный. Он низкий, широкий, косой, имеет С-образную

3.7. Особенности расчета ЧП.

Для расчета используют условия контактной и изгибной выносливости. Последнее в виде проверочного расчета.

Расчет проводят методом последовательных приближений (итераций), т.к. все основные параметры ЧП (даже выбор материала колеса) зависят от $V_{СК}$, а ее можно точно определить только в конце расчета по известным геометрическим параметрам.

Для 1-го приближения используют следующие эмпирические зависимости

$$a_w' \approx 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma]_H^2}}$$

a_w'

;

$V_{СК}$

символ «'» говорит о приближении.

По a_w' выбирают материал колеса. Далее определяют геометрические параметры и для них величину $V_{СК}$. Затем проверяют условия контактной и изгибной выносливости, рассчитанные по точным зависимостям.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то переходят ко 2-му приближению, для которого $V_{СК}$ берут таким, какое получилось в конце 1-го приближения.

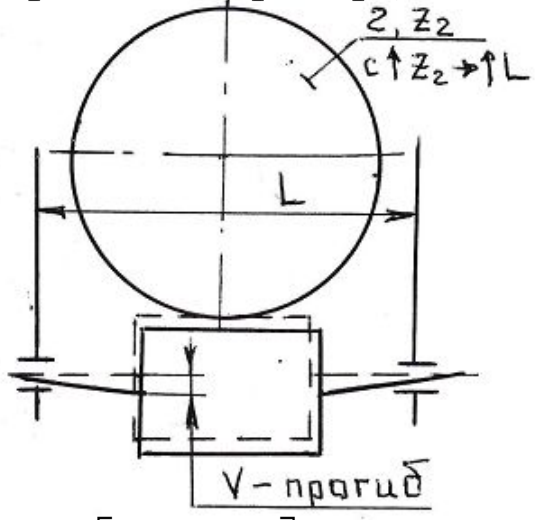
И так далее, пока оба условия не выполняются.

3.8. Расчетная нагрузка больше номинальной в K раз, где

$K = K_\beta \cdot K_V$ - коэффициент нагрузки.

3.8.1. Коэффициент концентрации нагрузки на зубе колеса из-за деформаций нежесткого червяка. Из-за прогиба вала-червяка колесо контактирует как бы с червяком большего диаметра (см. рис. внизу).

Отсюда их углы не совпадают и происходит концентрация (см. рис. справа). L^3 , а L пропорц. z_2 , т.е. V пропорц. z_2^3



а) До начала приработки.

$$K_\beta^0 = \frac{P_{MAX}}{P_{CP}} = \frac{P_{MAX}}{P_{CP}} = 1 + \frac{P_{MAX} - P_{CP}}{P_{CP}} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3$$

⊖

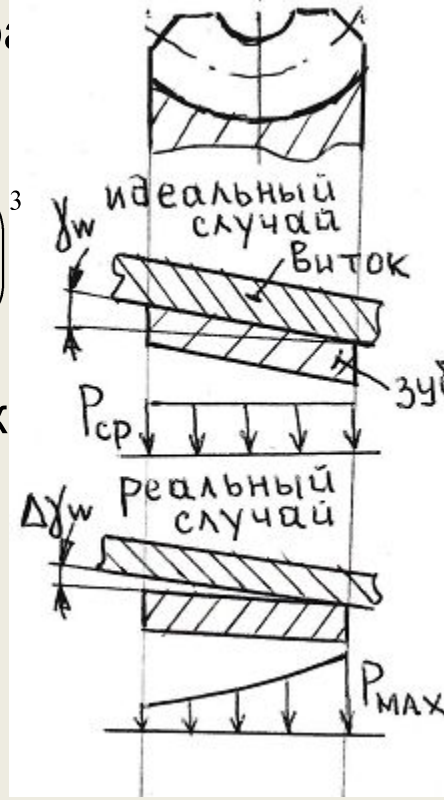
где Θ - коэф. деформации червяка (х-ка его жесткости);

б) После приработки.

X

где $\left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3$ коэффициент режима

$$K_\beta = \left[1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \right] \cdot (1 - X) + X = 1 - X + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X) + X = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - X)$$



3.8.2. Коэффициент внутренней динамической нагрузки K_V (V-толщина изготовления; наличие смазки; её вязкости и т.д.)

ЧП косозубая, колесо мягкое, отсюда хорошая приработка и плавная и бесшум-

3.9. КПД червячного редуктора.

$$\eta_{\text{РЕД}} = \eta_{\text{ЧП}} \cdot \eta_{\text{ОПОР}} \cdot \eta_{\text{СМАЗКИ}} \cdot \eta_{\text{ПЛОТН}} \cdot \eta_{\text{ВЕНТ}} \dots$$

ВСЕ ЭТИ ВЕЛИЧИНЫ БЛИЗКИ К ЕДИНИЦЕ

Поэтому основные потери в червячном редукторе составляют потери в ЧП.

Эти потери велики, так как червяк – это винт, а для него $\eta_{\text{ЧП}} = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi')}$,

где: $\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x}$ – угол подъема витка по ;

$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$ – приведенный угол трения.

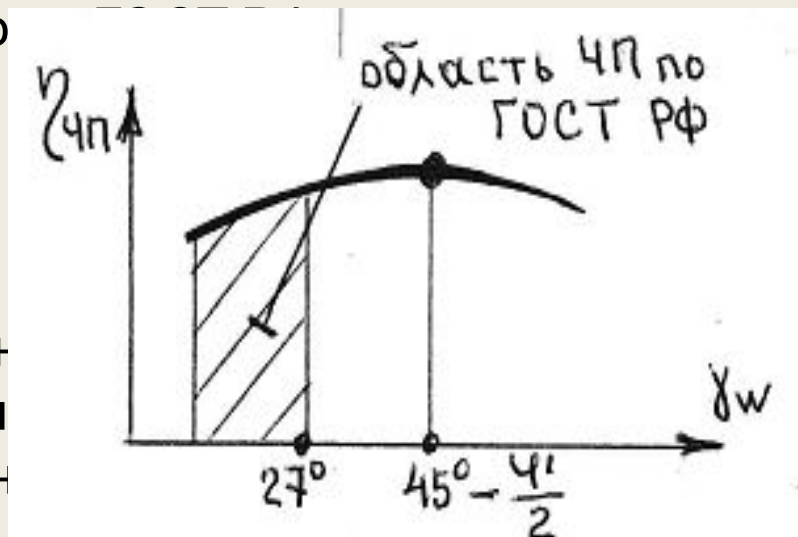
Для повышения КПД ЧП надо: z_1

- повысить за счет: - увеличения , но график;

φ' - уменьшить , но

- уменьшить за счет: - снижения коэф. трения (качественные антифрикционные материалы, качественная смазка, снижение шероховатости червяка, повышение твердости и т.д.);

$$z_{1, \text{MAX}} = 4$$



- совершенствования

геометрии в зоне зацепления и т.д.

3.10. Силы в зацеплении.

Дано: T_1 ; d_{w1} ; T_2 ; d_2

Допущения: $F_{TP} = 0$; $x = 0$

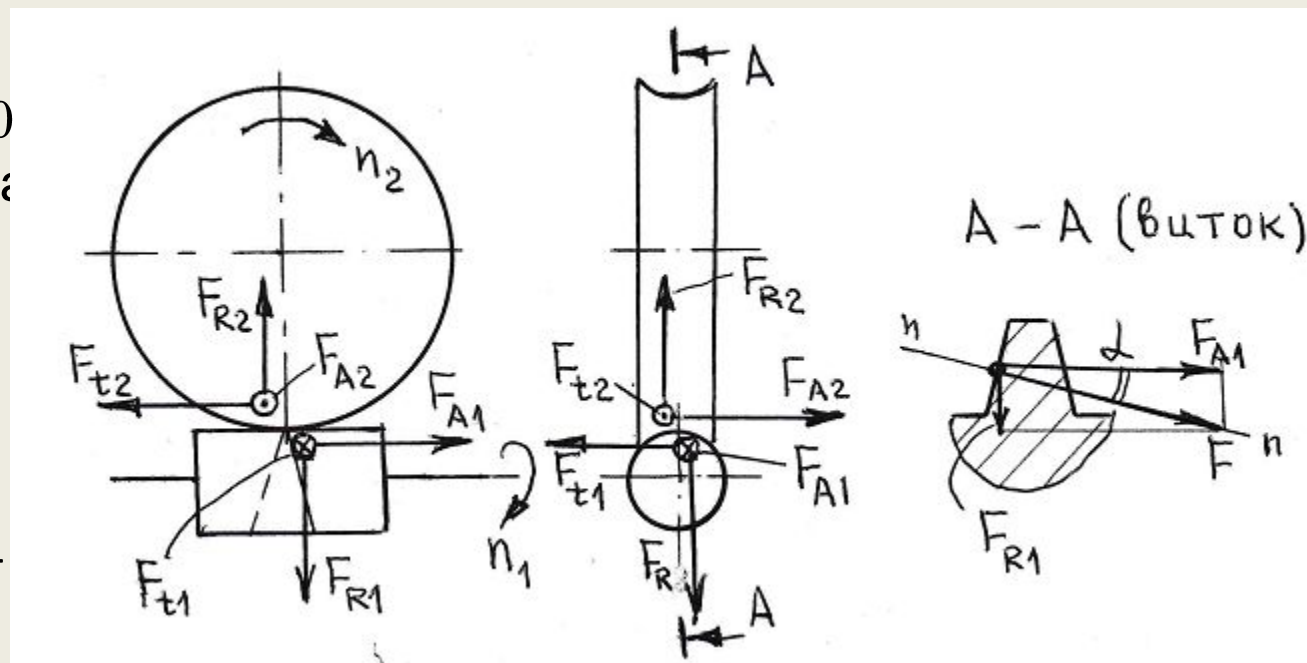
По 3-му закону Ньютона см. схему, имеем:

$$F_{t1} = F_{A2}$$

$$F_{R1} = F_{R2}$$

$$F_{A1} = F_{t2}$$

Из уравнения равновесия червячного колеса



$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = F_{A1}$$

Из уравнения равновесия червяка $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = F_{A2}$

Из геометрии (см. сечение A - A) $F_{R1} = F_{A1} \cdot \text{tg} \alpha = F_{R2}$

3.11. Расчет червячного редуктора на нагрев.

Пусть η - КПД редуктора, без учета КПД вентилятора. При этом P_2 / P_1
 Тогда потери = $P_1 - P_2 = P_1 - \eta \cdot P_1 = P_1 \cdot (1 - \eta)$. Будем считать, что вся

потерен-
 ная мощность идет на нагрев редуктора. Отсюда в единицу времени
 выделится

следующее количество тепла $Q_{\text{ОТВ}} = k_T \cdot A \cdot (t_M - t_0) \cdot (1 + \psi)$, *вт*

В единицу времени (корпус) редуктора и плитой (рамой) отводится
 следую-
 щее количества тепла

где $t_0 = 20^\circ\text{C}$

- коэффициент теплоотдачи;

$0 \leq \psi \leq 0,5$, площадь редуктора + 50% площади ребер, омываемых
 воздухом;

$$Q_{\text{ВЫД}} = Q_{\text{ОТВ}}$$

$t_M = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{k_T \cdot A \cdot (1 + \psi)}$ установившаяся температура масла в корпусе редуктора;
 нормальная температура; $t_M > [t]$

- коэффициент учитывающий теплоотдачу в плиту или раму.

Из уравнения теплового баланса после преобразований
 получим $k_T \approx 100 \dots 200$

Если , то это приведет к потере

смазки

своих свойств. Если , то последов.:

а) Увеличивают площадь редуктора за счет ребер (ребрение):