

## ЛЕКЦИЯ 17

**Краткое содержание:** *Ремённые передачи: достоинства и недостатки, классификация, материалы и конструкции приводных ремней. Кинематика и геометрия ремённых передач. Усилия и напряжения в ветвях ремня. Критерии работоспособности ремённых передач.*

### РЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

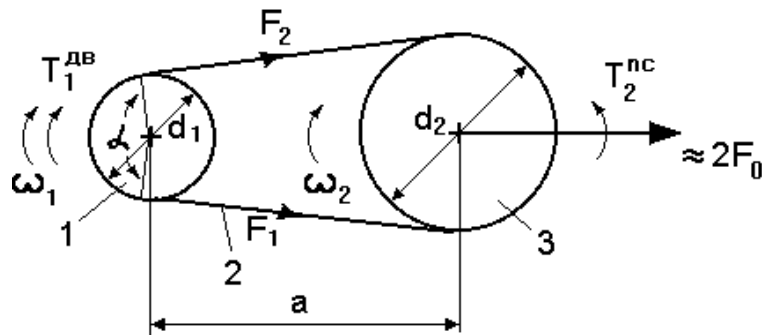


Рисунок 3.27

**Ремённые передачи**- передачи гибкой связью за счёт силы трения между ремнём и шкивом. 1- ведущий шкив; 2- ремень; 3- ведомый шкив.

#### Достоинства:

- 1) Простота конструкции, быстрая замена ремня.
- 2) Плавность и бесшумность работы.
- 3) Передача мощности на большие расстояния ( до 15 м).
- 4) Невысокие требования к точности установки валов.
- 5) Допускает кратковременную пробуксовку при случайных перегрузках.

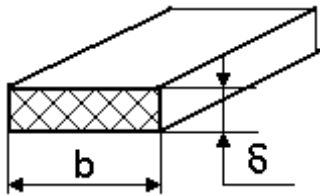
#### Недостатки:

- 1) Большие габариты при одинаковой мощности с зубчатой.
- 2) Боится попадания смазки.
- 3) Значительные нагрузки на валы и опоры из-за необходимости предварительного натяжения.
- 4) Низкая долговечность ремня.
- 5) Непостоянство передаточного отношения при пробуксовывании и при различных нагрузках ( $\varepsilon = f(T_2)$ ).
- 6) Из-за электризации ремня нельзя использовать во взрывоопасных помещениях.

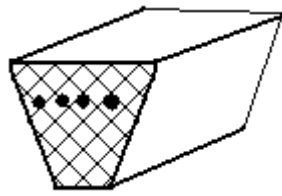
## КЛАССИФИКАЦИЯ

### 1) По профилю поперечного сечения ремня:

плоскоремённые  
( $b_{\text{ЭКВ}} \approx b$ )



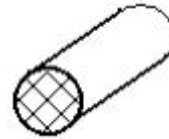
клиноременные  
( $b_{\text{ЭКВ}} \approx 1,5 \cdot b$ )



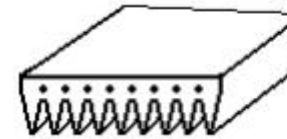
многоручьевые



круглоремённые



поликлиновые  
( $b_{\text{ЭКВ}} \approx 2,5 \cdot b$ )



зубчатые

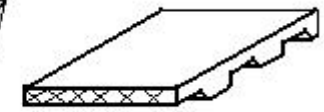


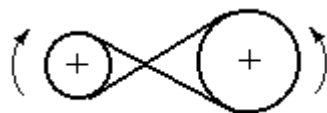
Рисунок 3.28

### 2) По расположению в пространстве:

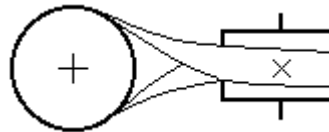
открытая передача



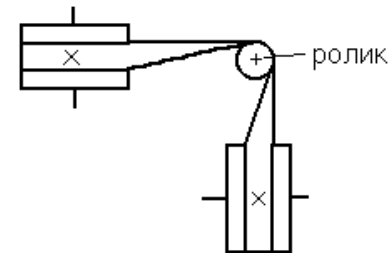
перекрестная



полуперекрестная



угловая передача



многоскивная

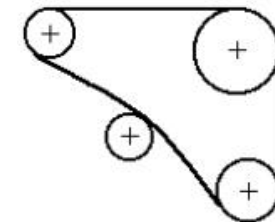


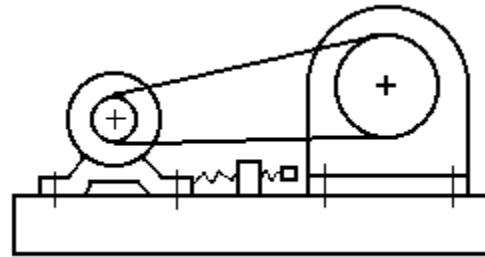
Рисунок 3.29

### 3) По способу регулирования натяжения ремня:

простые  
(ремень ушивается)



с периодическим регулированием



с автоматическим регулированием

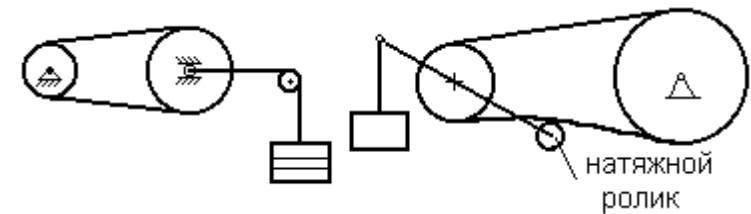


Рисунок 3.30

### ТРЕБОВАНИЯ К МАТЕРИАЛАМ РЕМНЕЙ

- 1) Высокая усталостная прочность при действии циклически изменяющихся напряжений изгиба.
- 2) Большой коэффициент трения ремень – шкив, для уменьшения усилия предварительного натяжения.
- 3) Высокая износостойкость.
- 4) Малая изгибная жёсткость при огибании шкивов.

### ПЛОСКИЕ ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ

- 1) **Синтетические ремни** – наиболее перспективные, высокая прочность, долговечность, тяговая способность (мало освоены промышленностью). В России – это капроновая ткань, пропитанная раствором полиамида С-6 и покрытая пленкой на основе полиамида и каучука (бесконечные). Скорость до 75 м/с, при  $\delta = 0,8$  мм  $P_{\text{разр}} = 60$  Н/мм.
- 2) **Резинотканевые ремни** (ГОСТ 23831 – 79\*) – нашли наибольшее распространение (дешевле), менее прочные, меньше тяговая способность и долговечность, конечные. **Ремень** - несколько слоев хлопчатобумажной ткани - «белтинга», связанных вулканизированной резиной.

Тип А (скорость до 30 м/с)



Тип Б (скорость до 20 м/с)



Тип В (скорость до 15 м/с)



Рисунок 3.31

- 3) **Прорезиненные с лавсановым кордшнуром** (ТУ 38-105514-77). Скорость меньше 35 м/с,  $L < 5600$  мм,  $\delta = 2,8$  мм  
 $b = 30 \dots 50$  мм. При  $\delta = 0,7$ мм  $P_{\text{разр}} = 280$  Н/мм.



Рисунок 3.32

- 4) **Кожаные ремни** – дороги, удлиняются при высокой влажности, высокая несущая способность, долговечность, хорошо воспринимают ударную и переменную нагрузку, дефицитны. Скорость меньше 45 м/с.
- 5) **Хлопчатобумажные** – выходят из употребления, дешевые, низкая долговечность, повреждаются кромки, хорошая сцепляемость со шкивом, чувствительные к действию водяных паров, кислот. Использовались в легких быстроходных передачах со шкивами малых диаметров.

### ПРИВОДНЫЕ КЛИНОВЫЕ РЕМНИ

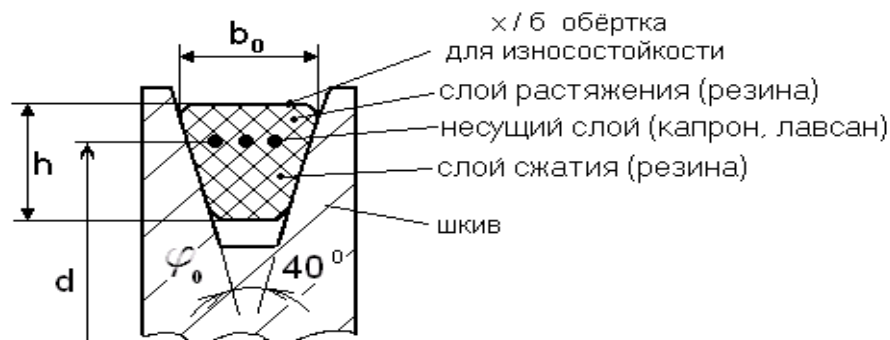


Рисунок 3.33

Ремни работают боковыми сторонами. Благодаря клиновому действию – повышенное сцепление:

$$f' = \frac{f}{\cos 70^\circ} \approx 3f$$

Кордшнуровые более гибкие и долговечнее, заменяют кордтканевые ремни.

Клиновые ремни выпускают бесконечными.

Расчётные длины ремней измеряют по нейтральному слою в натянутом состоянии.

Промышленностью выпускается 11 стандартных профилей:

а) семь профилей **нормального сечения** ( $b_0 / h = 1,6$ ) по ГОСТ 12841.1-80.

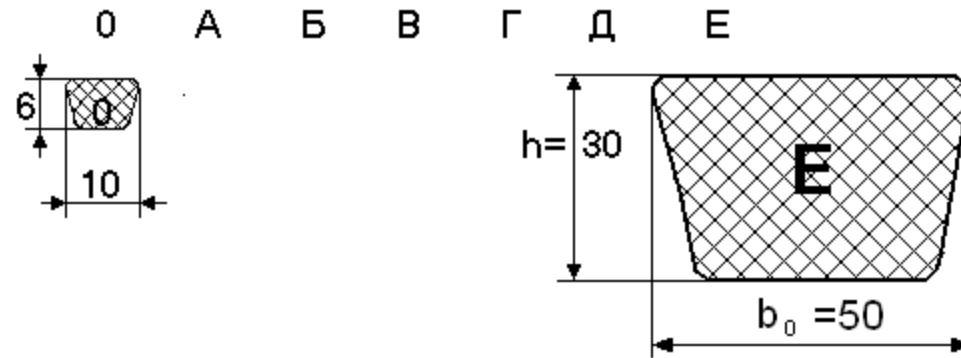


Рисунок 3.34

б) четыре профиля **узкого сечения** ( $b_0 / h = 1,2$ ) по ТУ 38-105161-84.

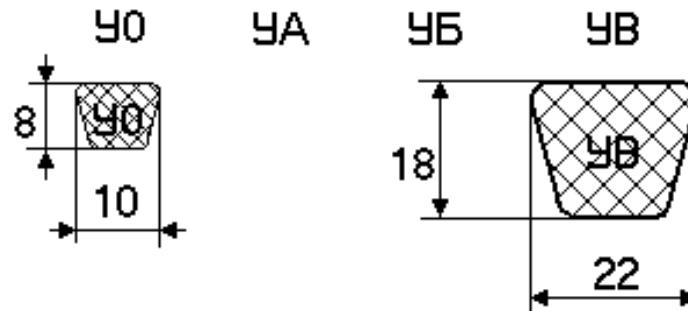


Рисунок 3.35

Четыре узких профиля – перекрывают семь нормальных по тяговой способности. Передают в 1,5 ... 2 раза больше мощности из-за большей прочности корда.

## КИНЕМАТИКА РЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

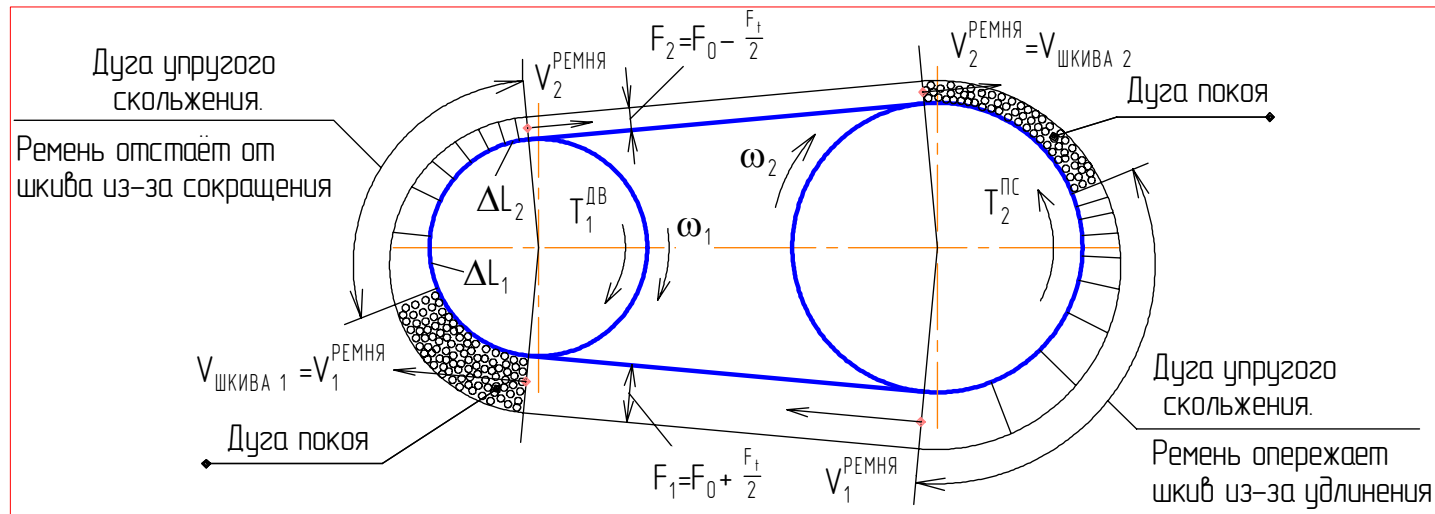


Рисунок 3.36

Так как шкив 1 ведущий, а второй шкив сопротивляется движению, то усилие натяжения набегающей на шкив 1 ветви  $F_1$  всегда будет больше натяжения сбегаящей ветви  $F_2$ .

Тогда и удлинение элементарного участка ремня в момент набегания  $\Delta L_1$  будет больше удлинения  $\Delta L_2$ , в момент сбегания. Следовательно, в местах контактирования ремня с первым шкивом будет наблюдаться проскальзывание (отставание) ремня относительно шкива, что приведёт к снижению скорости ремня  $V_1$  до  $V_2$ .

Чем больше момент  $T_2^{ПС}$ , тем больше разница в: натяжениях ветвей, удлинениях участков ремня и скоростях.

Различают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое скольжение (пока дуга покоя  $>0$ ) и буксование (при перегрузках - когда дуга покоя равна нулю).

Если  $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \approx 0,01 \dots 0,02$  - коэффициент относительного проскальзывания (упругого скольжения), то

$V_2 = V_1 \cdot (1 - \varepsilon)$  - окружная скорость ведомого шкива. Из этого уравнения  $\omega_2 \cdot d_2 = \omega_1 \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon)$ .

Следовательно  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$  - передаточное отношение ремённой передачи.

## ГЕОМЕТРИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

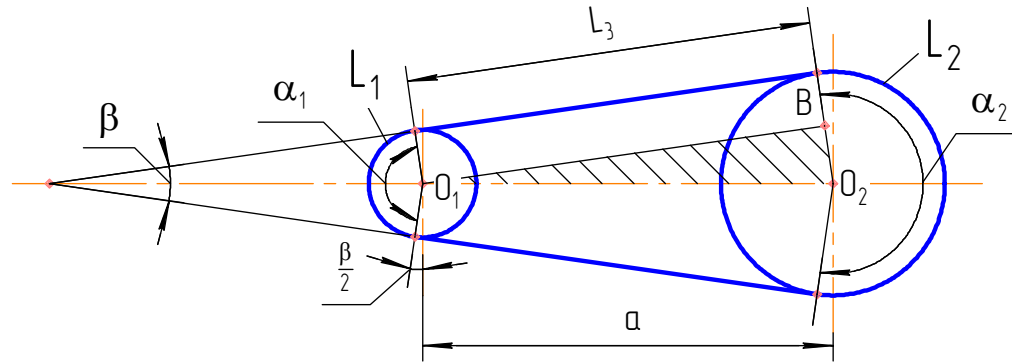


Рисунок 3.37

1) **Определение угла обхвата шкива,  $\alpha$ :**  $\alpha = \alpha_1 = 180^\circ - \beta$ , где  $\sin \frac{\beta}{2} = \frac{O_2B}{O_1O_2} = \frac{(d_2 - d_1)/2}{a} \approx \frac{\beta}{2}$  (для малых углов).

Тогда  $\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57.3^\circ$  - угол обхвата.

Так как со снижением  $\alpha$  снижается тяговая способность передачи, вводят ограничения :

$\alpha \geq [\alpha] = 120^\circ$  – для клиновых ремней;  $\alpha \geq [\alpha] = 150^\circ$  – для плоских ремней.

2) **Определение длины ремня  $L$ :** Согласно рисунку 3.37:  $L = L_1 + L_2 + 2L_3$ ,

где  $L_1 = \frac{d_1}{2}(\pi - \beta)$ ;  $L_2 = \frac{d_2}{2}(\pi + \beta)$ ;  $L_3 = a \cdot \cos \frac{\beta}{2} = a \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\beta}{2}} = a \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \sin^2 \frac{\beta}{2}\right)$ .

Тогда  $L = 2a + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$  - длина ремня. Длину клиновых ремней округляют до стандартной длины.

Из последнего выражения:  $a = \frac{1}{8} \left[ 2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]$  - межосевое расстояние.

## УСИЛИЯ И НАПРЯЖЕНИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ

### 1) Напряжение от предварительного натяжения ремня $\sigma_0$ :

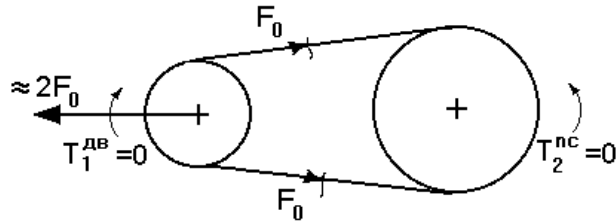


Рисунок 3.38

После предварительного натяжения ремня, до приложения  $T_2^{пр}$ , усилия в набегающей и сбегающей ветвях - будут одинаковыми.

Если  $F_0$  – усилие от предварительного натяжения ремня;  
 $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \text{ - напряжение от предварительного натяжения ремня.}$$

Из опыта эксплуатации ремней рекомендуется:  $\sigma_0 = 1,8$  МПа для плоских ремней;  $\sigma_0 = 1,2$  МПа для клиновых ремней.

### 2) Полезные напряжения в ремне $\sigma_t$ :

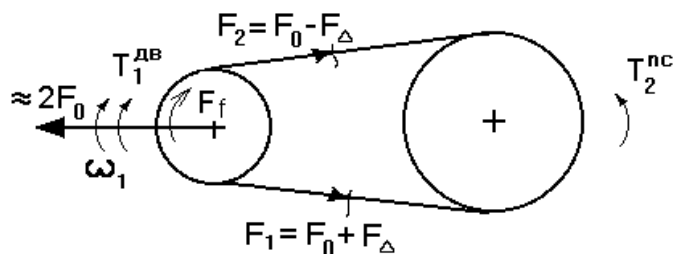


Рисунок 3.39

После приложения полезной передаваемой нагрузки  $F_t = 2T_1/d_1 = F_f$ , усилия в ветвях ремня перераспределяются:  $F_1 = F_0 + \Delta F$ ;  $F_2 = F_0 - \Delta F$ .

$$\text{Из суммы уравнений получим: } F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (1)$$

$$\text{Из условия равновесия ремня: } F_1 - F_2 = F_f = F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (2)$$

Складывая уравнения (1) и (2), получим:  $2F_1 = 2F_0 + F_t$ .

Следовательно:  $F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}$ ;  $F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$  - усилия в ветвях ремня. Если поделить на площадь сечения ремня:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2};$$

$$\sigma_2 = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}$$

- напряжения в ветвях ремня, где  $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$  - напряжение от полезной передаваемой нагрузки.



### 3) Напряжение от действия центробежных сил $\sigma_v$ :

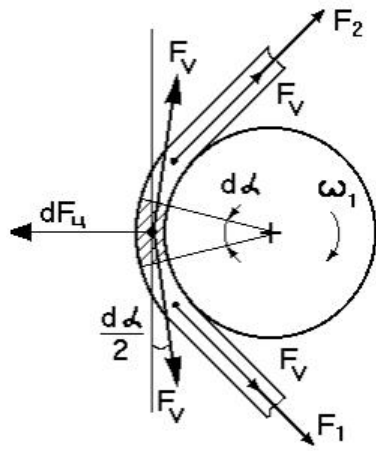


Рисунок 3.40

$F_v$  – дополнительное натяжение от действия центробежных сил.

Из условия равновесия элементарного объема ремня:  $dF_u = 2F_v \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \approx 2F_v \cdot \frac{d\alpha}{2}$ ;

Сила инерции элементарной массы ремня:

$$dF_u = dm \cdot a^n = q \cdot d\alpha \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{V^2}{\frac{d_1}{2}}$$

Тогда  $F_v = q \cdot V^2$  – натяжение от центробежных сил, где  $q$  – масса одного метра ремня.

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{qV^2}{A} = \rho \cdot V^2$$

- напряжение от действия центробежных сил, где  $\rho$  – плотность материала ремня.

### 4) Напряжение изгиба в ремне $\sigma_u$ :

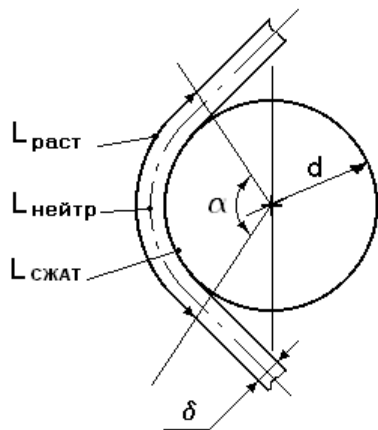


Рисунок 3.41

По закону Гука:

$$\sigma_u^{\text{MAX}} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta L}{L_{\text{нейтр}}} = E \cdot \frac{L_{\text{раст}} - L_{\text{нейтр}}}{L_{\text{нейтр}}} = E \cdot \frac{\alpha \cdot \left(\frac{d}{2} + \delta\right) - \alpha \cdot \left(\frac{d}{2} + \frac{\delta}{2}\right)}{\alpha \cdot \left(\frac{d}{2} + \frac{\delta}{2}\right)} = E \cdot \frac{\delta}{d + \delta} \approx E \cdot \frac{\delta}{d}$$

Следовательно,  $\sigma_u = E \cdot \frac{\delta}{d}$  – напряжение изгиба в ремне.

### КАРТИНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ ПО ДЛИНЕ РЕМНЯ

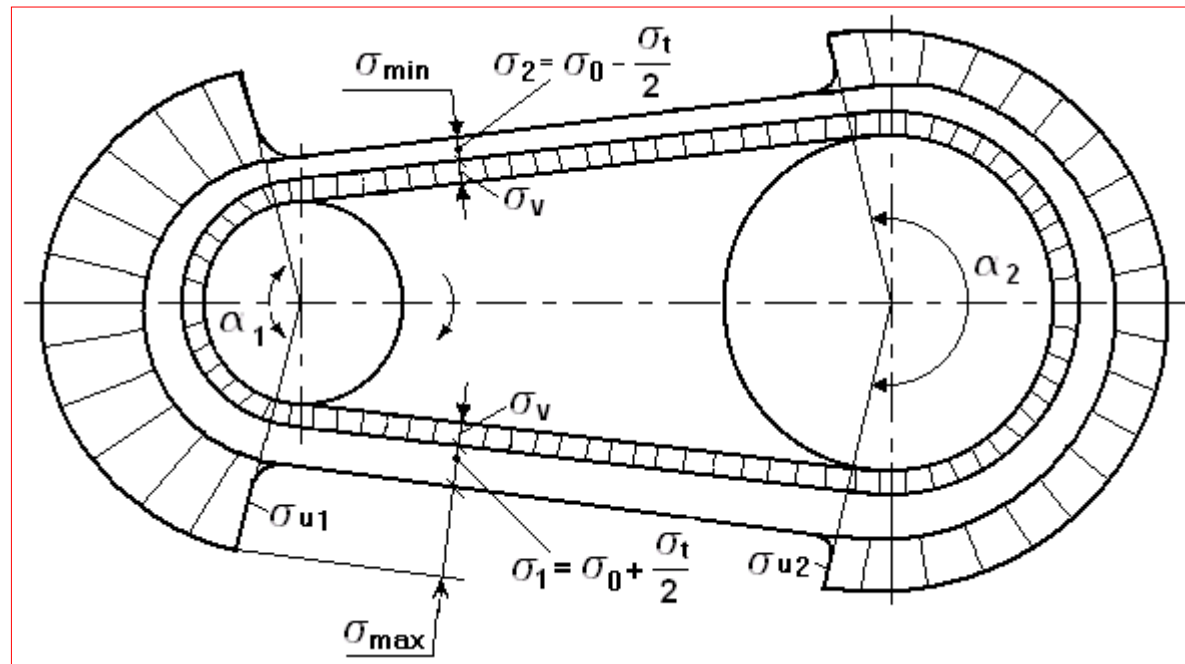


Рисунок 3.42

### КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЁННЫХ ПЕРЕДАЧ

- 1) Долговечность ремня (из условия сопротивления изгибной усталости).
- 2) Тяговая способность ремённой передачи (прочность сцепления ремня со шкивом).

## ЛЕКЦИЯ 18

**Краткое содержание:** *Расчёт ремня на долговечность из условия сопротивления изгибной усталости. Расчёт ременной передачи на тяговую способность (на прочность сцепления ремня со шкивом). Нагрузка на вал от шкива ременной передачи.*

### РАСЧЁТ РЕМНЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ИЗ УСЛОВИЯ СОПРОТИВЛЕНИЕ ИЗГИБНОЙ УСТАЛОСТИ

Из картины распределения напряжений по длине ремня видно, что напряжения в ремне изменяются циклически от  $\sigma_{\min}$  до  $\sigma_{\max}$ , то есть могут вызвать усталостные повреждения.

Наибольшее влияние на усталостное повреждение ремня оказывают напряжения изгиба:

$$\sigma_U = E \cdot \frac{\delta}{d_1}$$

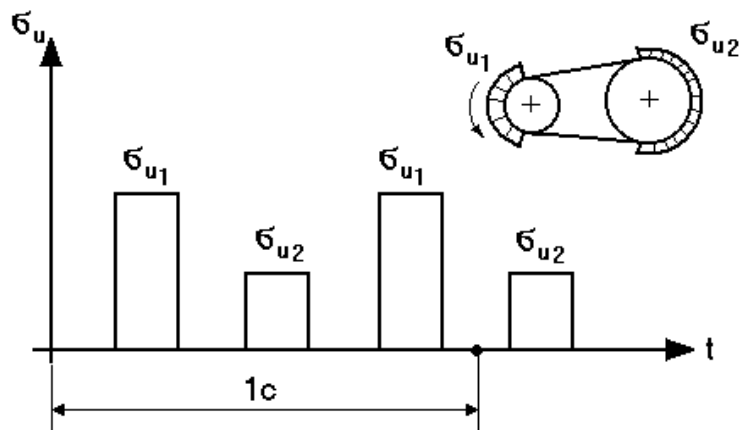


Рисунок 3.43

Сопротивление ремня усталости от  $\sigma_U$  (или долговечность) на практике повышают двумя способами:

- 1) ограничивают напряжение изгиба по амплитуде за счёт ограничения минимального диаметра шкива:

$$d_1 \geq 30 \cdot \delta \quad \text{- для плоских ремней (где } \delta \text{ – толщина ремня);}$$

$$d_1 \geq d_{\min} \quad \text{- для клиновых ремней (где } d_{\min} = 63 \text{ мм для профиля «О», 90 мм для профиля «А» и т.д.)}$$

- 2) ограничивают число циклов напряжений за счёт ограничения

**частоты пробега** точки ремня мимо меньшего шкива  $U = \frac{V}{L} \leq [U]$

в пределах:  $[U] = 5 \text{ с}^{-1}$  для плоских;  $[U] = 10 \text{ с}^{-1}$  для клиновых.

Ограничивая частоту пробега  $U$ , косвенно ограничивают минимальное значение долговечности  $L_h$  ремня.

### РАСЧЁТ РЕМЁННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ТЯГОВУЮ СПОСОБНОСТЬ (НА ПРОЧНОСТЬ СЦЕПЛЕНИЯ РЕМНЯ СО ШКИВОМ)

Для определения тяговой способности ремённой передачи все типы ремней испытывают в стендовых условиях при следующих параметрах передачи:  $V = 10$  м/с,  $\alpha = 180^\circ$  ( $i = 1$  или  $d_1 = d_2$ ), передача горизонтальная,  $\sigma_0 = \text{const}$ ,  $d_1/\delta = \text{const}$ , клиновые ремни при базовой длине  $L_0$ , нагрузка спокойная, без значительных колебаний. По результатам испытаний строят кривые скольжения (рисунок 3.18), по которым определяют  $[F_{t0}]$  и  $\varphi_{\text{опт}}$ .

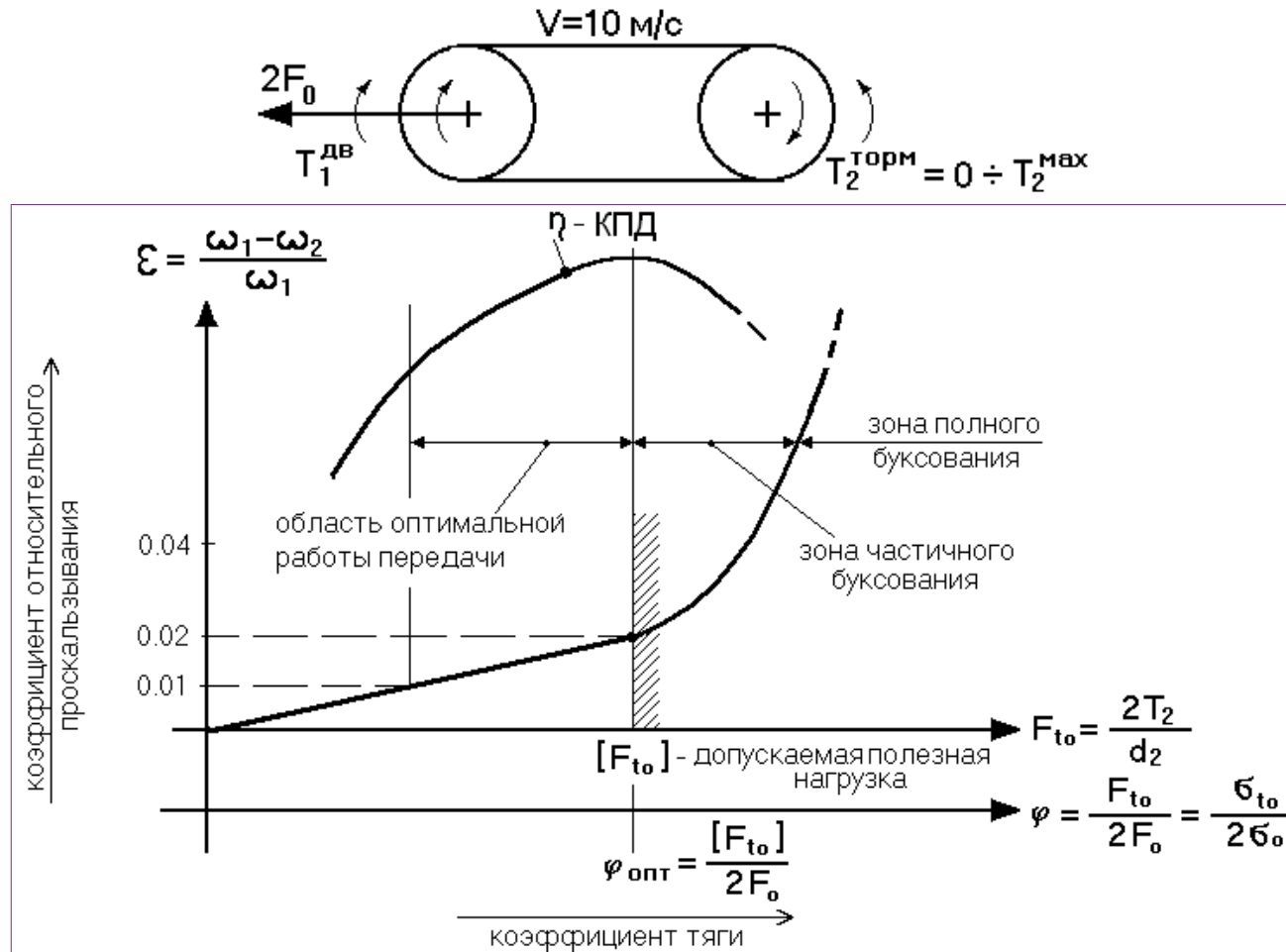


Рисунок 3.44

где  $[F_{t0}]$  – допустимая полезная нагрузка, передаваемая ремнем без пробуксовывания в стендовых условиях;

$\varphi_{\text{опт}}$  – оптимальный коэффициент тяги.

Для перехода от стендовых- к реальным условиям эксплуатации вводятся поправочные коэффициенты :

$$[F_t] = [F_{t0}] \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_v,$$

где  $C_0$  – учитывает влияние угла наклона передачи на тяговую способность;

$C_\alpha$  – учитывает влияние угла обхвата на тяговую способность реальной передачи;

$C_p$  – коэффициент, учитывающий влияние сменности работы и динамичности работы;

$C_v$  – учитывает влияние скорости ремня на тяговую способность ( $C_v=1$  при  $V = 10$  м/с).

Для практических расчётов в паспорте плоского ремня приводится параметр: допустимая удельная полезная нагрузка, передаваемая одним миллиметром ширины, одного слоя ремня, без пробуксовывания в стендовых условиях

$$[p_0] = \frac{[F_{t0}]}{b \cdot z_{\text{слоев}}}.$$

Таким образом, максимальная мощность, которая может быть передана **плоским** ремнем без пробуксовывания в реальных условиях эксплуатации :

$$[N]^{пл} = [F_t] \cdot V = [F_{t0}] \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_v \cdot V = [p_0] \cdot b \cdot z_{\text{слоев}} \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_v \cdot V.$$

В паспорте клиновых ремней приводится параметр: мощность, передаваемая одним ремнем без пробуксовывания в стендовых условиях, при скорости  $V$ .

$$[N_0] = [F_{t0}] \cdot V \cdot C_v.$$

Тогда максимальная мощность, которая может быть передана **клиновым** ремнём без пробуксовывания в реальных условиях эксплуатации:

$$[N]^{кл} = [N_0] \cdot z \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_L \cdot C_i \cdot C_z,$$

где  $C_L$  – учитывает влияние отклонения длины ремня от базовой на стенде ;

$C_i$  – учитывает влияние отклонения передаточного отношения от единицы ;

$C_z$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями.

Для обеспечения тяговой способности должно выполняться условие :  $N \leq [N]$  или  $F_t \leq [F_t]$  или  $p \leq [p]$ .

### НАГРУЗКА НА ВАЛ ОТ ШКИВА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

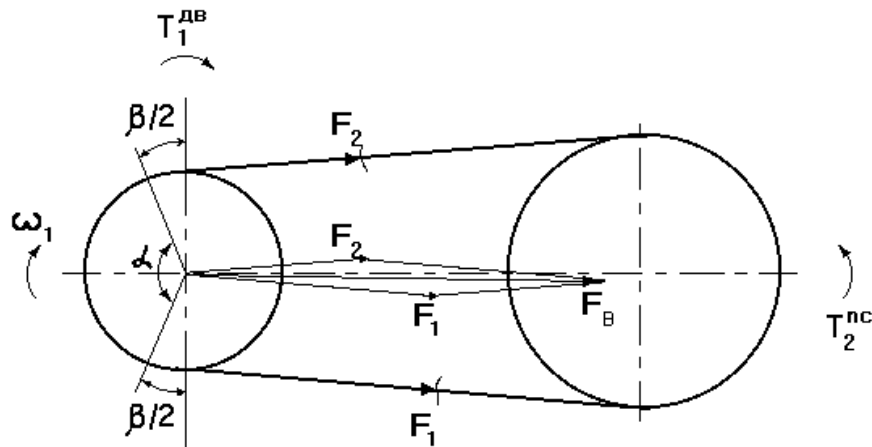


Рисунок 3.45

$$F_B \approx F_1 \cdot \cos \frac{\beta}{2} + F_2 \cdot \cos \frac{\beta}{2} = (F_1 + F_2) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2},$$

где  $F_0 = \sigma_0 \cdot A \cdot z$ .

Тогда  $F_B = 2\sigma_0 \cdot A \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$ ,

где  $\sigma_0 = 1,8$  МПа для плоских ремней;

$\sigma_0 = 1,2$  МПа для клиновых ремней;

$A$  – площадь поперечного сечения одного ремня;

$z$  – число ремней;

$\alpha$  – угол обхвата шкива.

При периодическом натяжении  $\sigma_0$  завышают примерно в 1,5 раза.

## ЛЕКЦИЯ 19

*Краткое содержание: Цепные передачи: достоинства и недостатки, классификация. Конструкции приводных цепей. Проверка износостойкости шарнира роликовой цепи. Проверка прочности цепи на разрыв. Проверка долговечности цепи, Нагрузка на вал от звёздочки цепной передачи.*

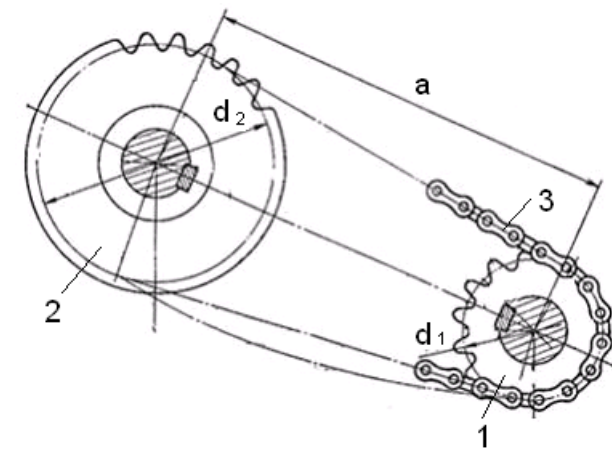
### ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### Достоинства :

- 1) Большой диапазон межосевых расстояний.
- 2) При одной и той же передаваемой мощности меньше габариты, чем у ремённой передачи.
- 3) Меньше нагрузки на валы, чем в ремённых.
- 4) Отсутствие проскальзывания.
- 5) Легко заменяется цепь.
- 6) Высокий КПД.
- 7) Можно передавать движение нескольким звёздочкам.

#### Недостатки :

- 1) Скорость цепи в пределах одного углового шага изменяется, что приводит к ударам звеньев о звёздочки.
- 2) Из-за сильных ударов звеньев о звёздочку не рекомендуется при частоте вращения меньшей звёздочки  $> 800$  об/мин ( $V > 15$  м/с).
- 3) Шум при работе.
- 4) Чувствительна к перекосам звёздочек.
- 5) При износе шарнира цепь вытягивается, провисает и требует натяжного устройства.
- 6) Цепь дороже и сложнее в изготовлении, чем ремень.



1, 2 – звёздочки; 3 – цепь многозвенная

Рисунок 3.46

### Цепи по назначению бывают :

- 1) Приводные – для передачи вращающего момента от одного вала к другому.
- 2) Грузовые – для подъёма и опускания груза в подъёмных машинах.
- 3) Тяговые – для перемещения груза в транспортировочных машинах.

### КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДНЫХ ЦЕПЕЙ

#### 1) Приводная роликовая цепь ( ПР )

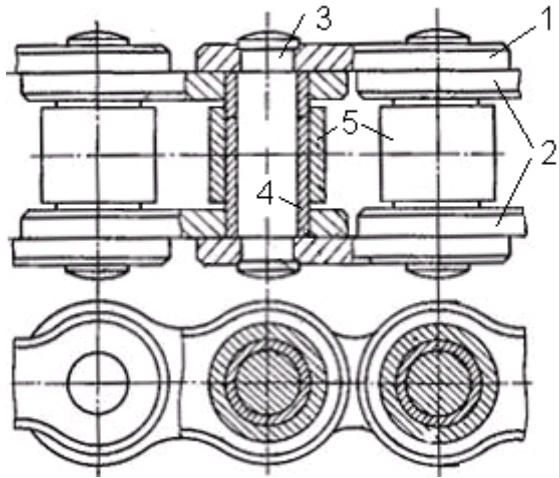


Рисунок 3.47

- 1 – пластина широкого звена;
- 2 – пластина узкого звена;
- 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик.

Втулка 4 и валик 3 образуют шарнир.

Ролик 5 заменяет трение скольжения трением качения о звездочку.



Стандартное обозначение приведённой на рисунке роликовой цепи:

**4ПР – 19,05 – 15000 ГОСТ 13563 – 75** ,

где 4- число рядов; 19,05 – шаг цепи; 15000 Н – разрушающее усилие.

#### 2) Приводная втулочная цепь ( ПВ )

Это цепь ПР, но без ролика. Применяется в менее ответственных передачах, т.к. меньше нагрузочная способность.



### 3) Приводная зубчатая цепь ( ПЗ )

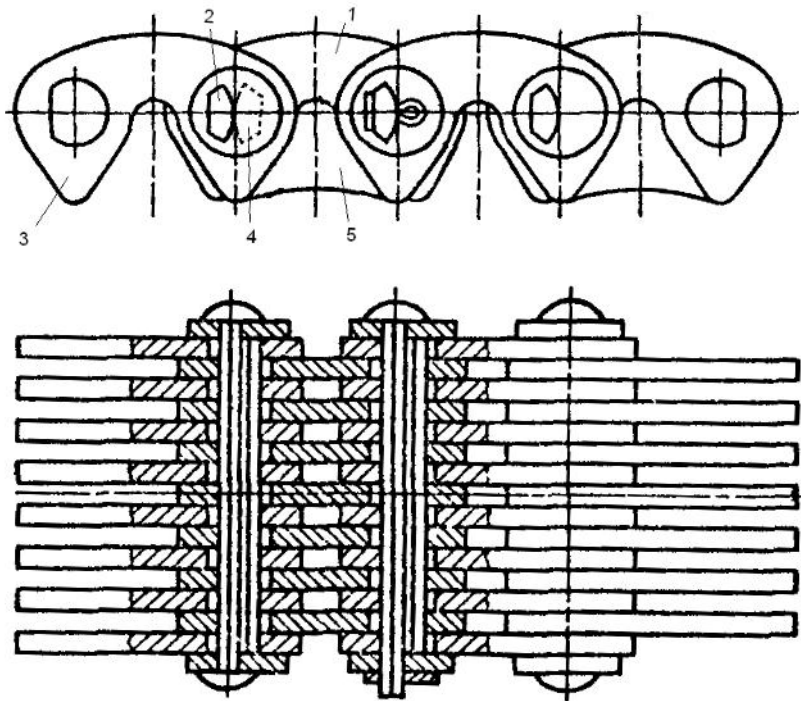


Рисунок 3.48

1,3 – звенья пластинчатые;  
 2,4 – призмы (пара качения);  
 5 – пластина для осевой фиксации цепи относительно звёздочки.

Призма 2 закреплена в пластине 1, призма 4 в пластине 3.

Зубчатые цепи работают с меньшим шумом, но дороже, чем роликовые цепи.

Стандартное обозначение односторонней зубчатой цепи:

**ПЗ – 1 - 19,05 – 74 – 45\* ГОСТ 13552 – 81,**

где 1 – одностороннее исполнение; 19,05 мм – шаг цепи;  
 74 мм – ширина цепи ; 45 кН – разрушающее усилие.

### КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

- 1) Износостойкость шарнира.
- 2) Прочность цепи на разрыв.
- 3) Долговечность цепи.

## ПРОВЕРКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШАРНИРА РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ

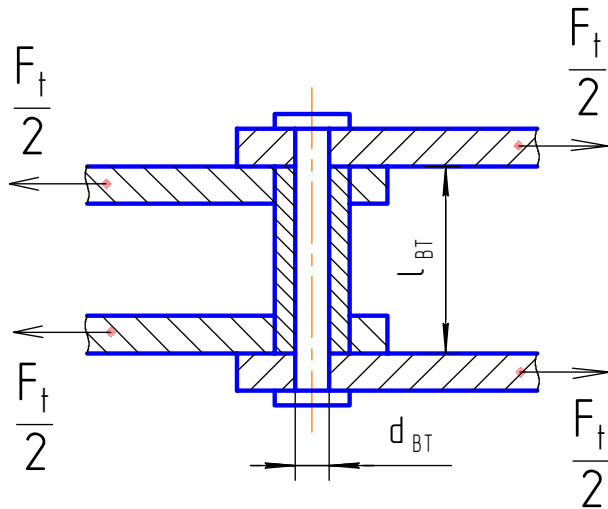


Рисунок 3.49

Обозначим:

$l_{\text{ВТ}}$  – длина втулки;

$d_{\text{ВТ}}$  – диаметр отверстия во втулке;

$A_{\text{СМ}}^{\text{УСЛ}} = d_{\text{ВТ}} \cdot l_{\text{ВТ}}$  – условная площадь смятия втулки.

Экспериментально выявлено, что износ шарнира тем больше, чем больше давление  $q$  в шарнире.

$$q = \frac{F_t \cdot K_{\text{Э}}}{A_{\text{СМ}}^{\text{УСЛ}} \cdot m} = \frac{F_t \cdot K_{\text{Э}}}{d_{\text{ВТ}} \cdot l_{\text{ВТ}} \cdot m} \leq [q].$$

Условие износостойкости шарнира цепи

где  $F_t = \frac{N}{V} = \frac{2T_1}{d_1}$  – окружное усилие (полезная передаваемая нагрузка);

$m$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между рядами цепи ( $m=1$  для однорядной цепи,  $m=1,7$  для двухрядной;  $m=2,5$  для трёхрядной);

$K_{\text{Э}}$  – коэффициент эксплуатации.

$$K_{\text{Э}} = K_V \cdot K_a \cdot K_T \cdot K_C \cdot K_O \cdot K_H,$$

где  $K_V$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки;

$K_a$  – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий сменность работы;

$K_C$  – коэффициент, учитывающий способ смазки;

$K_O$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту;

$K_H$  – коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи.

## ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЦЕПИ НА РАЗРЫВ

Определяют запас прочности относительно разрушающего усилия :

$$S = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\text{общ}}} \geq [S] ,$$

Условие прочности цепи

где  $F_{\text{разр}}$  – нагрузка, при которой цепь разрушается;  
 $F_{\text{общ}}$  – общее натяжение цепи при работе.

$$F_{\text{общ}} = F_t \cdot K_V + F_V + F_{\text{С.В}} ,$$

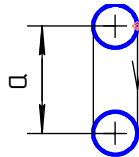
где  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  – полезное окружное усилие;

$K_V$  – коэффициент динамичности нагрузки;

$F_V$  – натяжение цепи от центробежных сил;

$F_{\text{С.В}}$  – натяжение от собственного веса цепи.

$$F_V = q \cdot V^2 ,$$



$$F_{\text{С.В}} = q \cdot a \cdot g \cdot K_f ,$$

где  $q$  – масса одного метра цепи.

$a$  – межосевое расстояние;

$g$  – ускорение свободного падения;

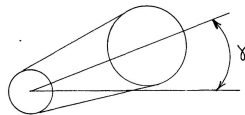
$K_f$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту.

$K_f = 1$  при  $\gamma = 90^\circ$ ;

$K_f = 2$  при  $\gamma = 40 \dots 80^\circ$ ;

$K_f = 4$  при  $\gamma = 10 \dots 40^\circ$ ;

$K_f = 6$  при  $\gamma = 0$ .



### ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЦЕПИ

Косвенно долговечность цепи можно оценить по частоте ударов звена цепи о звёздочки  $U$ , так как переменная составляющая в натяжении пластин появляется в момент соударения.

$$U = \frac{2V}{L} \leq [U],$$

Условие долговечности цепи

где  $L = z_0 \cdot P$  – длина цепи;

$z_0$  – число звеньев цепи;

$P$  – шаг звена цепи.

$[U]$  – допустимая частота ударов,  $c^{-1}$ .

### НАГРУЗКА НА ВАЛ ОТ ЗВЁЗДОЧКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

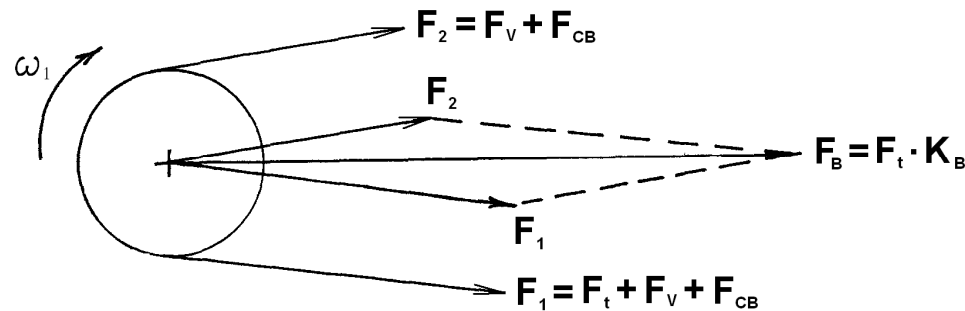


Рисунок 3.50

$K_B = 1,05 \dots 1,3$  – коэффициент нагрузки, задается в зависимости от динамичности нагрузки и положения передачи относительно горизонта.