

# Лекция 3

## ПЕРЕДАЧИ

**1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

**2 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

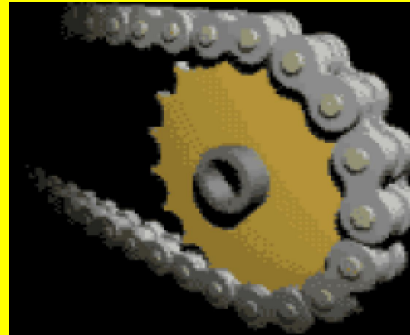
**3 ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

**4 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

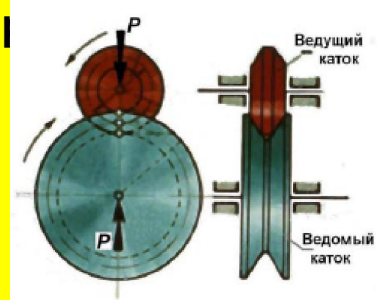
# Классификация передач

**По принципу действия:**

передача с зацеплением (зубчатые, червячные, цепные)



передачи трением (фрикционные,



**Функции передач:**

- а) понижать (или повышать) частоту вращения, соответственно повышая (или понижая) вращающий момент;
- б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в поступательное, равномерное в прерывистое и т. д.);
- в) регулировать частоту вращения рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- д) распределять энергию

приходящую между несколькими телами

По способу соединения ведущего и ведомого звеньев

непосредственного контакта (зубчатые, червячные, фрикционные)

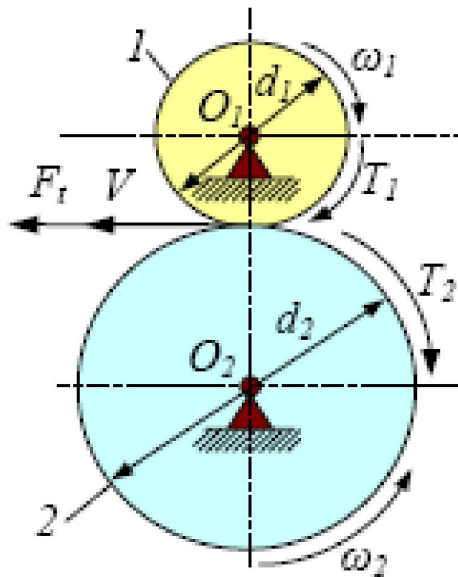
гибкой связью (цепные, ременные)

Передачи бывают также:

Открытые и закрытые

Одноступенчатые и многоступенчатые

# Характеристики механических передач



- 1 Мощность на выходном валу :  $P_2$   
 2 Быстроходность – угловая скорость выходного вала или его частота вращения  $n_2$ :

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30 \text{ или } n_2 = 30 \cdot \omega_2 / \pi$$

- 3 Передаточное число :

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2, (u > 1)$$

- 4 Механический КПД передачи

$$\eta = P_2 / P_1;$$

- 5 Окружная скорость звена, м/с

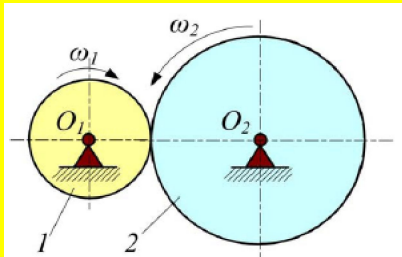
$$u = \omega \cdot d / 2;$$

- 6 Окружная сила, Н

$$F_t = P / u = 2 \cdot T / d,$$

откуда  $P = u \cdot F_t$

## Редуктор



- 7 Вращающий момент, Н · м

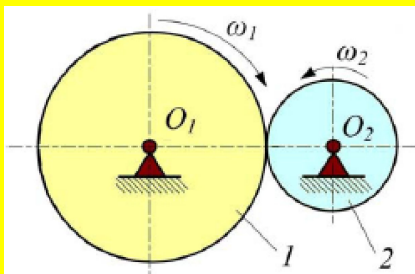
$$T = P / \omega = F_t \cdot d / 2,$$

где: P, Вт; d, м; ω, рад/с.

- 8 Общее передаточное число многоступенчатой :

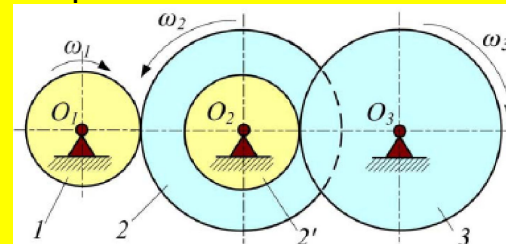
$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n$$

## Мультипликатор



- 9 Общий КПД передачи:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

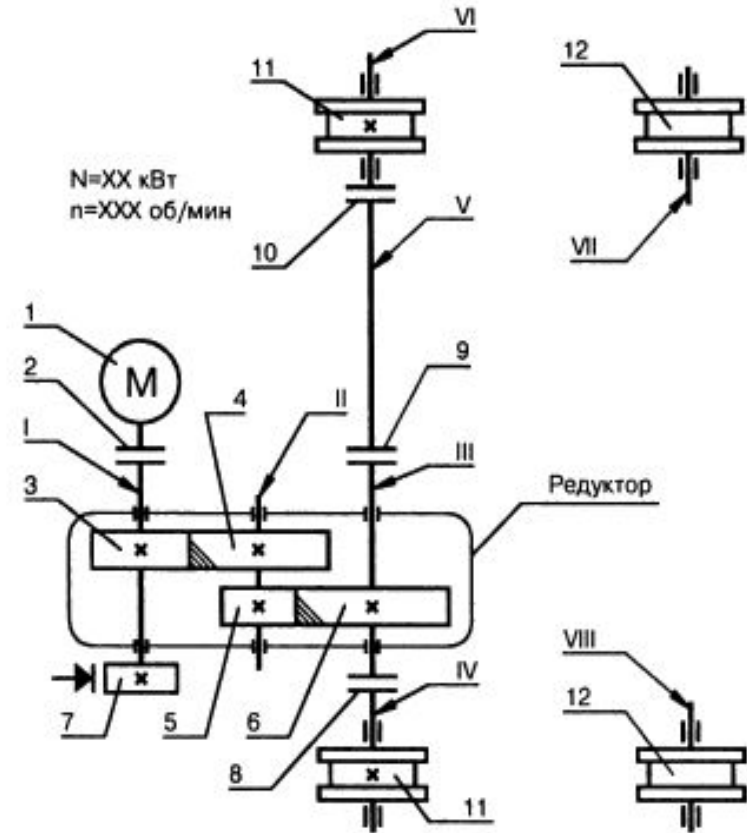


# Кинематические схемы приводов машин

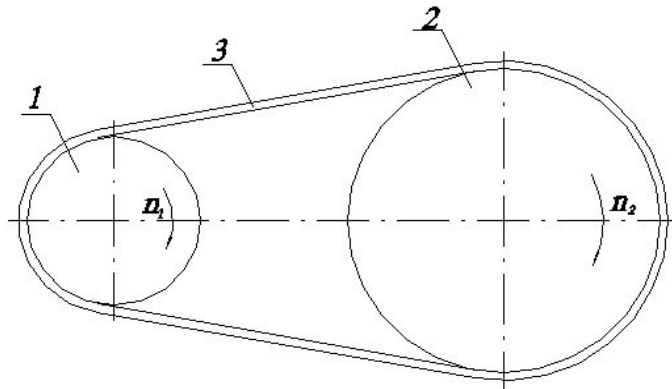
Привод состоит из: двигателя, силовой передачи и системы

1	11	19	25
2	12	20	26
3	13	21	27
4	14	22	28
5	15	23	29
6	16	24	30
7	17	31	32
8	18		
9			
10			

Кинематическая схема механизма передвижения тележки электромостового крана



# РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Ременные передачи состоит из ведущего 1, ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3.

по форме поперечного сечения

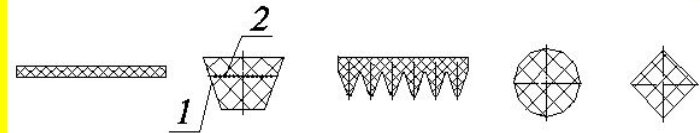
Плоские ремни

Клиновые ремни

Поликлиновые ремни

Круглые

Ремни квадратного сечения



Основные геометрические параметры

1  $d_1, d_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм.

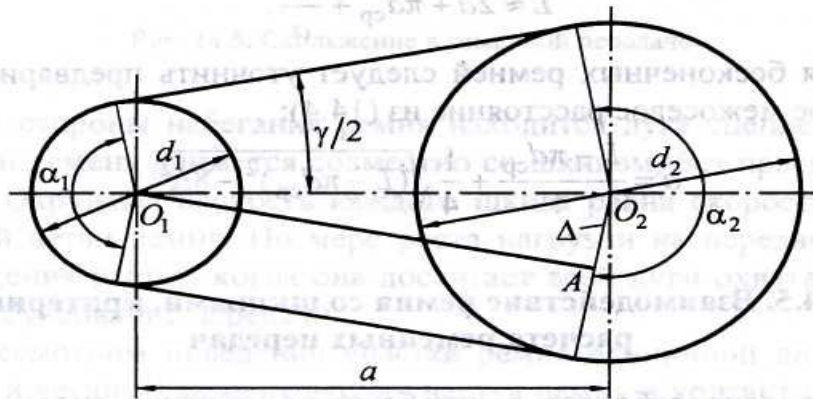
2  $a$  – межосевое расстояние передачи, мм

3  $\gamma$  – угол между ветвями ремня (в радианах).

4  $l$  – длина ремня, мм

$\sin(\gamma/2) = (\Delta/2)$ , где  $\Delta = (d_2 - d_1)/2$

$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - (d_2 - d_1) \cdot 57,3^\circ/a$



$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

# Характеристики ременных передач

## Кинематика ременных передач

Окружные скорости на шкивах:

$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 \cdot 1000; v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 / 60 \cdot 1000,$$

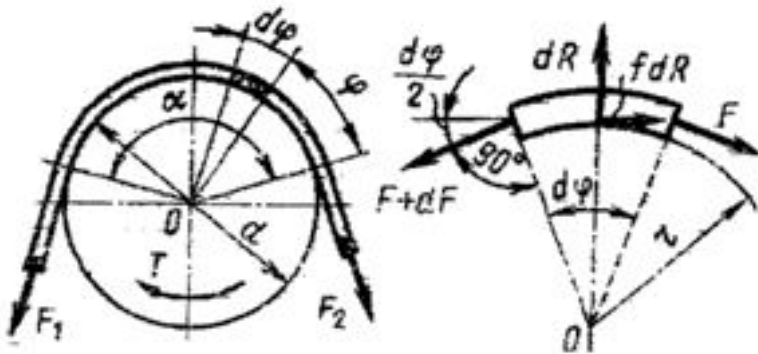
где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения шкивов, мин<sup>-1</sup>.

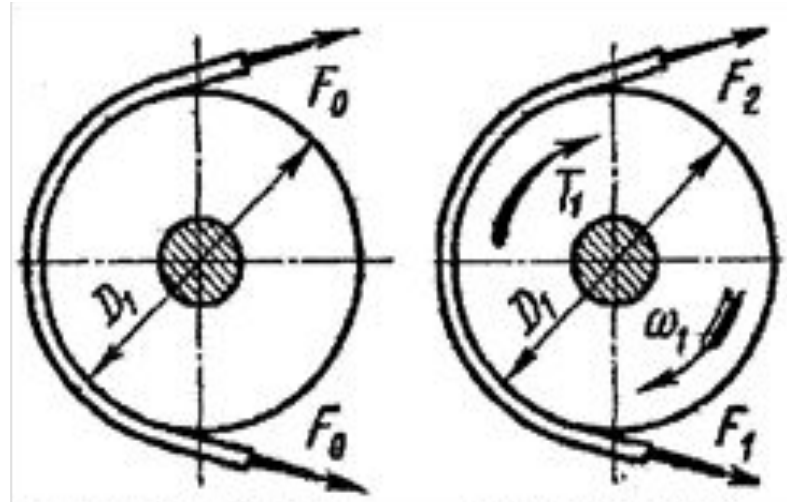
Окружная скорость на ведомом шкиве  $v_2$  меньше скорости на ведущем  $v_1$  вследствие скольжения:  $v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1$ , поэтому передаточное отношение:

$u = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 \cdot (1 - \xi)$ , где упругое скольжение находится в пределах

$\xi = 0,01 \dots 0,02$  и растет с увеличением нагрузки.



## Силовые зависимости и напряжения



$$-T_1 + F_1 \cdot D_1 / 2 - F_2 \cdot D_2 / 2 = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t, F_t = 2T_1 / D_1$$

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; F_2 = F_0 - F_t / 2$$

$$dR - F \cdot \sin(d\phi / 2) - (F + dF) \cdot \sin(d\phi / 2) = 0$$

Отбрасывая члены второго порядка малости, и учитывая что синус бесконечно малого угла равен самому углу, Эйлер получил:  $dF / F = f \cdot d\phi$

Интегрируя, получим:  $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$ .

$$F_1 = F \cdot e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1); F_2 = F / (e^{f\alpha} - 1);$$

# Напряжения, действующие в ремне

При круговом движении ремня на него действует центробежная сила  $F_v = \rho \cdot S \cdot v^2$ ,

где  $S$  - площадь сечения ремня.

Центробежная сила стремится оторвать ремень от шкива и тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

В ремне действуют следующие *напряжения*:

предварительное напряжение

$$\sigma_0 = F_0 / S;$$

напряжение от полезной нагрузки

$$\sigma_{II} = F_t / S;$$

напряжение изгиба

$$\sigma_{II} = \delta \cdot E / D,$$

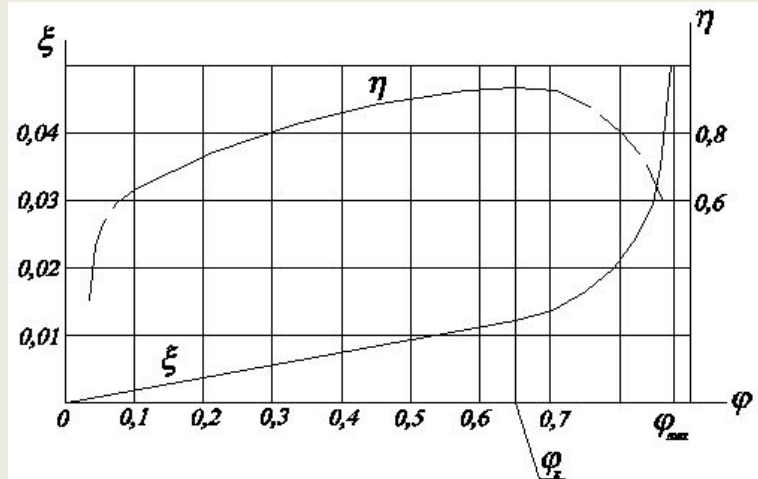
где  $\delta$  – толщина ремня,  $E$  – модуль упругости ремня,  $D$  – диаметр шкива;

напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = F_v / S.$$

Большее суммарное напряжение возникает в сечении ремня в месте его набегания на малый шкив  $\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_{II} + \sigma_{II} + \sigma_v$ .

## Тяговая способность ременных передач



При построении графика по оси абсцисс откладывают относительную нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

$$\varphi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / 2 \cdot F_0 = \sigma_t / 2 \cdot \sigma_0$$

по оси ординат – коэффициент скольжения  $\xi$  и КПД передачи  $\eta$ .

Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги  $\varphi_k$ , значение которого определяет допускаемую окружную силу:

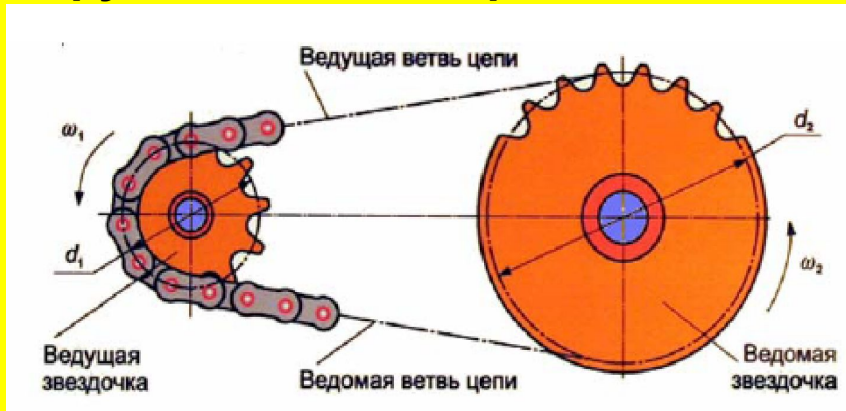
$$[F]_{t0} = 2 \cdot \varphi_k \cdot F_0$$

Для плоских ремней:  $\varphi_k = 0,4 \dots 0,5$ ;  
для клиновых и поликлиновых:  $\varphi_k = 0,7 \dots 0,8$



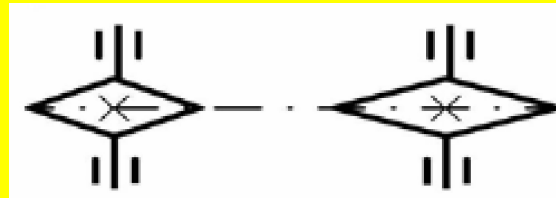
# ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Конструкция цепной передачи



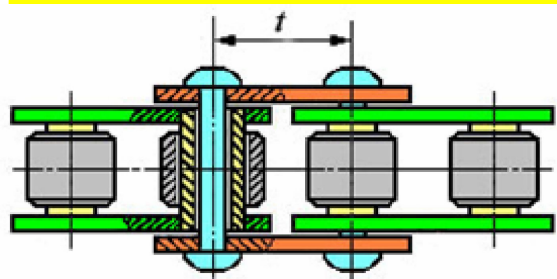
**Цепная передача** – это передача зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью

## Условное обозначение на схемах

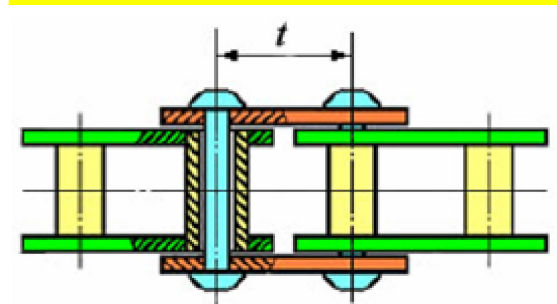


Цепные передачи применяются в станках транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с

## Основные типы

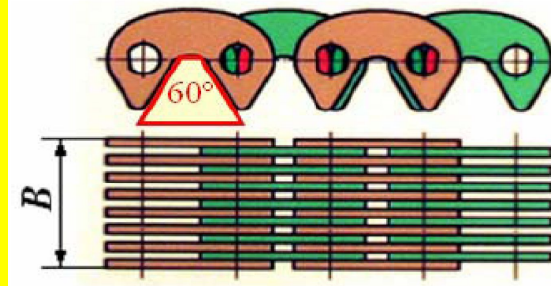


роликовые



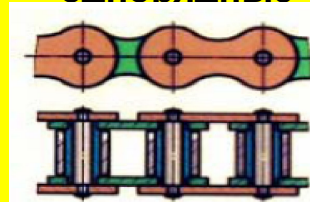
втулочные

## приводных цепей

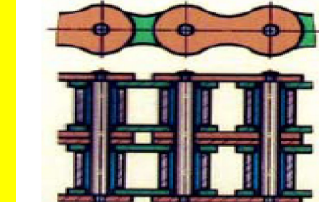


зубчатые

Роликовые и втулочные цепи могут быть однорядные



многорядные





# Основные параметры цепных передач

## 1 Средняя скорость цепи:

$$v = z_1 \cdot n_1 \cdot t / 60000, \text{ м/с}$$

где  $z_1$  – число зубьев малой звездочки;

$n_1$ , об/мин – частота вращения малой звездочки;  $t$ , мм – шаг цепи;

Скорость цепи ограничивают: сила удара в зацеплении, износ шарниров; повышенный шум передачи.

## 2 Передаточное число цепной передачи:

$$U = n_1/n_2 = z_2/z_1, \text{ обычно } U \leq 7,$$

где  $z_1, z_2$  – число зубьев меньшей и большей звездочек;  $n_1, n_2$ , об/мин – частоты их вращения;

Передаточное число ограничивают: габариты передачи, диаметр большой звездочки, угол обхвата цепью малой звездочки.

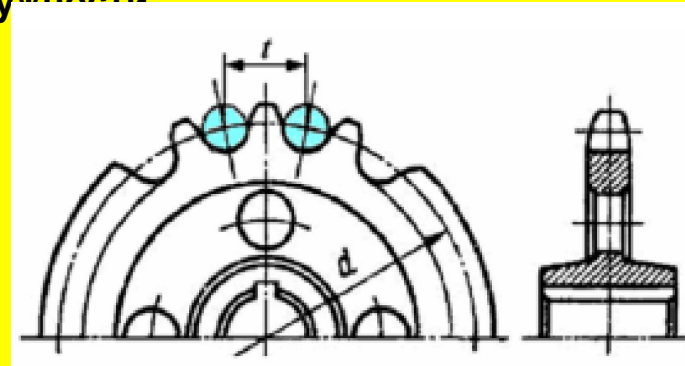
## 3 Числа зубьев звездочек, принимают:

$z_1 = 29 - 2 \cdot U$  при  $z_1 \geq 13$  и  $z_1 = 35 - 2 \cdot U$  при  $z_1 \geq 17$ .

Для ведущей звездочки:  $z_1 = 13 \dots 15$  – тихоходная передача,  $z_1 = 17 \dots 19$  – средняя передача,  $z_1 = 19 \dots 23$  – быстроходная передача. Для возможности укладки шарниров достаточно  $z_1 = 7$ .

Числа зубьев звездочек ограничивают: износом шарниров, динамическими нагрузками, шумом передачи. Чем меньше число зубьев, тем больше износ шарниров. По мере изнашивания шаг цепи увеличивается, и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести к соскакиванию цепи. Поэтому число зубьев большой звездочки ограничивают:  $z_{2\max} = 120$ .

## 4 Шаг звездочки равен шагу цепи. Шаг $t$ звездочки измеряют по хорде делительной окружности



## 5 Делительная окружность, проходит через центры шарниров цепи:

$$d = t / \sin(180^\circ / z)$$

## 6 Межосевое расстояние передачи:

$a = (30 \dots 50) \cdot t$ , мм реже:  $a = (d_1 + d_2) / 2 + (30 \dots 50)$ , мм

Оптимальное межосевое расстояние передачи определяется из условия долговечности цепи

## 7 Число звеньев цепи, предварительно определяется по формуле:

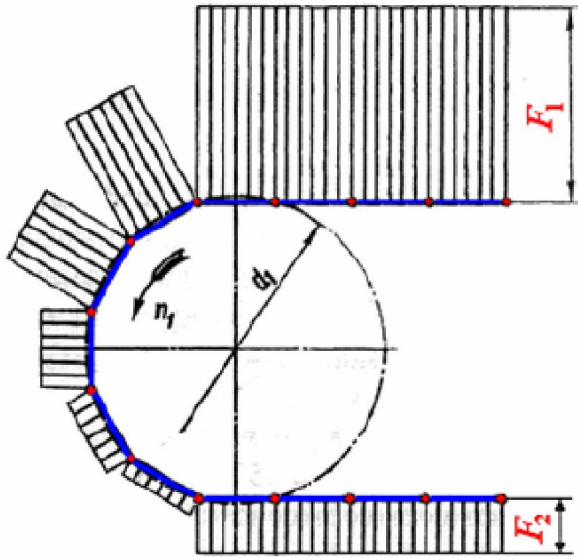
$$W = 2 \cdot a / t + (z_1 + z_2) / 2 + (z_2 - z_1) / (2\pi)^2 \cdot t / a$$

Чтобы не применять переходное звено для соединительных концов цепи, расчетное значение числа звеньев,  $W$  округляют до ближайшего целого четного числа. После

окр  
уто

$$a = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

# Силы в цепной передаче



1 **Окружная сила, передаваемая цепью**

$$F_t = 2 \cdot T \cdot 10^3 / d, \text{ Н}$$

где  $d$ , мм - делительный диаметр звездочки;

$T$ , Н·м - крутящий момент.

2 **Предварительное натяжение цепи:**

$$F_o = K \cdot q \cdot a \cdot g, \text{ Н}$$

где  $K$  - коэффициент провисания (для горизонтальных передач  $K=6$ , для наклоненных к горизонту до  $45^\circ$  -  $K=3$ , для вертикальных  $K=1$ ;  $q$  - масса 1 м цепи, кг/м;  $a$ , м - межосевое расстояние;

$g = 9,81$ , м/с<sup>2</sup> - ускорение свободного падения.

3 **Сила натяжение цепи от центробежной силы:**  $F_v = q \cdot v^2, \text{ Н}$

Сила  $F_v$  нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

4 **Натяжение ведущей ветви цепи** работающей передачи:  $F_1 = F_t + F_o + F_v, \text{ Н}$

5 **Натяжение ведомой ветви цепи:**

$$\text{при } F_o > F_v, F_2 = F_o, \text{ при } F_v > F_o, F_2 = F_v$$

Вследствие того, что шарнир сбегавшего звена цепи упирается в зуб, сила  $F_2$  не передается на звенья, расположенные на звездочке.

6 **Нагрузка на валы звездочек:**

$$F_n = K_b \cdot F_t + 2 \cdot F_o, \text{ Н}$$

где  $K_b$  — коэффициент нагрузки вала, от угла наклона цепи и условий работы:

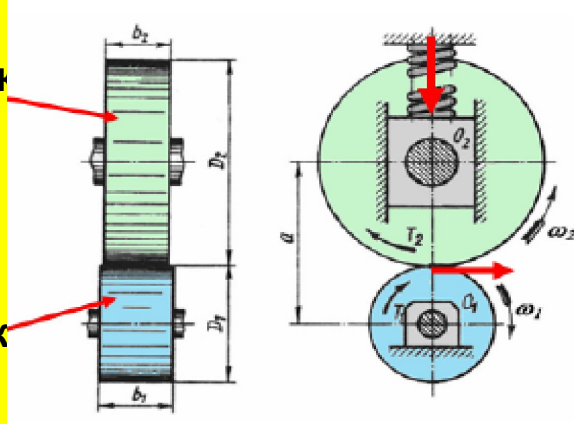
$\theta$	Наклон линии центров, $0 \dots 45^\circ$	$45 \dots 90^\circ$
	при спокойной нагрузке	1,15
	при ударной нагрузке	1,25
		1,05
		1,15

# ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

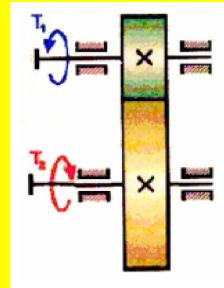
Принцип действия фрикционных передач

Ведомый каток

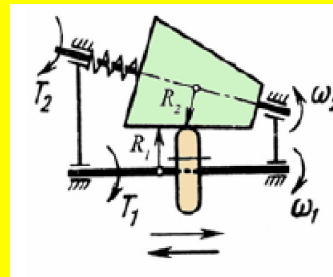
Ведущий каток



Виды фрикционных передач:



с нерегулируемым передаточным числом (передача с цилиндрическими катками)



с регулируемым передаточным числом (конусный вариант)

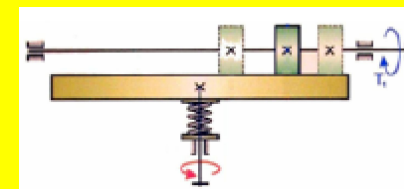
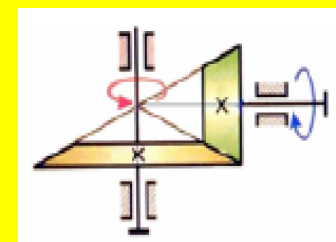
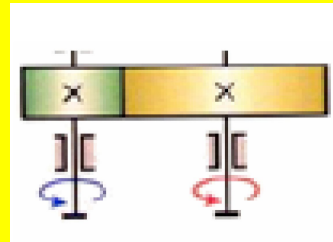
Во фрикционной передаче вращающее движение от ведущего катка к ведомому передается *силами трения*, возникшими в месте их контакта.

Сила трения в месте контакта:  $R_f = f \cdot F_r$

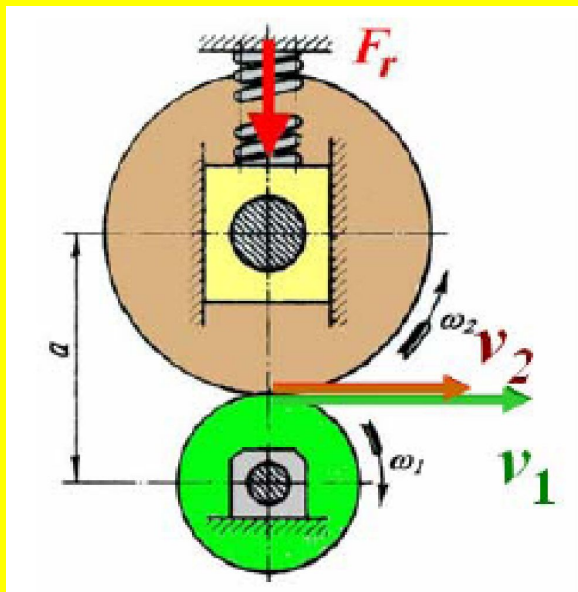
Условие передачи вращающего момента

$R_f > F_t$   
 Для создания требуемой силы трения  $R_f$  катки прижимают друг друга с силой  $F_r$ , которая во много раз превышает передаваемую силу  $F_t$  (до 20 раз). Фрикционные передачи

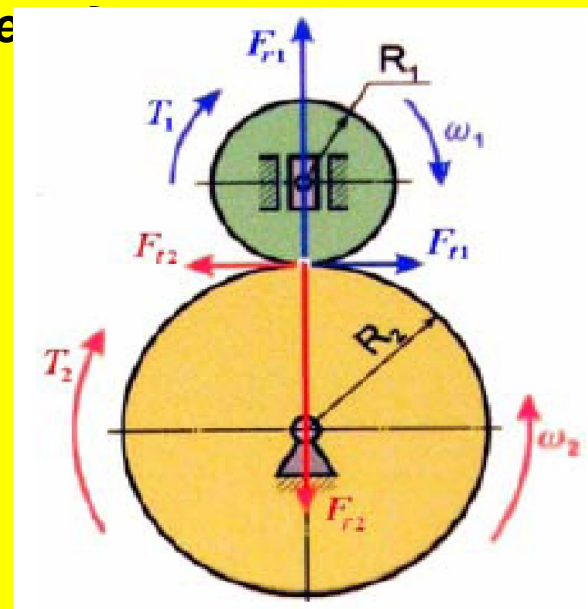
В зависимости от расположения осей валов



# Основные характеристики фрикционных передач



## Силы фрикционных передач



## Скольжение и буксование

Окружная скорость  $u_1$  ведущего катка несколько больше скорости  $u_2$  ведомого катка вследствие скольжения.

коэффициент скольжения:

$$\varepsilon = (u_1 - u_2) / u_1, \text{ обычно } \varepsilon = 0,005 \dots 0,05$$

Скольжение приводит к уменьшению угловой скорости ведомого вала  $\omega_2$ , поэтому передаточное число фрикционной передачи определяют с учетом скольжения.

передаточное число:  $U = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 \cdot (1 - \varepsilon) \approx D_2 / D_1$   
где  $\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости катков

межосевое расстояние:  $a = (D_1 + D_2) / 2 = D_1 \cdot (U + 1) / 2$

диаметр ведущего катка:  $D_1 = 2 \cdot a / (U + 1)$

диаметр ведомого катка:  $D_2 = D_1 \cdot U$

Окружная сила:  $F_{t1} = 2 \cdot T_1 / D_1 = F_{t2}$

$T_1$  – вращающий момент на ведущем катке;

$D_1$  – диаметр катка

Прижимная сила:  $F_r = K \cdot F_t / f$

$K$  – коэффициент запаса сцепления, гарантирующий отсутствие пробуксования при эксплуатации в заданных режимах (для силовых передач  $K=1,25 \dots 1,5$ ; для приборов –  $K=3 \dots 5$ )

$f$  – коэффициент трения

# Материалы и работоспособность

## Требования к материалам фрикционных передач

- 1 Высокий коэффициент трения  $f$  для уменьшения силы прижатия  $F_r$
- 2 Высокий модуль упругости  $E$  для уменьшения упругого скольжения и потерь при перекачивании
- 3 Высокая износостойкость и влагостойкость

Для фрикционных катков применяют сочетания материалов:

- 1 Закаленная сталь по закаленной стали. Рекомендуемые стали: 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др. Применяют в быстроходных закрытых силовых передачах.

$$(f = 0.15 \dots 0.18)$$

- 2 Чугун по стали или чугуну. Открытые тихоходные силовые передачи.

$$(f = 0.20 \dots 0.25)$$

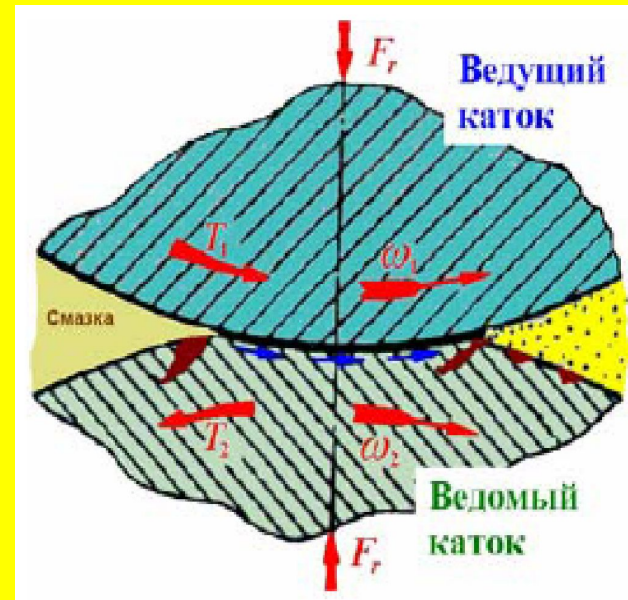
- 3 Текстолит, фибра по стали. Применяют в малонагруженных открытых передачах.

$$(f = 0.30 \dots 0.35)$$

- 4 Металлокерамика по закаленной стали.

$$(f = 0.30 \dots 0.35)$$

## Виды повреждения элементов фрикционных передач



- 1 Усталостное выкашивание - характерно для закрытых передач, работающих в условиях хорошего смазывания.

- 2 Заедание (задир)- наблюдается в быстроходных тяжело нагруженных передачах при разрыве масляной пленки в зоне контакта.

- 3 Изнашивание - происходит в результате упругого скольжения в месте касания катков. Характерно для открытых передач и передач, работающих без смазки.