

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  $d_2 = m \cdot z_2$

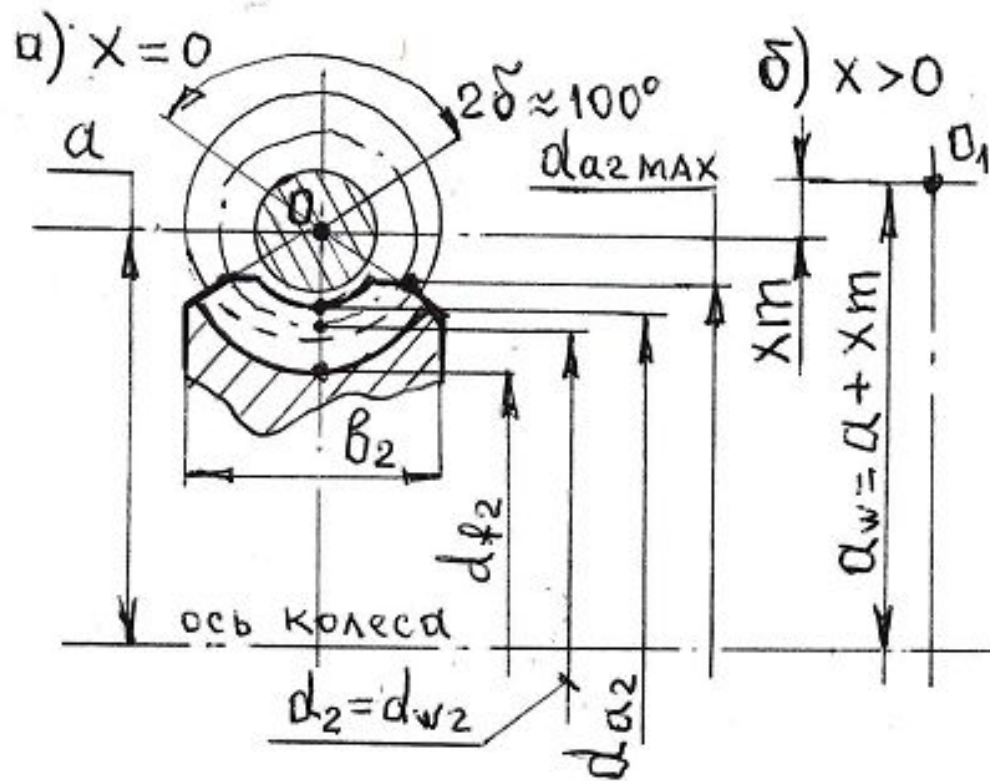
- у червячного колеса на  $a_w = a + x \cdot m = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2) + x \cdot m$  меняются все диаметры, кроме

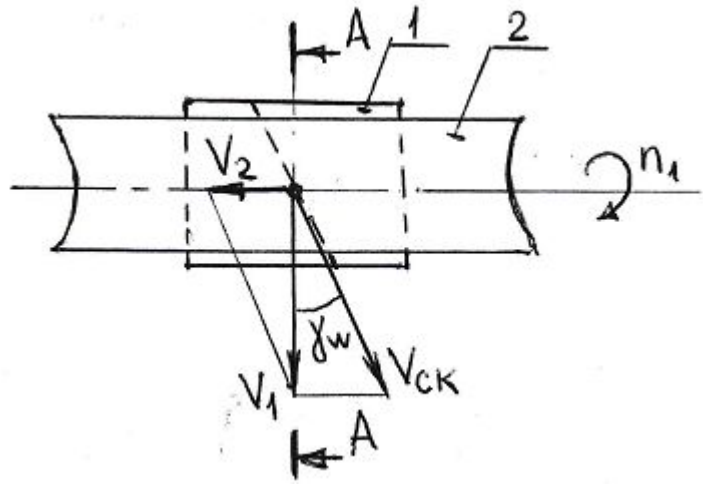
Межосевое расстояние  $a_w = (a_w / m) - 0,5 \cdot (q + z_2) \quad |x| \leq 1$ . Для выбора

имеем

следующую систему: -

; - ; - и имеют

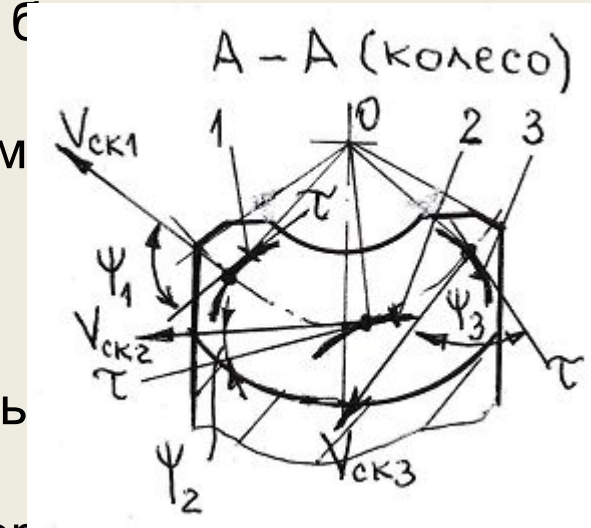




а) В средней плоскости червячного колеса Известно, что  $V_{ск} = V_1 / \cos \gamma_w$ . Скорость

жизни, 2, 3

б) На зубе колеса, см



рисунке.

$\tau$

- линии

контакта;

- скорости сколь

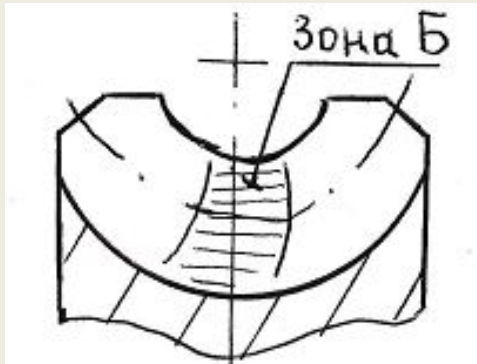
жения;

$\psi_i$

$\tau$

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

- углы между скоростями скольжения и касательными



идкостного трения лучше всего, ближе к  $90^\circ$ . Если  $\psi$  мал, то в этой зоне имеется высокая нагрузка 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.

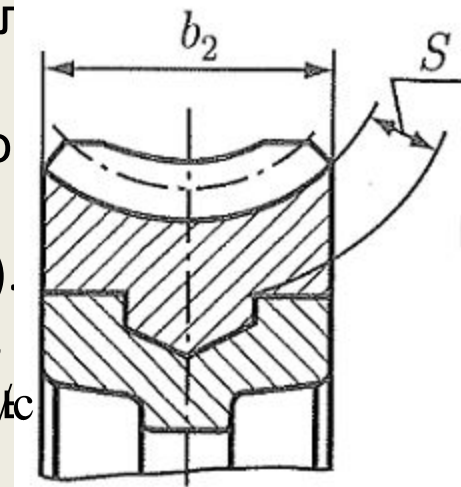
Архимедовы червяки изготавливают из среднеуглеродистой стали с ТО улучшен.

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).

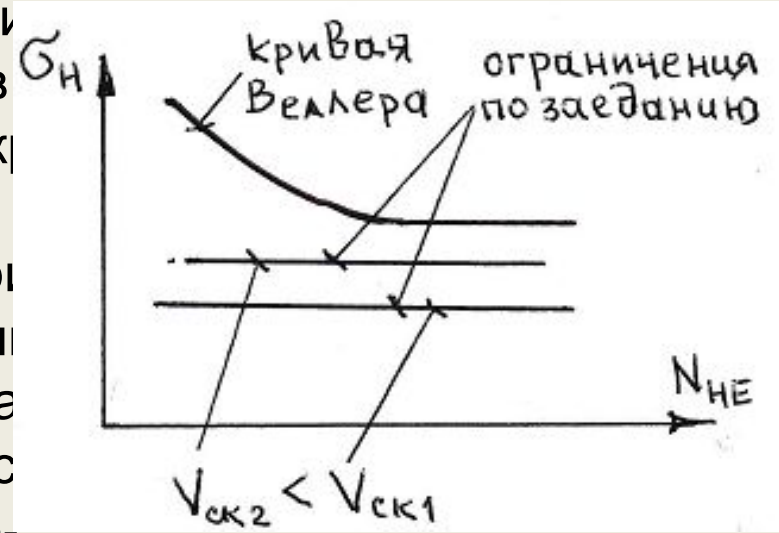
II группа – безоловянные бронзы (БрА9Ж3Л и др.) и латуни (ЛАЖМц66-6-3-2 и др.). Их применяют, если  $V_{СК} < 2$  м/с. Они дешевле предыдущих материалов, но червячные колеса



### 3.6. Причины выхода из строя ЧП. В работающей ЧП возникают $\sigma_H$ и $\sigma_F$ и 5

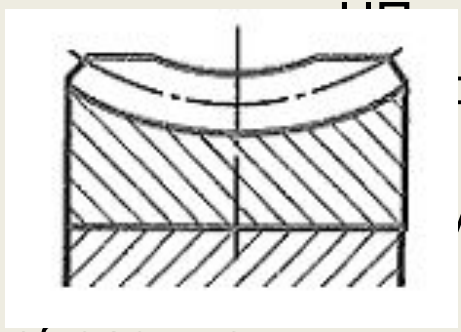
Из строя, как правило, выходят червячные колеса по следующим причинам:

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



б) Заедание под действием  $\sigma_H$  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  $\sigma_F$  при недостаточной или загрязненной смазке, а также при частых включениях-



д действием  $\sigma_F$ , как следствие износа бывает крайне малым модулем. Зуб 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.

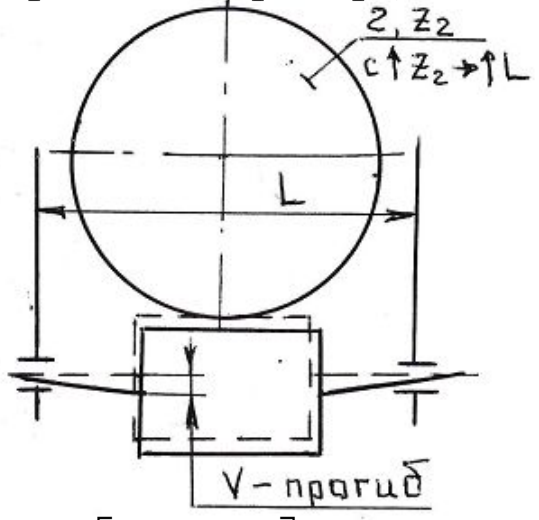
И так далее, пока оба условия не выполняются.

### 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 нагрузки (см. рис. справа).  $L^3$ , а  $L$  пропорц.  $z_2$ , т.е.  $V$  пропорц.  $z_2^3$



а) До начала приработки.

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

⊖

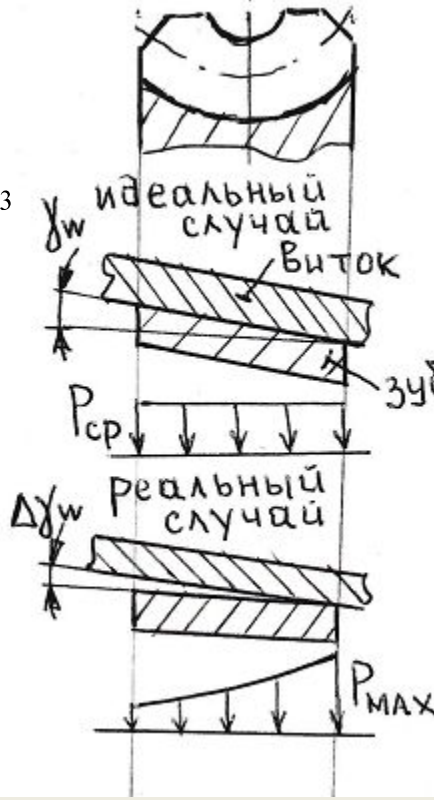
где  $\Theta$  - коэф. деформации червяка (х-ка его жесткости  $K_1$ );

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 бесшумная работа. При работе  $z_2 < 3, m/c$  - да  $V_2$  приработка и плавная и бесшумная работа. При работе  $z_2 > 3, m/c$  - да  $V_2$  приработка и плавная и бесшумная работа.

### 3.9. КПД червячного редуктора.

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

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:

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x} \quad - \text{угол подъема витка по};$$

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

Для повышения КПД ЧП надо:  $z_1$

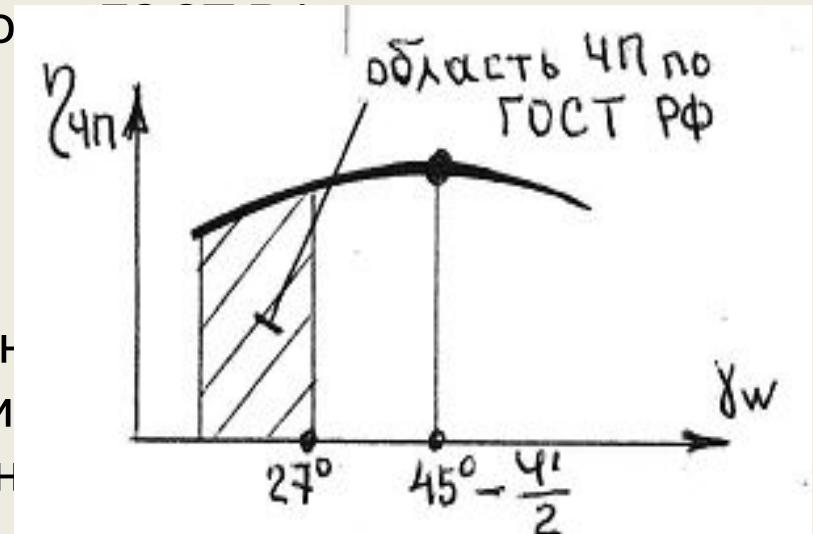
- повысить за счет: - увеличения  $q$ , но график;

$$q_{\text{MIN}} = 0,212 \cdot z_2$$

$\varphi'$  - 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:

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

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

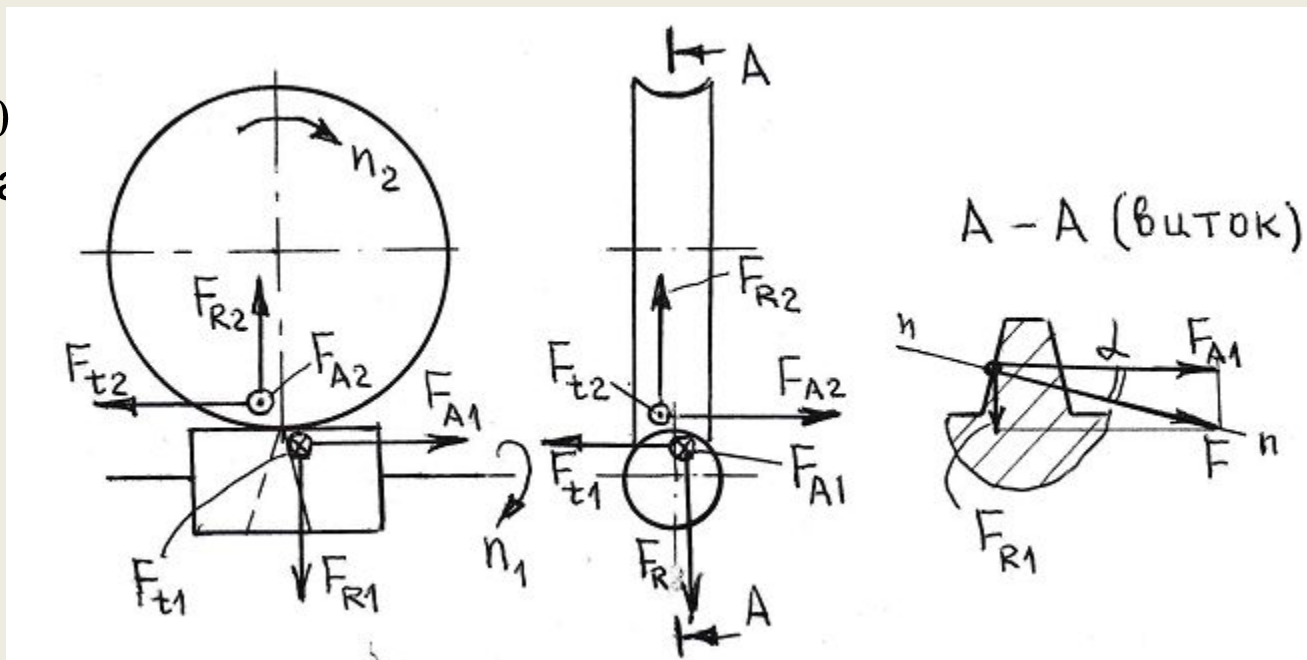
$$F_{A1} = F_{t2}$$

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 А - А)  $F_{R1} = F_{A1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_{R2}$



### 3.11. Расчет червячного редуктора на нагрев.

Пусть  $\eta$  - 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

потеренная 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 следующее количества тепла

где  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  - коэффициент теплоотдачи;

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

$$Q_{\text{ВЫД}} = Q_{\text{ОТВ}}$$

$t_M = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{k_T \cdot A \cdot (1 + \psi)}$  установленная 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):