

Модуль 3

**ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА**

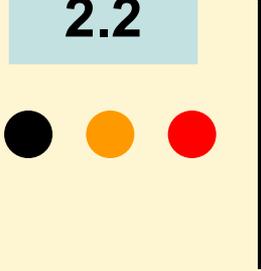
МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Общие сведения

ЛЕКЦИЯ 2

План:

- 2.1 Назначение и классификация механических передач
- 2.2. Основные параметры механических передач



Общие сведения

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют **механическими передачами**

Классификация механических передач:

По способу передачи движения :

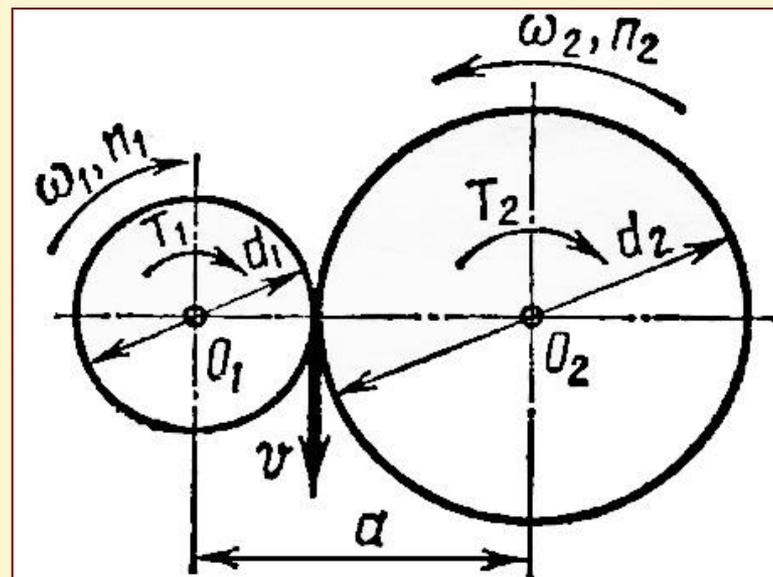
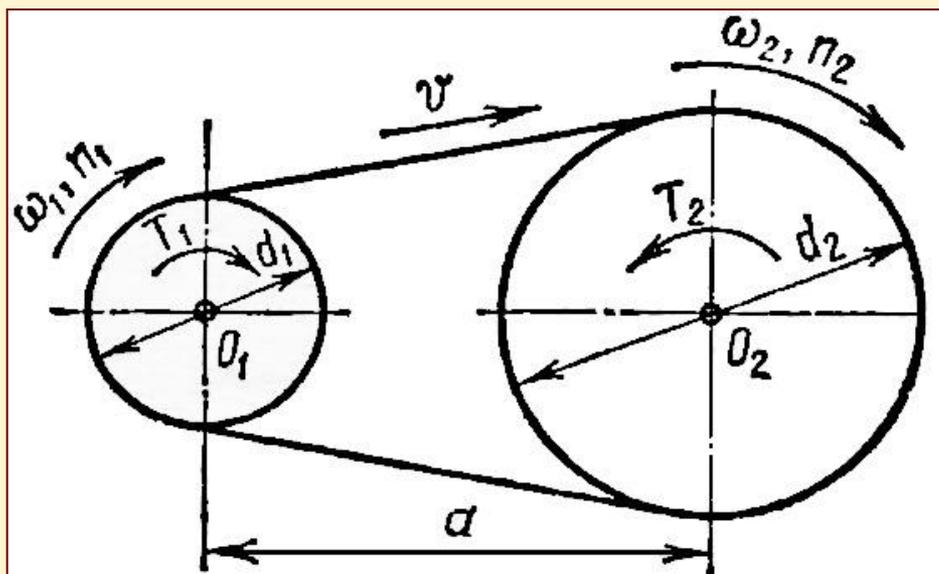
- 1) трением (фрикционные, ременные);
- 2) передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные)

По способу соединения звеньев передачи :

- 1) передачи непосредственного контакта (зубчатые, червячные, винтовые, фрикционные);
- 2) передачи гибкой связью (ременные, цепные).

● ● ● Общие сведения

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ





Общие сведения

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

- мощность на входе P_1 и на выходе P_2
- быстроходность n_1, n_2
- коэффициент полезного действия η

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \qquad \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

- передаточное отношение i :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$$

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи

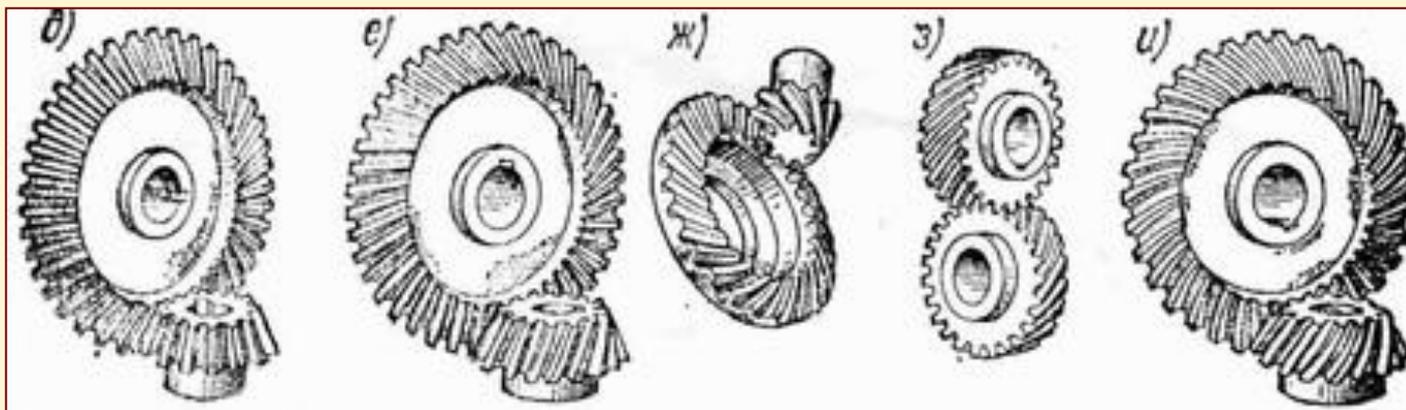
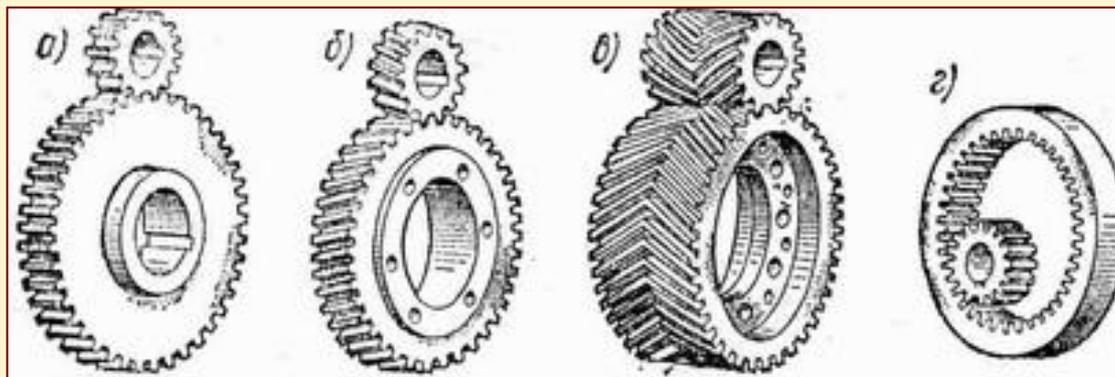
ЛЕКЦИЯ 3

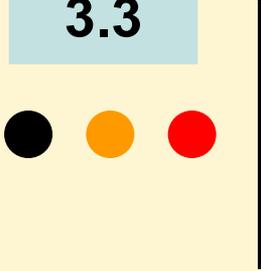
План:

- 3.1 Достоинства, недостатки, области применения, классификация зубчатых передач
- 3.2. Геометрические параметры цилиндрических передач.
- 3.3. Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Области применения, классификация зубчатых передач

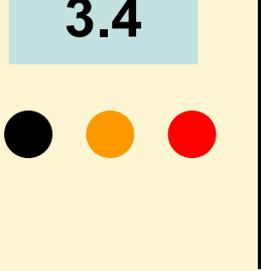




ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства зубчатых передач

- возможность передачи практически любых мощностей (до 50000 кВт и более) при весьма широком диапазоне окружных скоростей (до 30...150 м/с);
- постоянство передаточного отношения;
- компактность, надежность и высокую усталостную прочность передачи;
- высокий КПД (95-98 %) при высокой точности изготовления и монтажа, низкой шероховатости рабочей поверхности зубьев, жидкой смазке и передаче полной мощности;
- простоту обслуживания и ухода;
- сравнительно небольшие силы давления на валы и их опоры;
- возможность изготовления из самых разнообразных материалов, металлических и неметаллических.



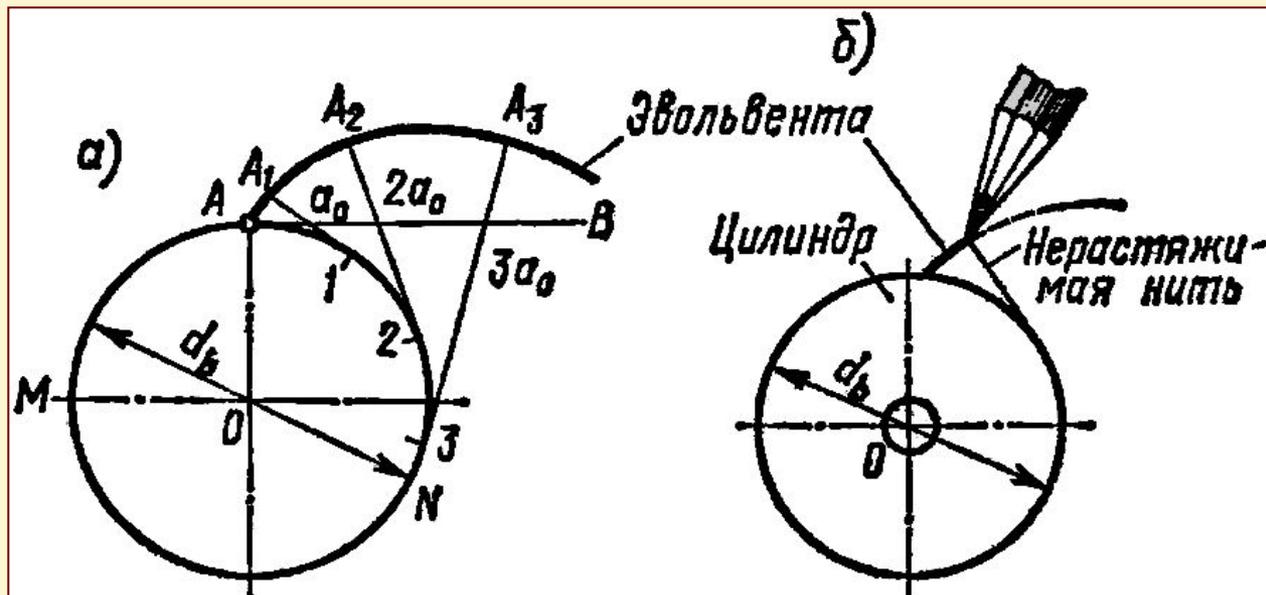
ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Недостатки зубчатых передач

- ограниченность передаточного отношения;
- является источником вибрации и шума, особенно при низком качестве изготовления и монтажа и значительных скоростях;
- при больших перегрузках возможна поломка деталей;
- относительная сложность изготовления высокоточных зубчатых колес.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

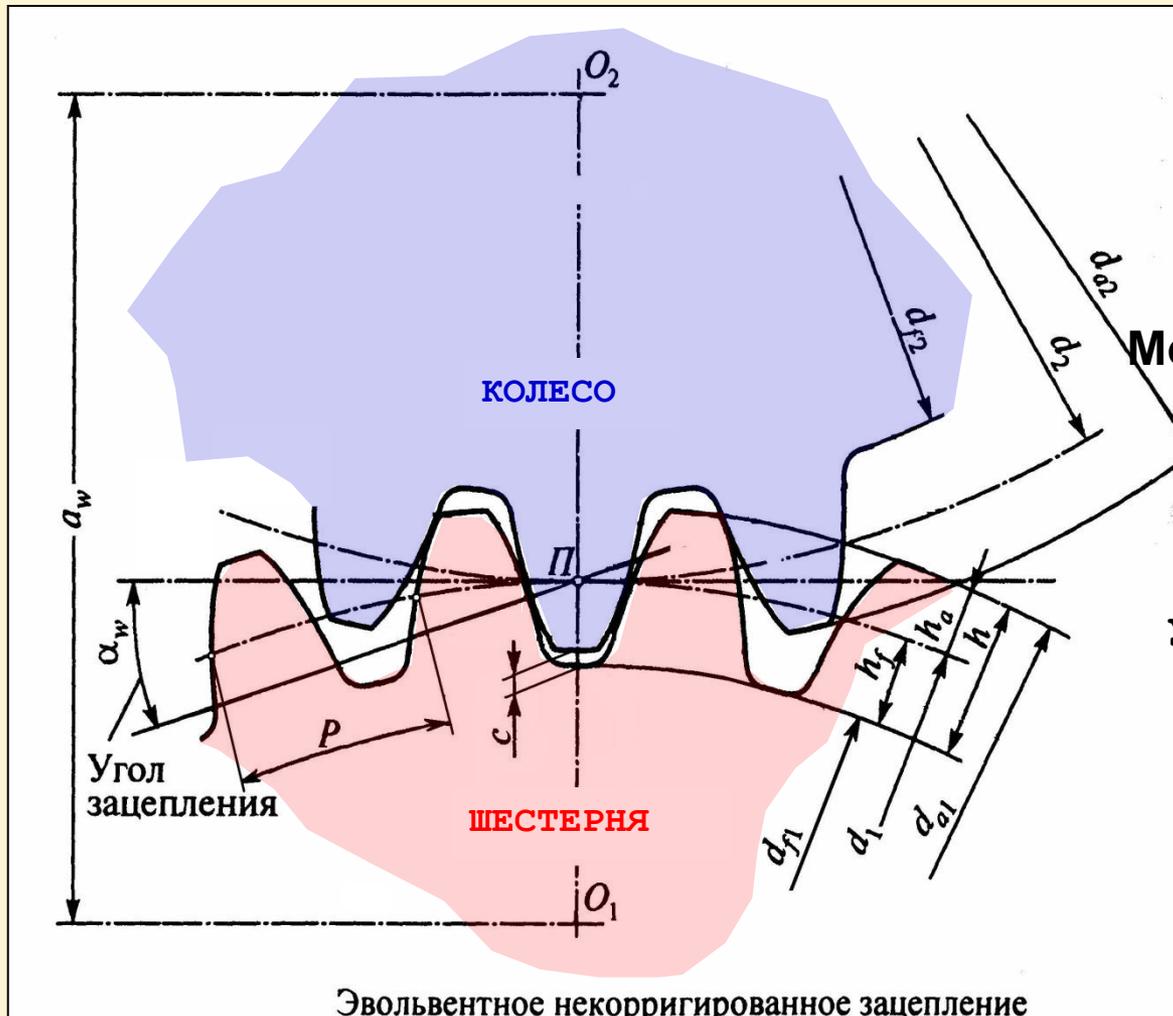
Геометрические параметры цилиндрических передач



Эвольвентное зацепление обеспечивает высокую прочность зубьев, простоту и удобство измерения параметров зацепления, взаимозаменяемость зубчатых колес при любых передаточных отношениях

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры цилиндрических передач



Основная теорема
зацепления:

$$\frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i = const$$

Модуль зацепления, мм

$$m = \frac{p_t}{\pi}$$

Угол зацепления

$$\alpha_w = 20^\circ$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры цилиндрических передач

диаметр делительной окружности $d = m \cdot Z$

диаметр выступов $d_a = d + 2 \cdot m$
зубьев

диаметр впадин $d_f = d - 2,5 \cdot m$
зубьев

высота головки $h_a = m$
зуба

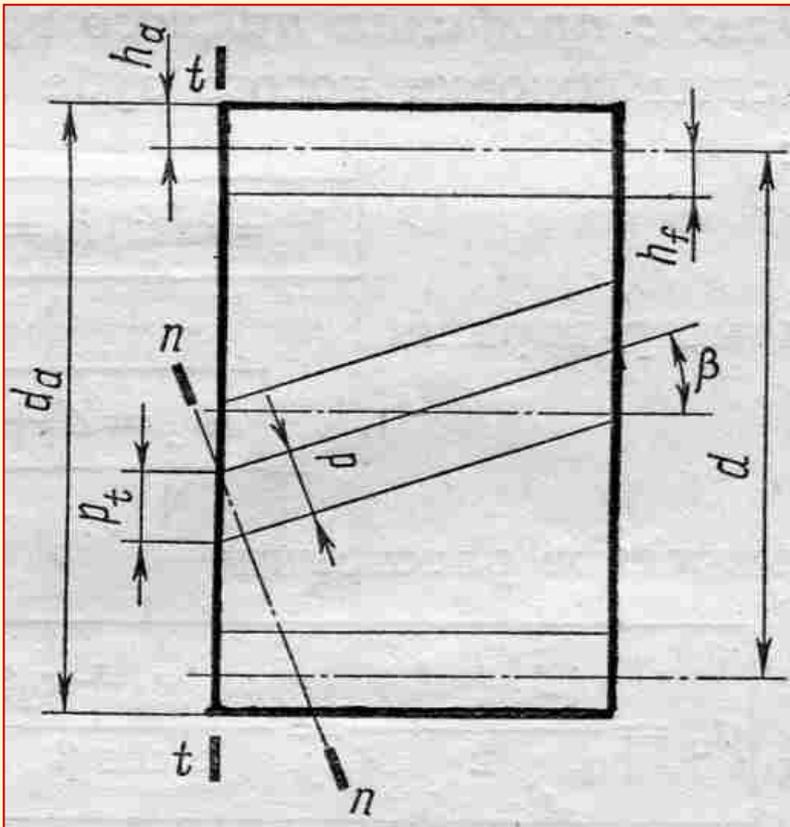
высота ножки $h_f = 1,25 \cdot m$
зуба

высота зуба $h = 2,25 \cdot m$

межосевое расстояние $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2}$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес



окружной шаг $p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}$

окружной модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$

диаметр делительной окружности

$$d = m_t \cdot Z = \frac{m_n \cdot Z}{\cos\beta}$$

Модуль 3

**ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА**

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи

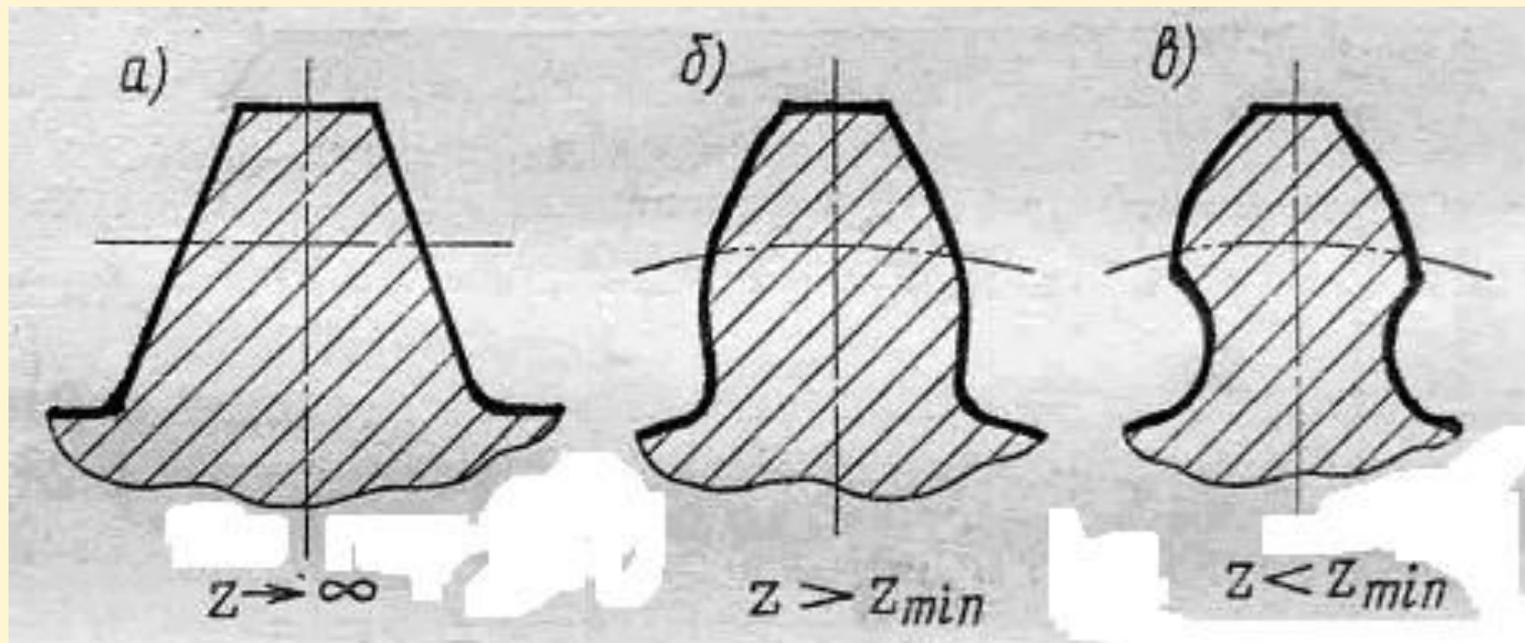
ЛЕКЦИЯ 4

План:

- 4.1. Понятие о корригировании зубчатых передач.
- 4.2. Точность зубчатых передач.
- 4.3. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.
- 4.4. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба



$$z_{min} = 17$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Понятие о корригировании зубчатых передач

Корригирование - улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением

Корригирование применяют:

- для устранения подрезания зубьев шестерни, если $Z_1 < Z_{\min}$
- для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;
- для получения заданного межосевого расстояния передачи

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Понятие о корригировании зубчатых передач

Корригирование осуществляют смещением инструмента на величину « X_m » при нарезании зубьев.

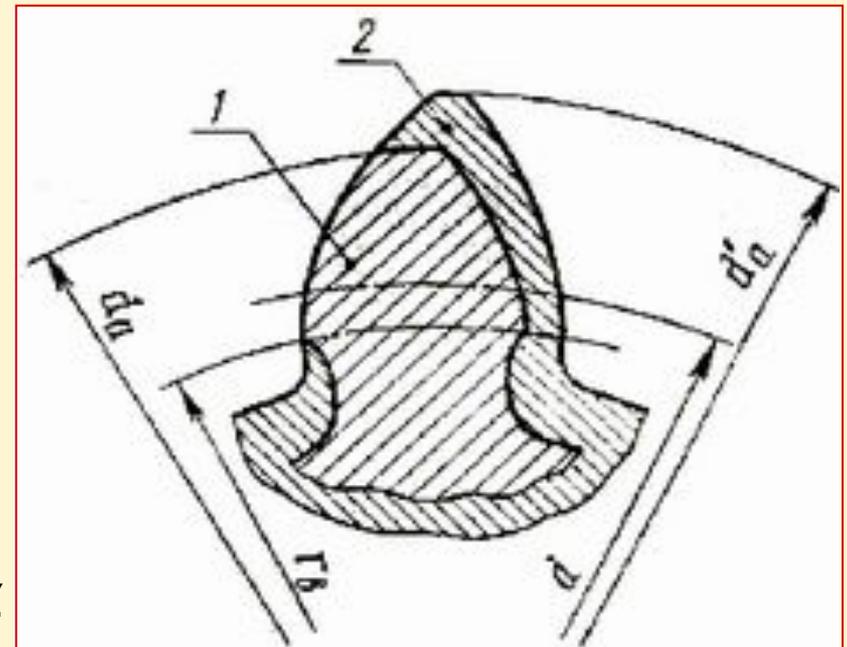
Положительное смещение – это смещение инструмента от центра зубчатого колеса

$$X_m > 0$$

Отрицательное - смещение к центру

$$X_m < 0$$

Коррекция может быть **высотной** или **угловой**



1 - зуб некорригированного колеса;
2 - зуб корригированного колеса

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Точность зубчатых передач

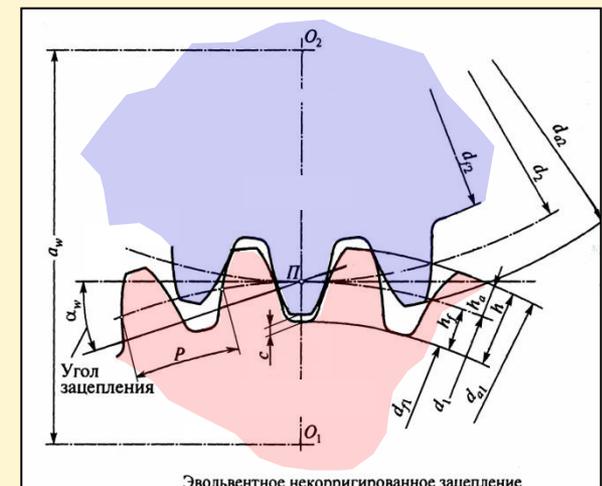
В стандартах предусмотрено 12 степеней точности. Наиболее распространены 6, 7, 8 и 9 степени.

Пример обозначения степени точности колес - 8-B

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть гарантированный боковой зазор. Величина зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колес.

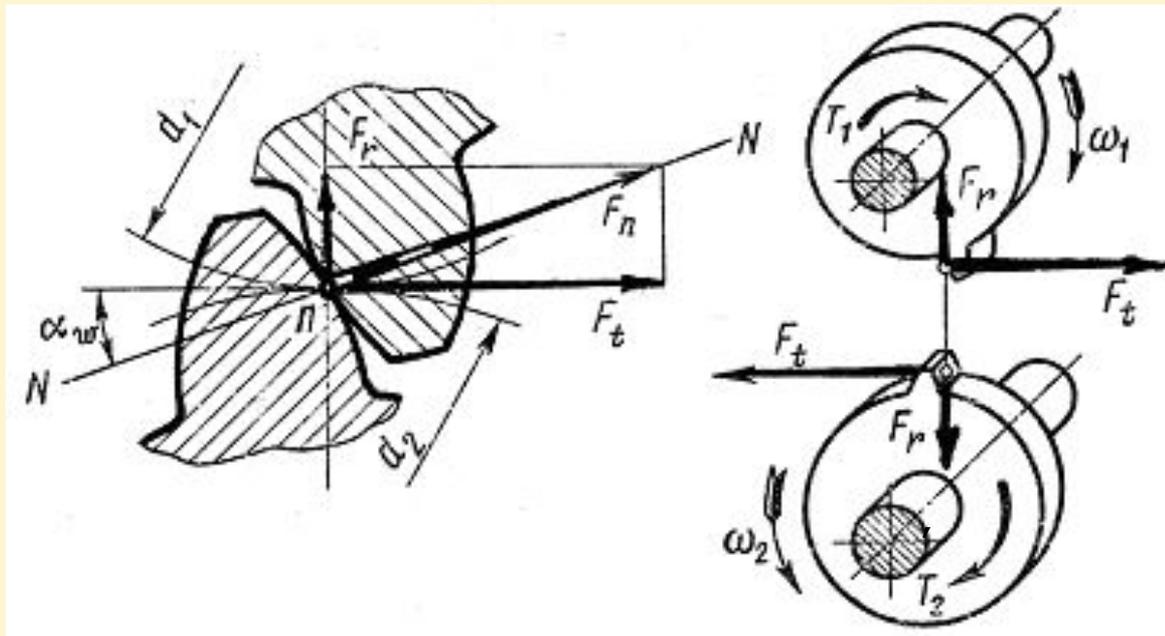
*Стандартом предусмотрено
шесть видов сопряжения:*

*H - нулевой зазор,
E - малый,
C и D - уменьшенный,
B - нормальный,
A - увеличенный.*



ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Силы в зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых передач



Окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

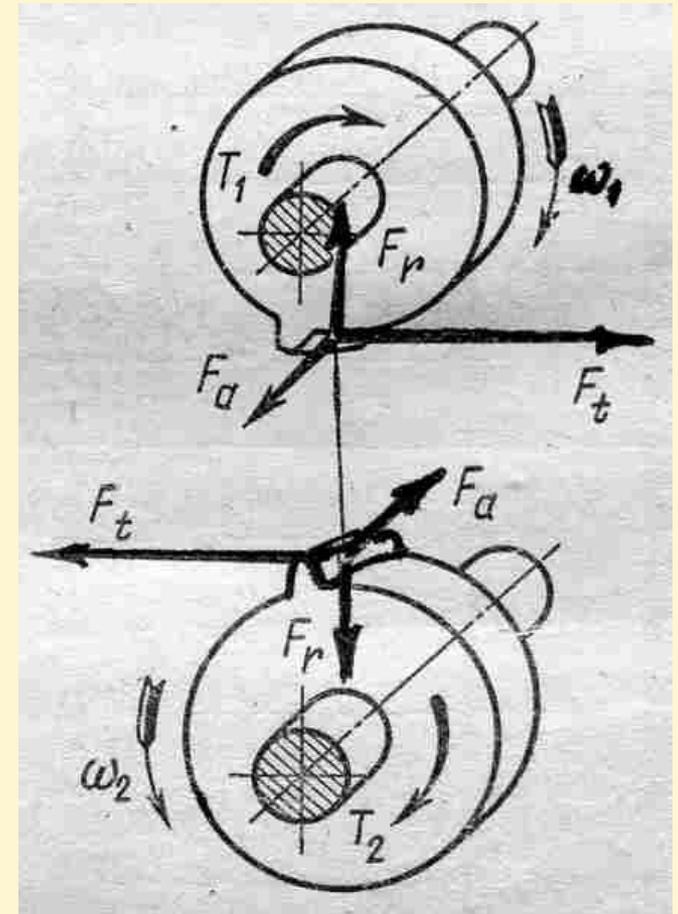
Силы в зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых передач

Окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$$

радиальная сила $F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$

осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$



ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач

Повторно – переменное воздействие нагрузки на зубья приводит:

- *к поломке зубьев;*
- *к выкрашиванию рабочих поверхностей;*
- *к износу и заеданию зубьев.*

Для закрытых зубчатых передач:

основной расчёт - на контактную прочность;

проверочный - расчёт зубьев на изгибную выносливость

Для открытых передач наоборот.

Модуль 3

**ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА**

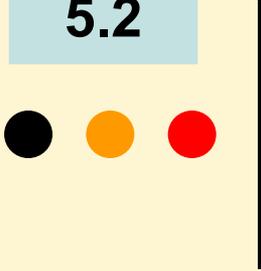
МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи

ЛЕКЦИЯ 5

План:

- 5.1. Материалы зубчатых колес и их термообработка.
- 5.2. Допускаемые напряжения.
- 5.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность и по напряжениям .



ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Материалы зубчатых колес и их термообработка

Стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы:

1 - с твердостью $HB \leq 350$

Термообработка: нормализация или улучшение;

2 - с твердостью $HB > 350$

Термообработка: объёмная закалка, закалка ТВЧ, цементация, азотирование

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления:

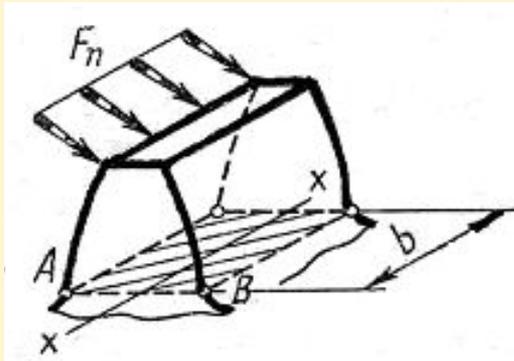
$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U+1)}{U}} \leq [\sigma_H]$$

Удельная расчетная окружная сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет цилиндрических зубчатых передач по напряжениям изгиба



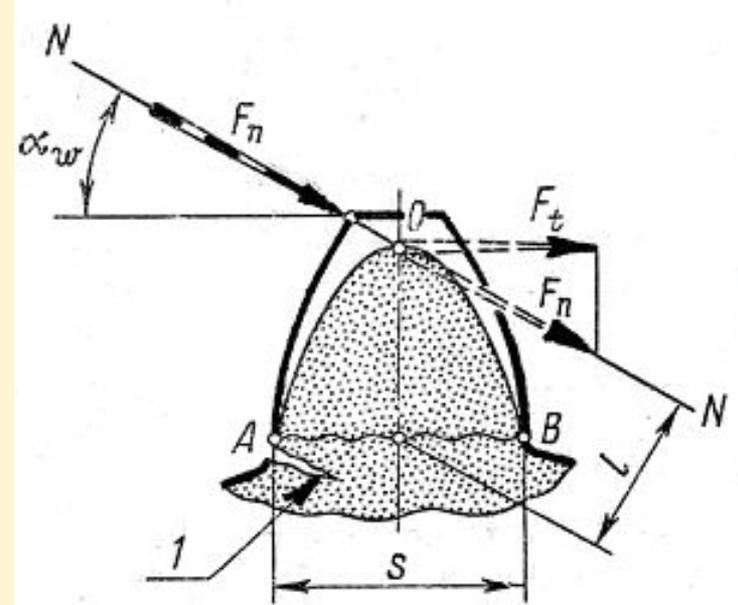
Напряжения изгиба

$$\frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} \approx \frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}}$$

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F]$$

Удельная расчётная окружная сила при изгибе

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$



Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые передачи

ЛЕКЦИЯ 6

План:

- 6.1. Основные геометрические соотношения.
- 6.2. Силы в зацеплении конических зубчатых передач.
- 6.3. Расчет прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.
- 6.4. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям.
- 6.5. Конические передачи с непрямыми зубьями

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные геометрические соотношения

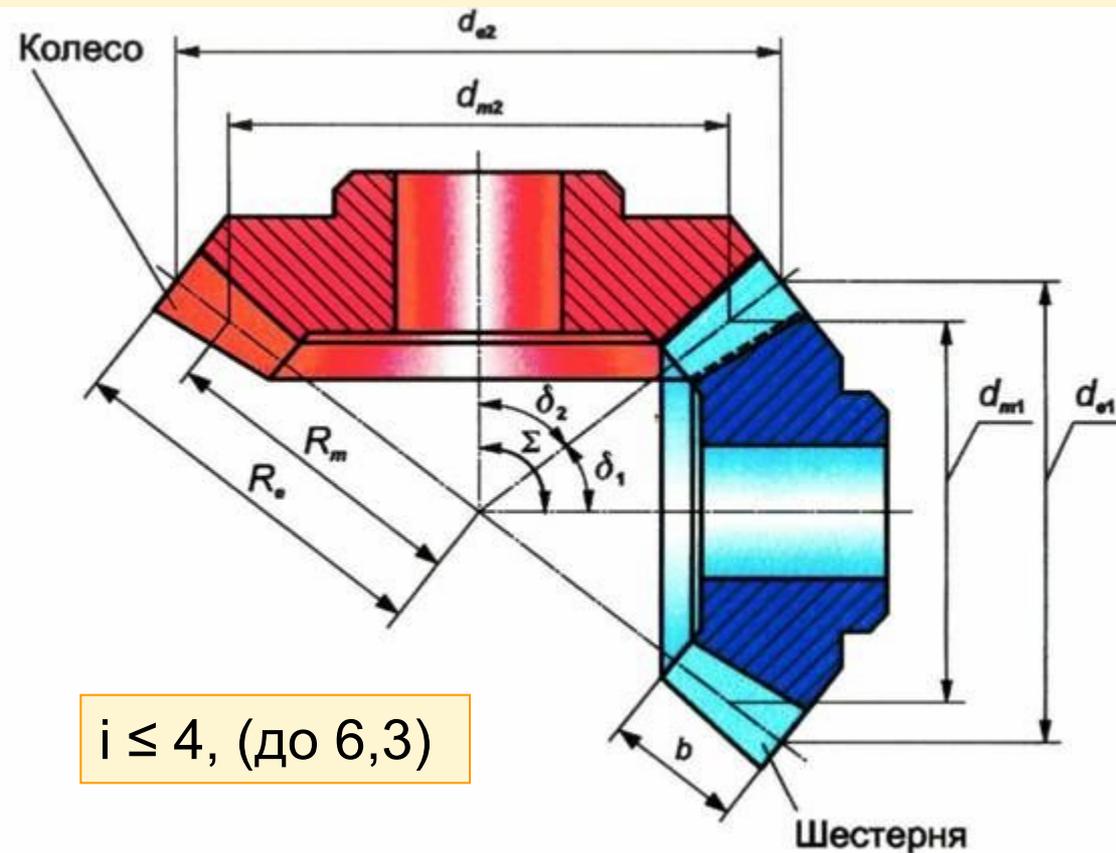
Передаточное отношение

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad \text{или}$$

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

Соотношение между модулями

$$m_{tm} = m_{te} - b \cdot \sin \delta_1 / z_1$$



$$i \leq 4, \text{ (до 6,3)}$$

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные геометрические соотношения

Внешнее конусное расстояние:

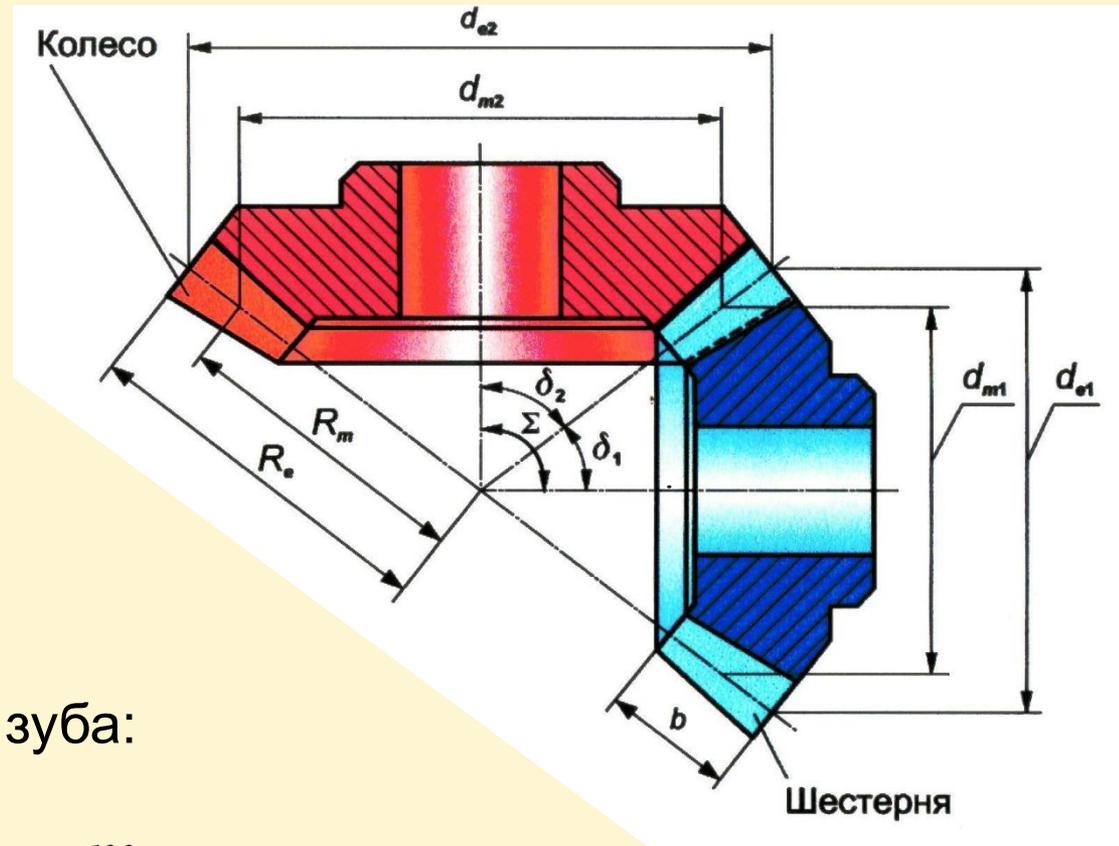
$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$$

Передаточное число:

$$u = z_2 / z_1$$

Высота головки и ножки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te} \quad h_{ae} = m_{te}$$



КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

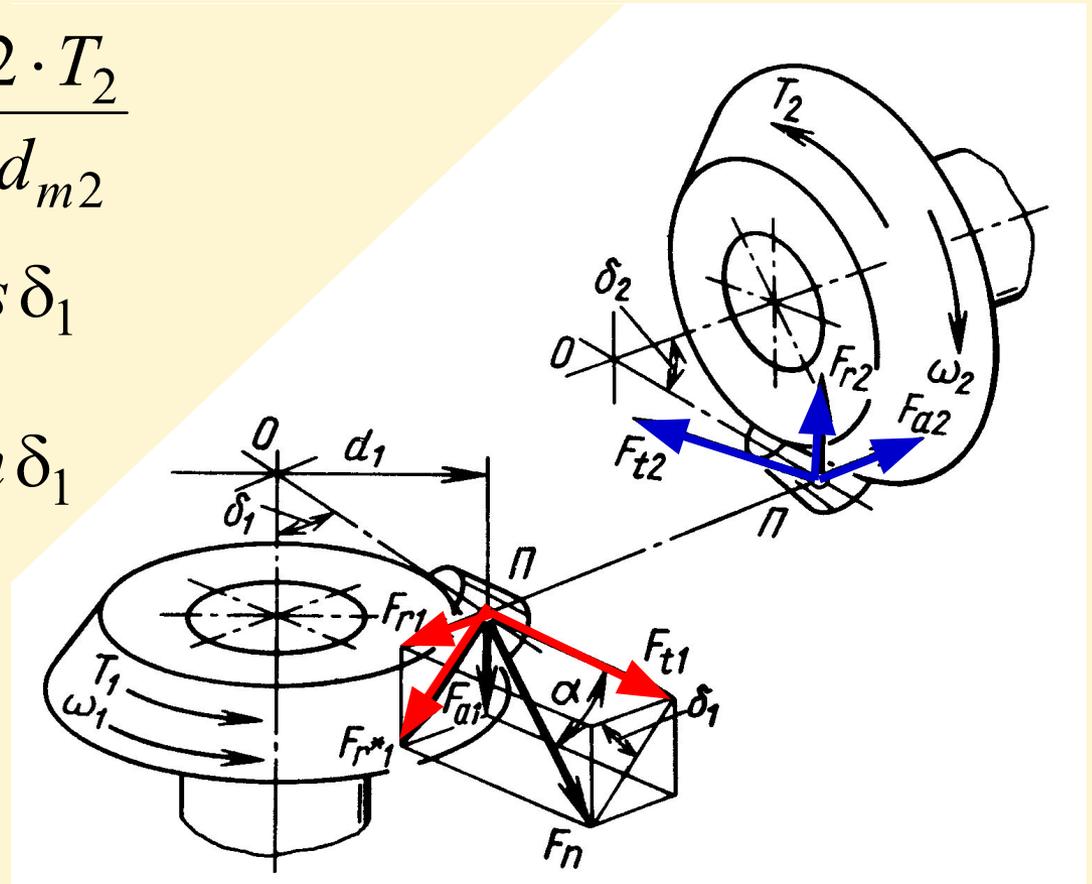
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} \approx \frac{2 \cdot T_2}{d_{m2}}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cdot \sin \delta_1$$

$$F_{a2} = F_{r1}$$

$$F_{r2} = F_{a1}$$



КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет прямозубой конической передачи

Диаметры эквивалентных колес

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1} \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}$$

Эквивалентные числа зубьев

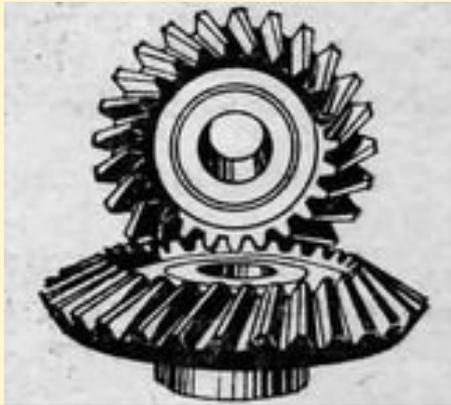
$$z_{ve1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad z_{ve2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Напряжения изгиба:

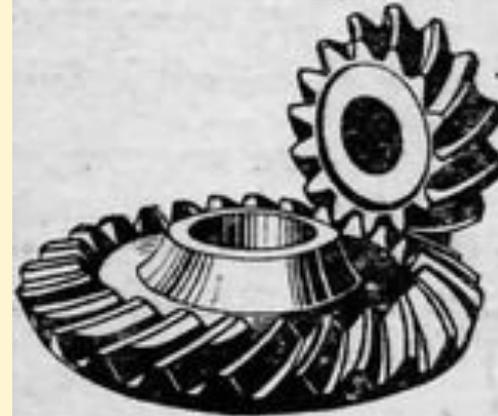
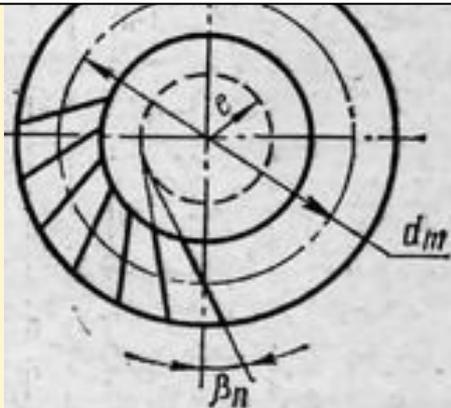
$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F]$$

Контактные напряжения:

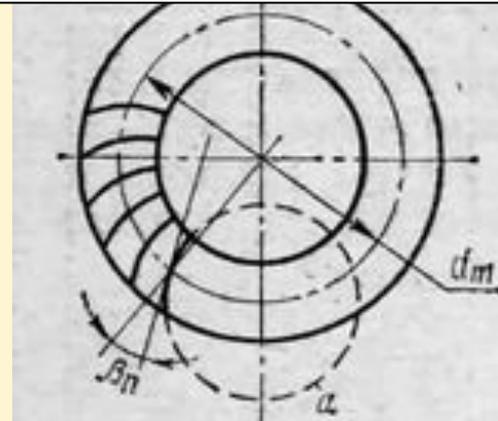
$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H,$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**Конические передачи с непрямыми зубьями**

с тангенциальными
зубьями



с круговыми зубьями



Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи

ЛЕКЦИЯ 7

План:

- 7.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения червячных передач
- 7.2. Геометрические параметры червячной передачи.
- 7.3. Силы в зацеплении червячной передачи.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Классификация

По форме внешней поверхности червяка

- с цилиндрическим червяком
- с глобоидным червяком

По форме профиля резьбы червяка

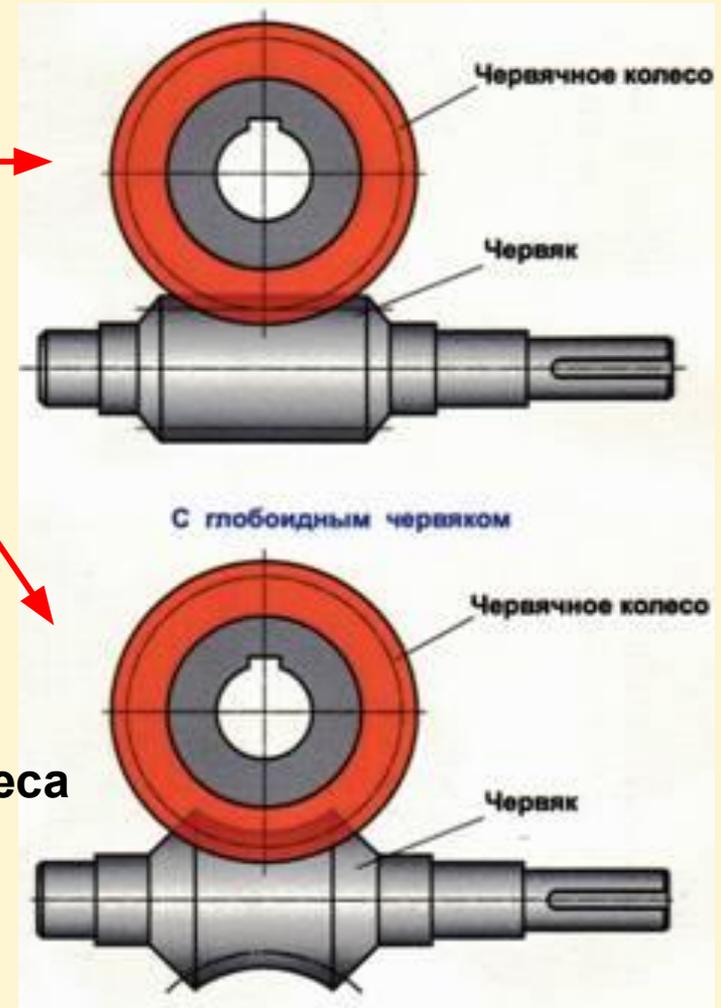
- архимедов червяк
- конволютный червяк
- эвольвентный червяк

По направлению линии витка червяка

- с правым
- с левым направлением нарезки

По расположению червяка относительно колеса

- с нижним
- с боковым
- с верхним расположением червяка



● ● ● ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Классификация, достоинства, недостатки,
области применения

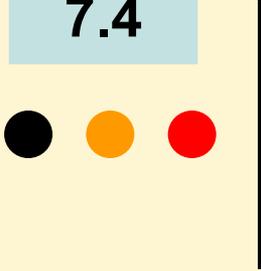
Передаточное число $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

в силовых червячных передачах $u = 10 \dots 60$ (80);

в приборах и делительных механизмах u - до 300 и более

КПД червячной передачи зависит от числа заходов червяка:

$$\begin{aligned} z_1 &= 1 \dots 4 \\ \eta &= 0,7 \dots 0,9 \end{aligned}$$



ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства и недостатки,

Достоинства передачи:

- 1) плавность и бесшумность работы;
- 2) компактность и сравнительно небольшая масса;
- 3) возможность большого редуцирования;
- 4) возможность самоторможения;
- 5) большая кинематическая точность.

Недостатки:

- 1) сравнительно низкий КПД;
- 2) повышенный износ и склонность к заеданию;
- 3) применение для колес дорогих антифрикционных материалов;
- 4) повышенные требования к точности сборки.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Геометрические параметры

$$d_1 = m \cdot q$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$$

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

$$a_{\omega} = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2}$$

$$z_1 = 1 \dots 2$$

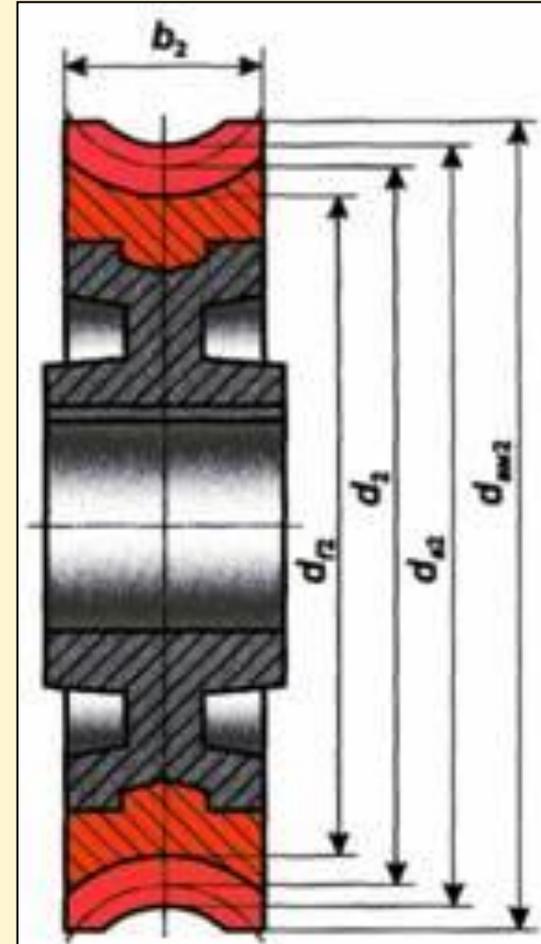
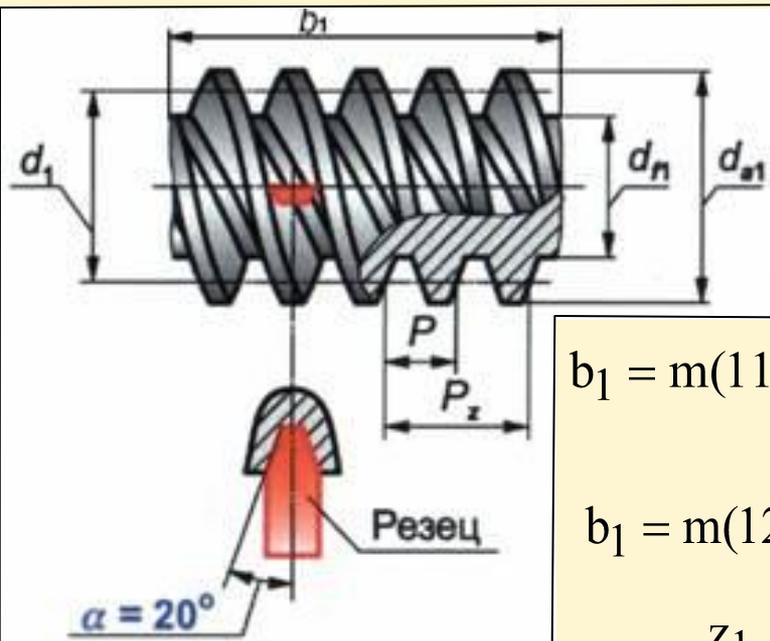
$$b_1 = m(11 + 0,06z_2) \quad b_2 \leq 0,75d_{a1}$$

$$b_1 = m(12,5 + 0,09z_2) \quad \frac{z_1 = 4}{b_2 \leq 0,67d_{a1}}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

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



ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Окружная сила на колесе

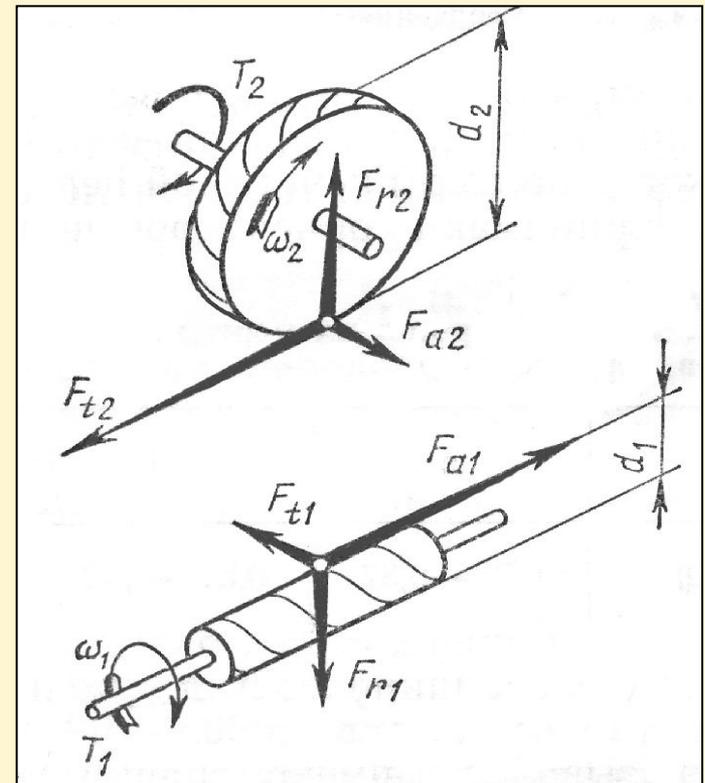
$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$



Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи

ЛЕКЦИЯ 8

План:

- 8.1. Виды разрушения и критерии работоспособности червячных передач.
- 8.2. Материалы и допускаемые напряжения.
- 8.3 Расчет червячных передач на прочность по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.
- 8.4. Тепловой расчет червячных передач.
- 8.5. Расчет вала червяка на жесткость



ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС.
КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные виды разрушений и повреждений в червячных передачах: **ИЗНОС** и **заедание**

Критерии работоспособности и расчета:

Расчет на **контактную прочность зубьев** - основной.

Расчет на **изгибную выносливость зубьев** –
проверочный

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ**

Материал венца червячного
колеса

Оловянистые бронзы

Безоловянистые бронзы

Серый чугун

Скорости скольжения

5...25 м/сек

2...5 м/сек

не более 2 м/с

Материал червяка

цементируемые стали
(20Х, 18ХГТ)

среднеуглеродистые стали
(45, 40ХН)

с поверхностной закалкой

Твердость поверхности

$HRC = 58...63$

$HRC = 50...55$

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$:

□ Для оловянистых бронз - из условия сопротивления усталостному выкрашиванию

□ Для твердых бронз и чугунов - из условия сопротивления заеданию (или по эмпирическим формулам).

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

по эмпирическим формулам
в зависимости от материала венца червячного колеса
и характера нагрузки

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Условие контактной прочности:

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_\omega}\right)^3} \cdot T_2 \cdot K_H \leq [\sigma_{H2}]$$

Условие прочности зуба на изгиб:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} \cdot K_F \quad z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} \quad m_n = m \cdot \cos \gamma$$

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ.

РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ЖЕСТКОСТЬ

Условие теплового баланса по температуре масла в картере редуктора:

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_T A} \leq [t_M] = 70 \dots 80^\circ \text{C}$$

Способы искусственного охлаждения:

- 1) увеличение поверхности редуктора;
- 2) обдув корпуса воздухом;
- 3) установка в корпусе водяного охлаждения;
- 4) применение циркуляционных систем смазок.

Условие жесткости вала червяка по величине прогиба:

$$f = (0,005 \dots 0,01)m \leq [f]$$

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЛЕКЦИЯ 10

План:

- 10.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения.
- 10.2. Силы и напряжения в ремне.
- 10.3. Критерии работоспособности ременных передач.
- 10.4. Конструкции основных элементов ременных передач

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

По виду ремня различают
ременные передачи:

круглоремённые

плоскоремённые

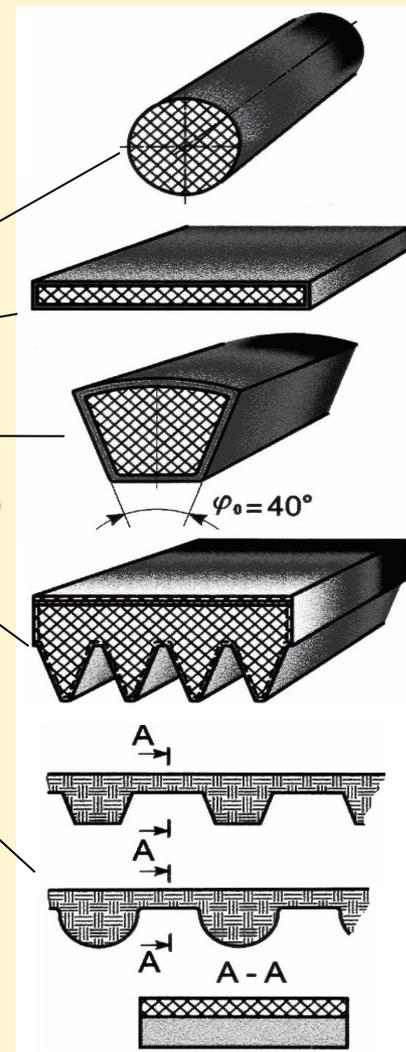
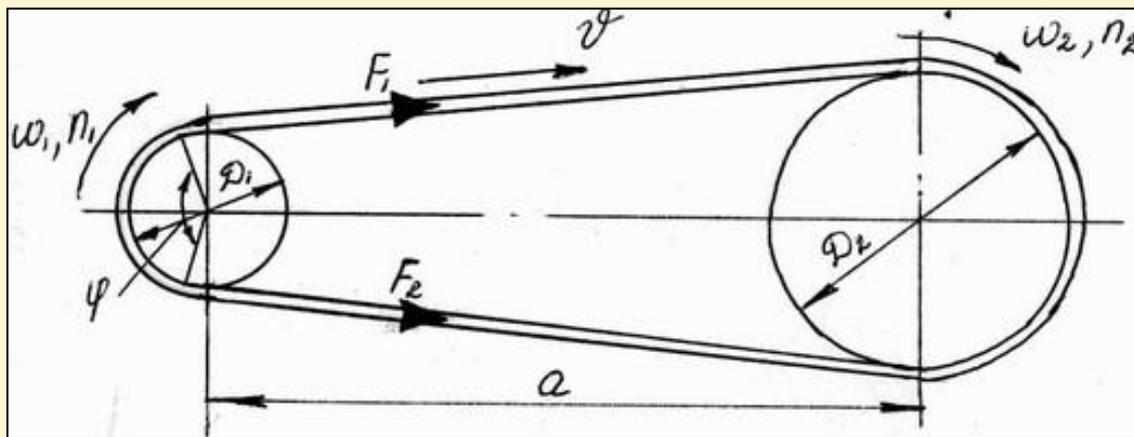
клиноремённые

поликлиноремённые

зубчатые

Передаточное
отношение ременных
передач:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$$

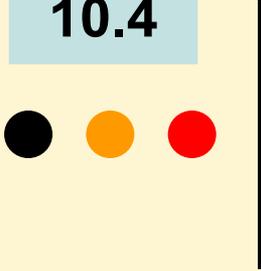




РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Достоинства ременных передач

- ❖ 1) возможность передачи энергии на значительные расстояния: (6...5 м);
- ❖ 2) простота и низкая стоимость конструкции;
- ❖ 3) плавность и бесшумность хода, способность смягчать удары и предохранять от перегрузок при буксовании;
- ❖ 4) возможность работы в широком диапазоне скоростей (до 100 м/с) и мощностей (от долей киловатта до сотен киловатт)
- ❖ 5) простота обслуживания и ухода;
- ❖ 6) относительно высокий КПД: 0,91...0,98;



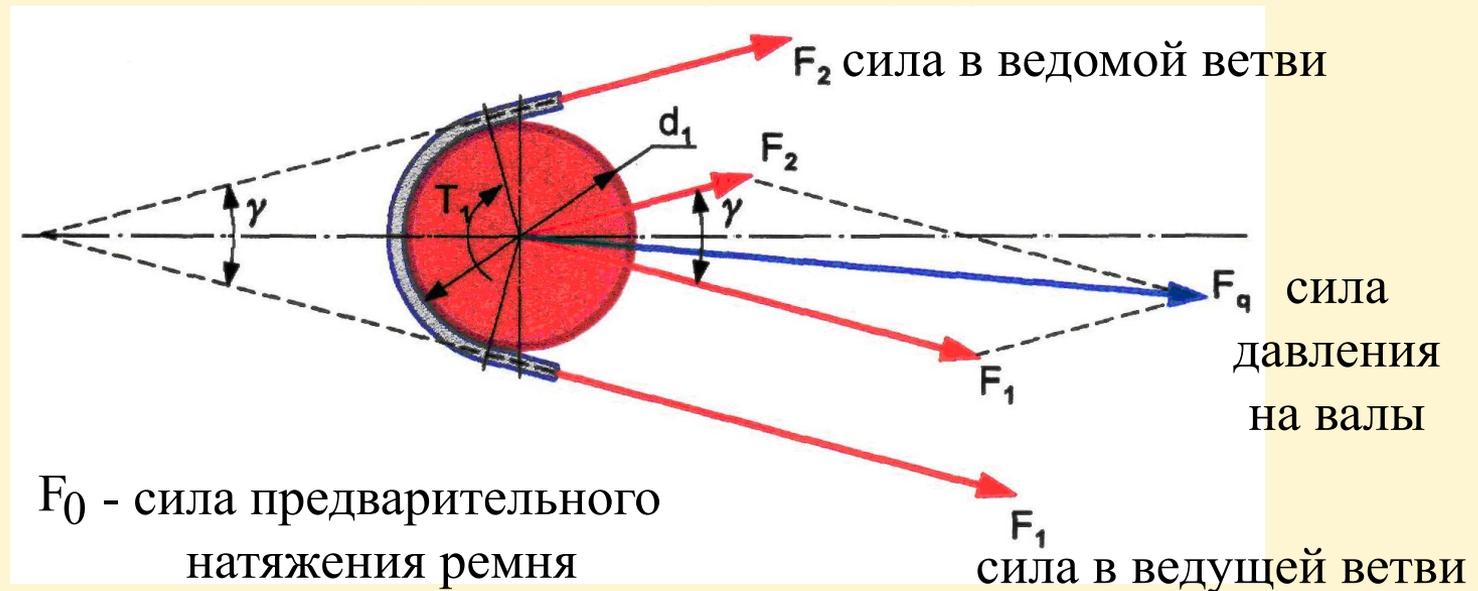
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Недостатки:

- ❖ 1) непостоянство передаточного отношения вследствие упругого скольжения, меняющегося в зависимости от нагрузки;
- ❖ 2) относительно большие габариты передачи и невысокая долговечность ремня (особенно в быстроходных передачах);
- ❖ 3) вытягивание ремня в процессе эксплуатации передачи приводит к необходимости установки дополнительных устройств (натяжной ролик);
- ❖ 4) большие нагрузки на валы и их опоры (подшипники).

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

СИЛЫ И НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ



$$F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = F_t \quad - \text{окружная сила}$$

$$F_V = \rho \cdot A \cdot v^2 \quad - \text{центробежная сила:}$$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

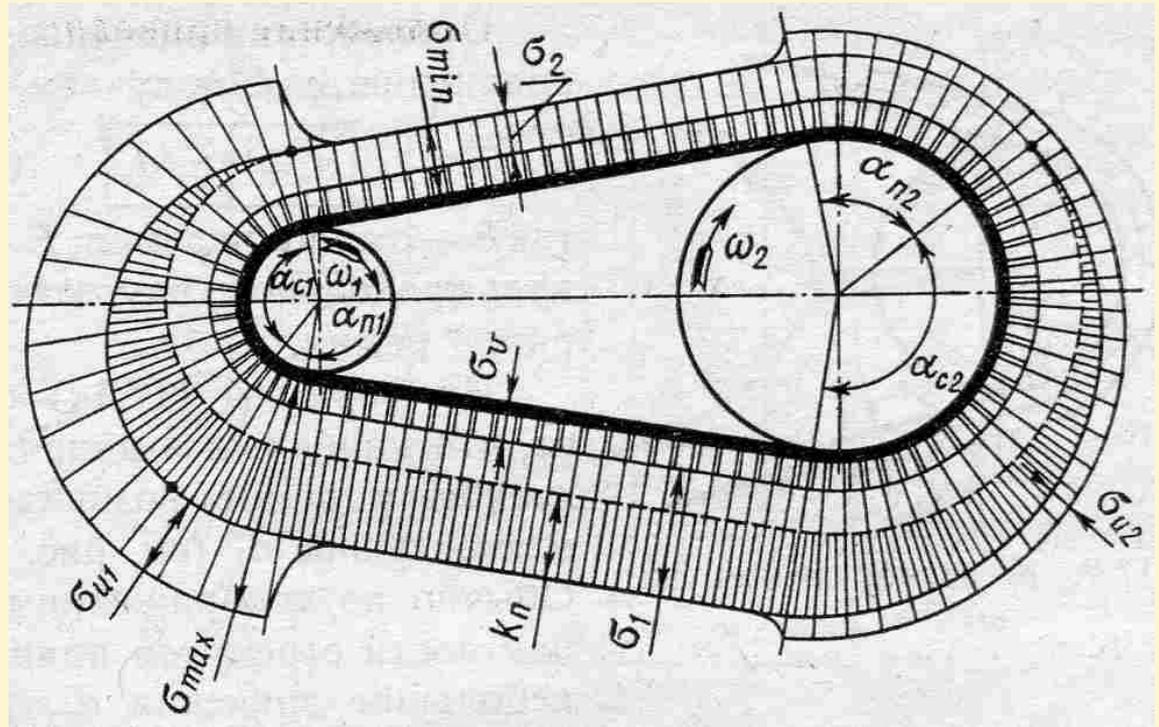
$$\sigma_F = F_t / A$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{(2 \cdot A)} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} - \frac{F_t}{(2 \cdot A)} = \sigma_0 - \frac{\sigma_F}{2}$$

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A} = \rho v^2$$

$$\sigma_u = \frac{\delta \cdot E}{(d + \delta)}$$



$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_u = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_V + \sigma_u$$



РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Критерии работоспособности ременных передач:

тяговая способность ремня

площадь поперечного сечения ремня: $A \geq \frac{F_t}{[\sigma_F]}$

долговечность ремня

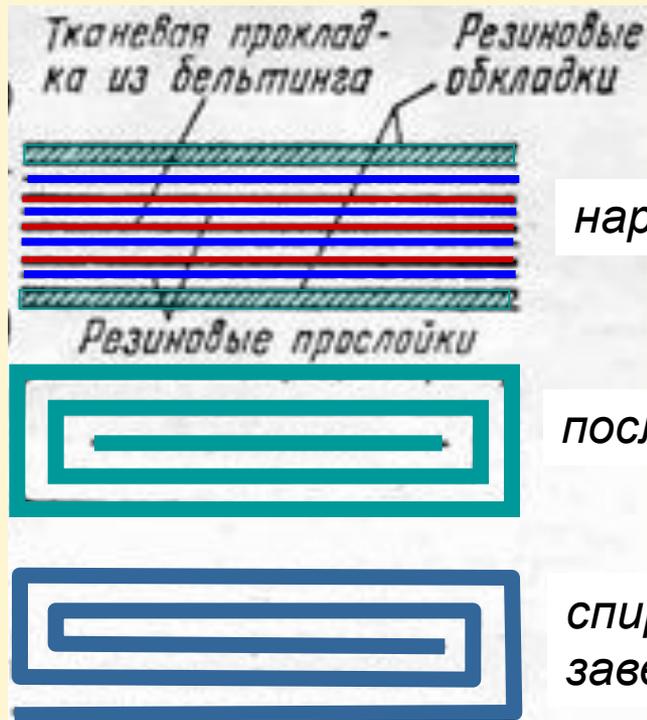
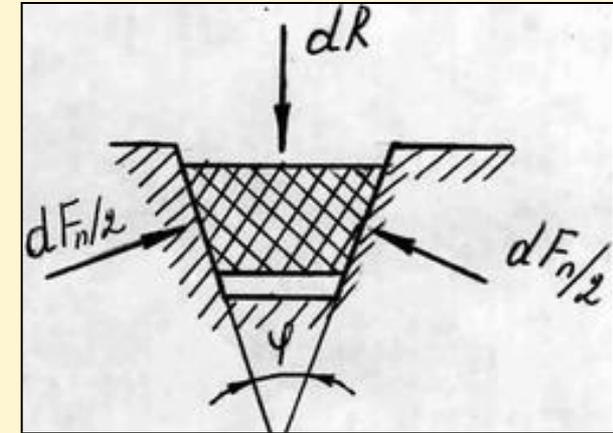
число пробегов ремня: $v = \frac{v}{l} \leq [v]$

для плоских ремней $[v] \leq 5$

для клиновых ремней $[v] < 10$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Детали ременных передач



нарезные

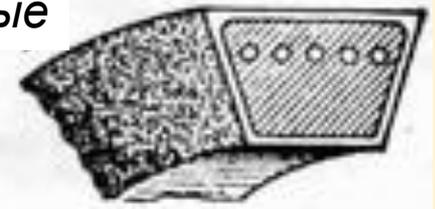
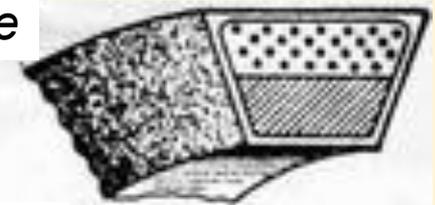
послойные

спирально
завернутые

Резинотканевые плоские ремни

кордтканевые

корд-шнуровые



Клиновые ремни

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЛЕКЦИЯ 10

План:

- 11.1. Преимущества, недостатки, области применения.
- 11.2. Основные геометрические соотношения.
- 11.3 Конструкции основных элементов цепных передач.
- 11.4. Критерии работоспособности и расчета цепных передач



ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Преимущества, недостатки, области применения

Достоинства:

- 1) могут передавать движение на значительные расстояния (до 8 м);
- 2) более компактны (по сравнению с ременными),
- 3) могут передавать большие мощности до до 100 кВт;
- 4) меньшие силы, действующие на валы значительно;
- 5) отсутствует проскальзывание;
- 6) могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам

Недостатки:

- 1) значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление.
- 2) сравнительно быстрый износ шарниров цепи (затруднителен подвод смазки);
- 3) удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует применения натяжных устройств



ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные геометрические соотношения

Основной параметр передачи - шаг цепи t , мм

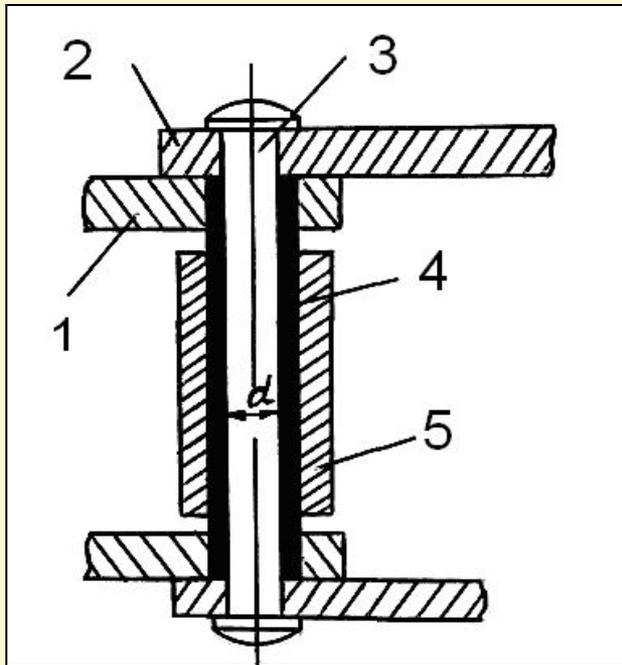
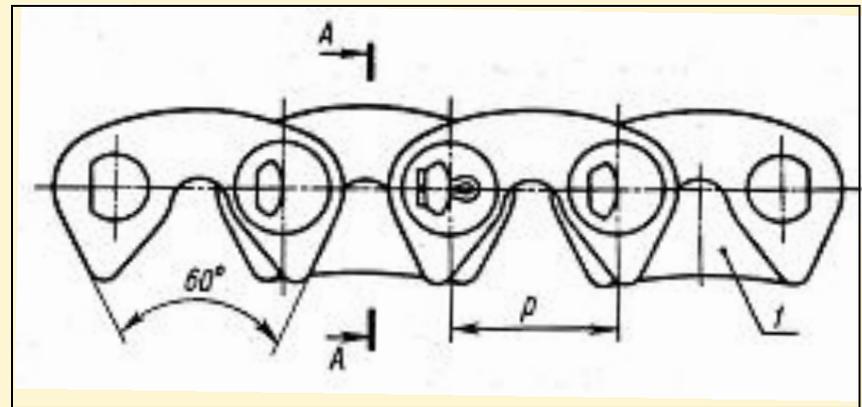
Оптимальное межосевое расстояние из условий долговечности цепи:

$$a = (30...50) \cdot t$$

Передаточное отношение цепной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad i \leq 7$$

Среднее значение КПД цепной передачи $\eta = 0,96...0,98$

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**Конструкция основных элементов цепной передачи****Втулочно-роликовая цепь
(Втулочная цепь)****Зубчатая цепь**



ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Критерии работоспособности и расчета

Основной причиной потери работоспособности цепных передач является износ шарниров цепи

*Основной критерий работоспособности цепных передач - **долговечность цепи***

Для увеличения долговечности цепной передачи увеличивают число зубьев меньшей звездочки до $z_1 = 19...31$

Максимальное число зубьев большой звездочки:

1) для втулочной цепи $z_2 \leq 120$

2) для роликовой $z_2 \leq 90$

3) для зубчатой $z_2 \leq 140$