



ОСНОВЫ проектирования

**Раздел 2. Детали машин и
основы конструирования**

**ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Детали машин и основы конструирования – раздел механики, в котором рассматриваются основы расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения

Механизм - искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного из них или нескольких в требуемые движения других тел.

Машина - механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены труда человека и повышения его производительности.

Деталь - это часть машины, изготовленная без применения сборочных операций.

Узел - крупная сборочная единица, имеющая вполне определенное функциональное назначение.



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Детали и узлы общего назначения :

- 1) соединительные детали;
- 2) механические передачи;
- 3) детали, обслуживающие передачи.

Соединения:

- неразъемные - заклепочные, сварные, клеевые; с натягом;
- разъемные – резьбовые; шпоночные; шлицевые.

Передачи:

- передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные)
- передачи трением (ременные, фрикционные).

Детали, обслуживающие передачи:

- валы
- подшипники
- муфты



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность деталей оценивают:

- прочностью;
- жесткостью;
- износостойкостью;
- теплостойкостью;
- вибрационной устойчивостью.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Понятие о надежности машин

Пути повышения надежности:

- - основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Плохо продуманные, не отработанные конструкции не надежны. Большую роль здесь играет стандартизация, унификация и т.д.;***
- - улучшение качества производства конструкции;***
- - уменьшение напряженности деталей (рационально применять высокопрочные материалы, различные виды термической обработки, которые увеличивают нагрузочную способность зубчатых передач до 2...4 раз);***
- - применение хорошей смазки;***
- - установка предохранительных устройств;***
- - должный контроль ОТК.***



Раздел 2 – МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

РЕДУКТОРЫ

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ



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 :

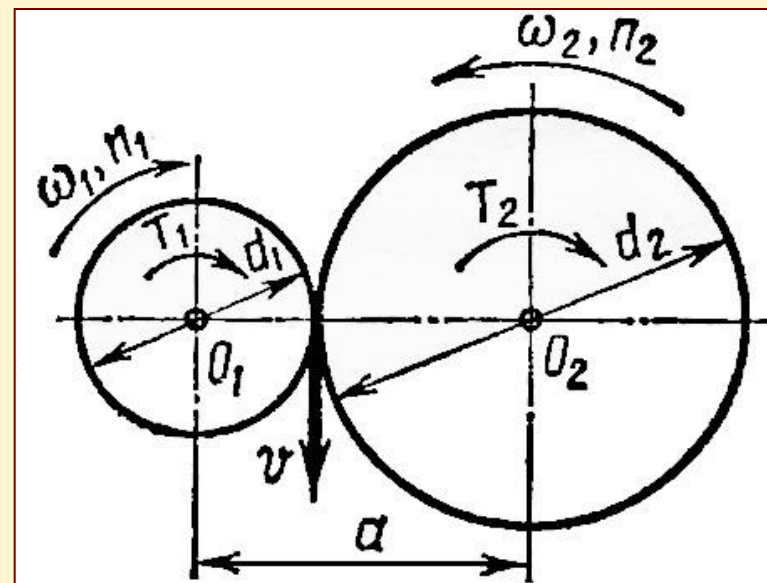
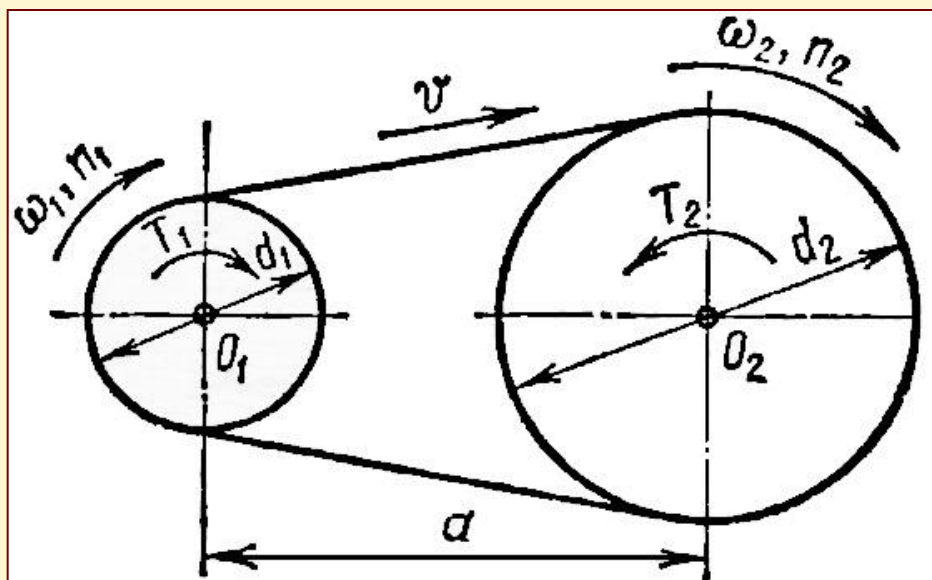
- 1) трением (фрикционные, ременные);
- 2) передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные)

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 , кВт
- Частота вращения входного и выходного валов
 n_1, n_2 , об/мин
- 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 :

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



МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

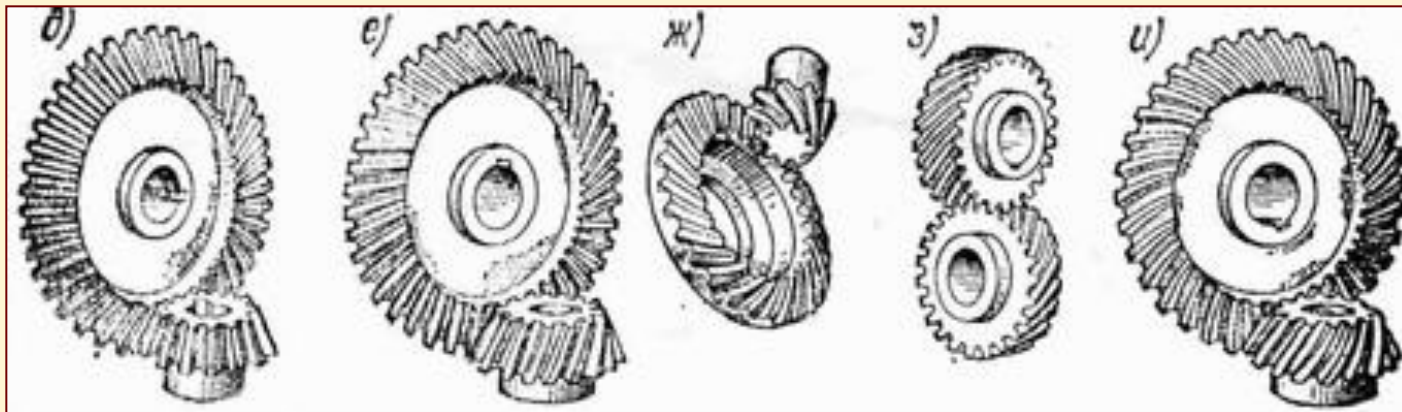
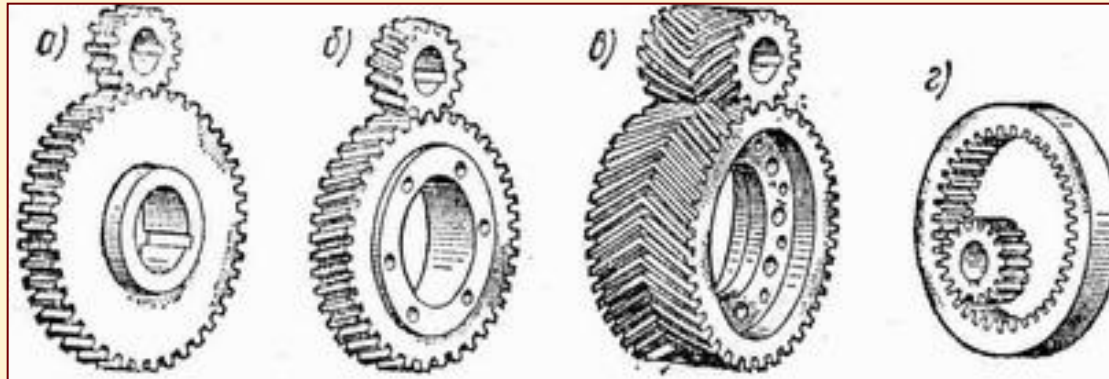
Зубчатые передачи

План:

- 1 Достоинства, недостатки, области применения, классификация зубчатых передач
2. Геометрические параметры цилиндрических передач.
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.



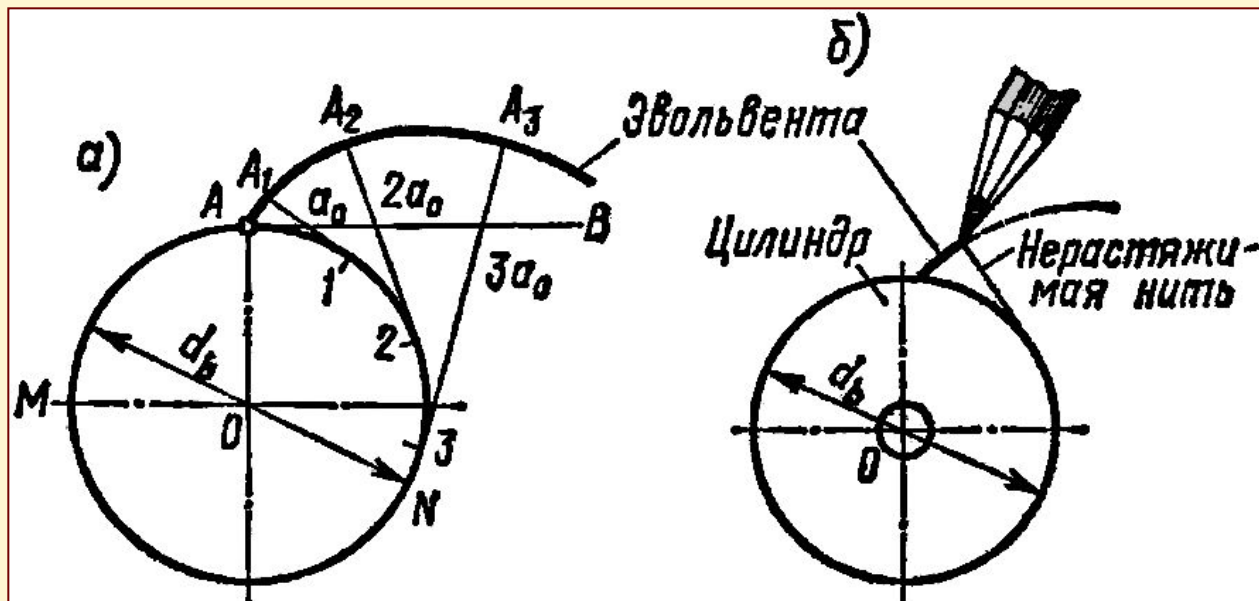
ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

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

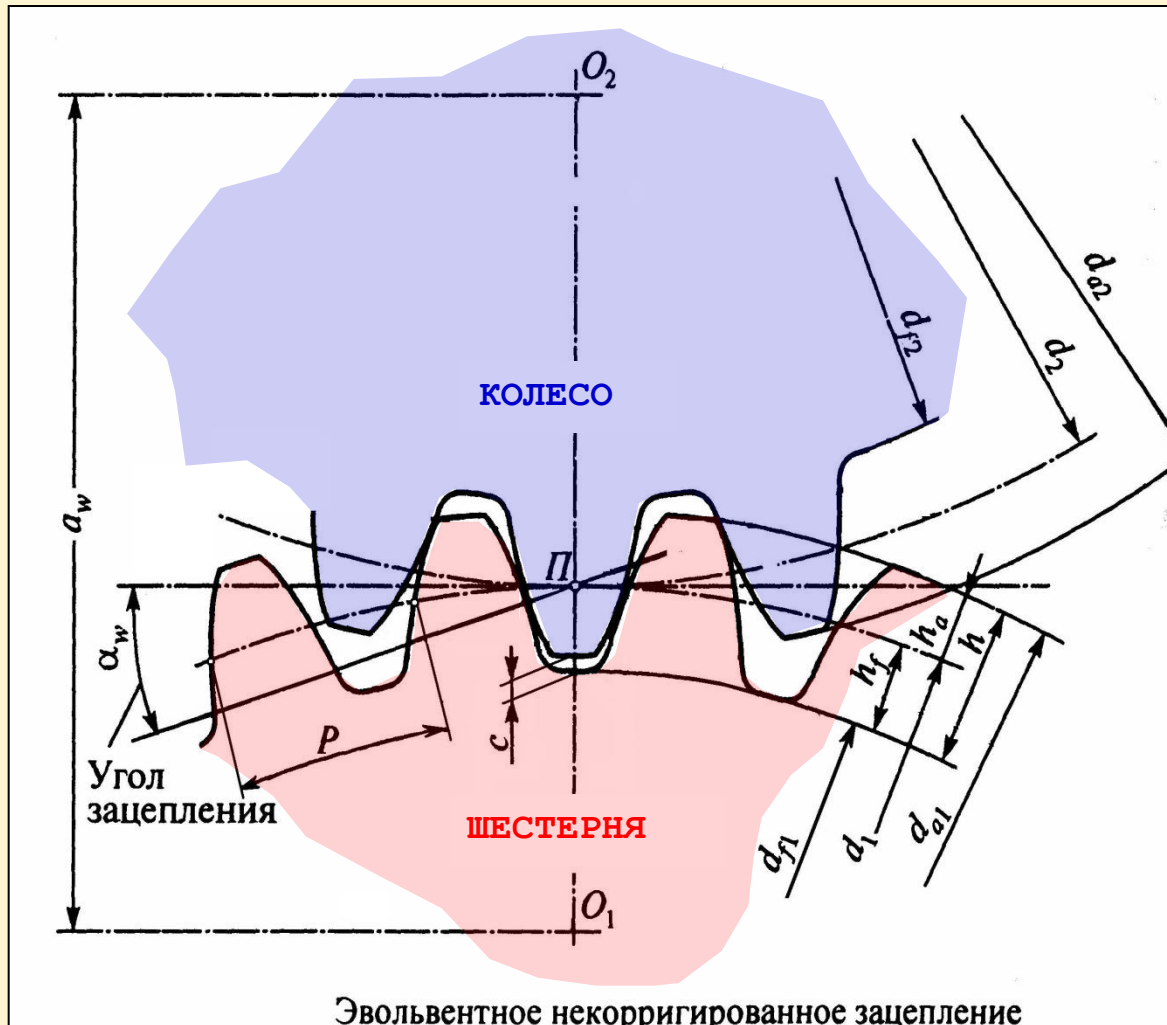
Геометрические параметры цилиндрических передач



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:

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

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

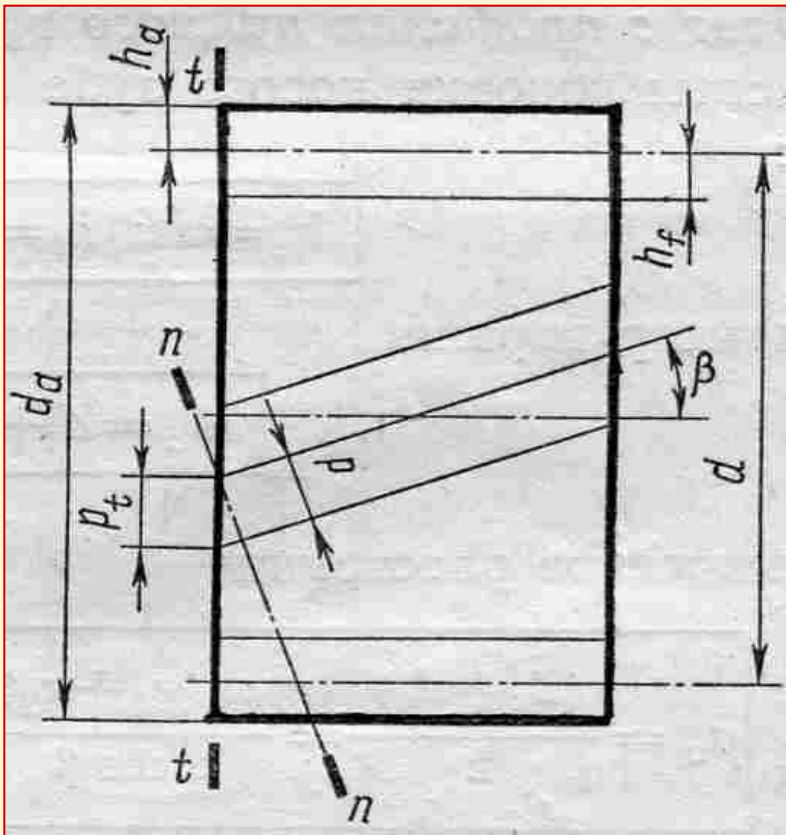
высота ножки $h_f = 1,25 \cdot m$
зуба

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

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



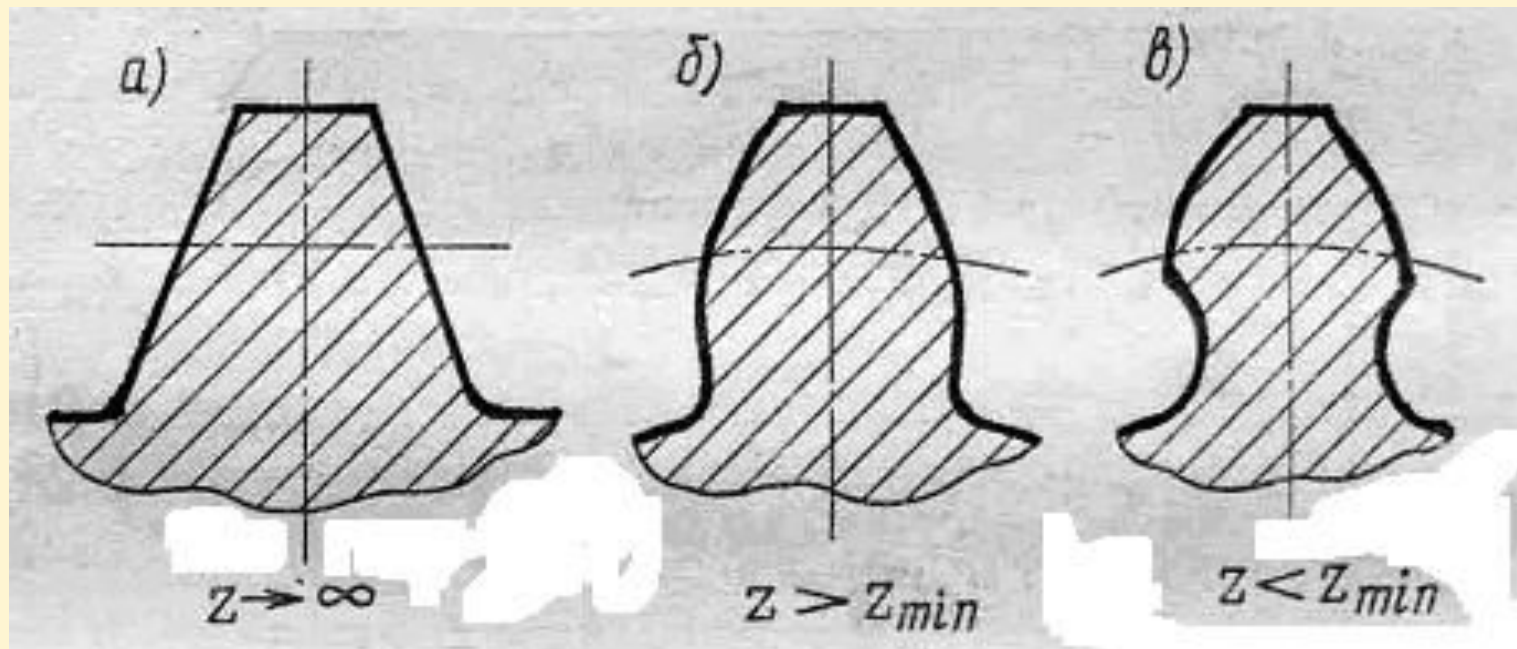
МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи

- 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.

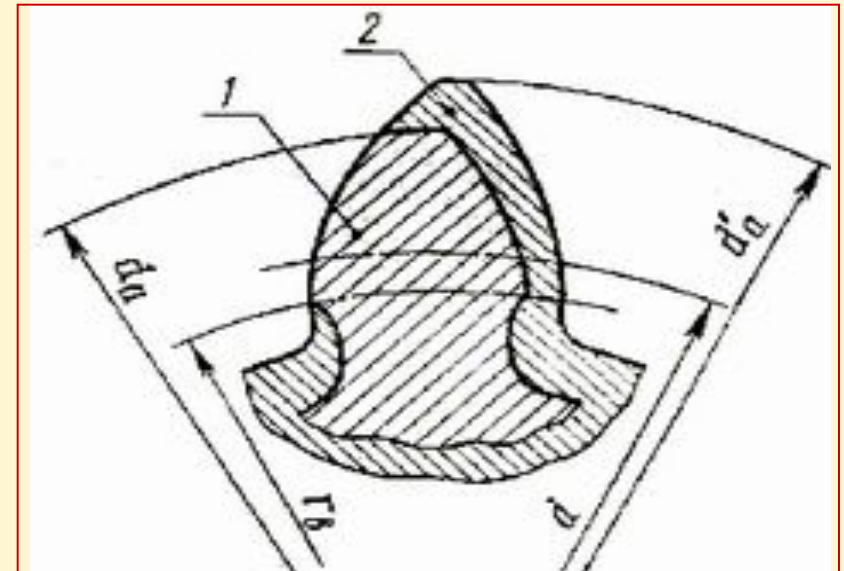
Положительное смещение – это смещение инструмента от центра зубчатого колеса

$$X_m > 0$$

Отрицательное - смещение к центру

$$X_m < 0$$

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



1 - зуб некорригированного колеса;
2 - зуб корригированного колеса

$$X_{\min} = \frac{17 - Z}{17}$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Точность зубчатых передач

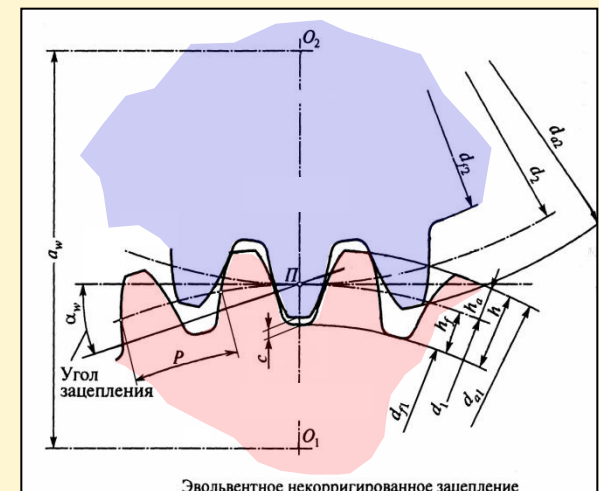
В стандартах предусмотрено 12 степеней точности. Наиболее распространены 6, 7, 8 и 9 степени.

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.

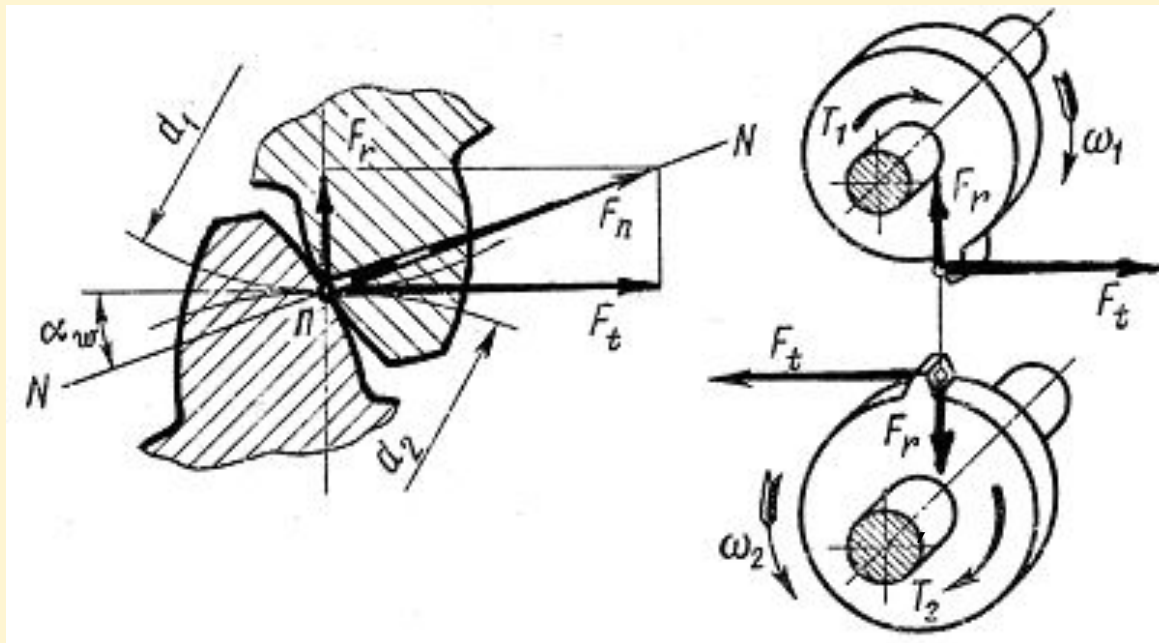
Стандартом предусмотрено
шесть видов сопряжения:

- Н - нулевой зазор,
- Е - малый,
- С и Д - уменьшенный,
- В - нормальный,
- А - 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

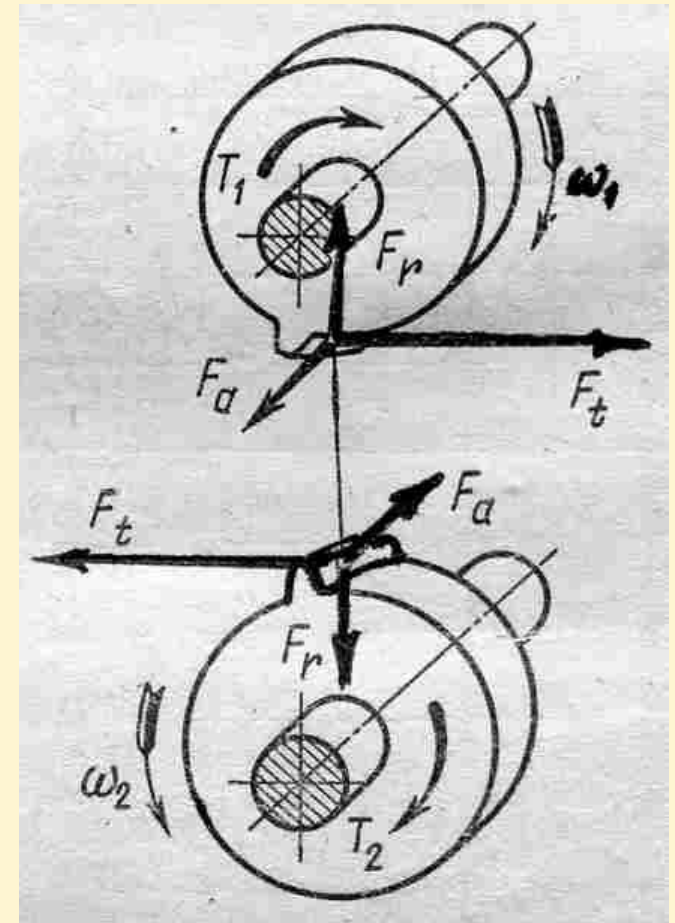
Силы в зацеплении косозубых цилиндрических зубчатых передач

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

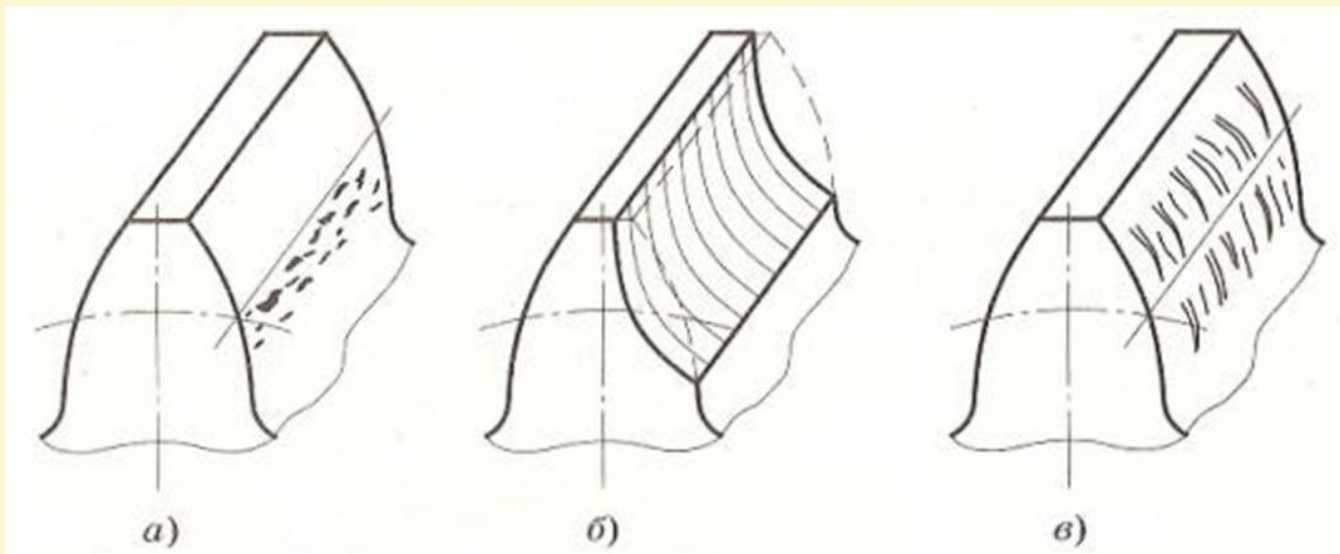
осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$



ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные виды повреждения зубьев — поломка зуба, выкрашивание, износ зубьев, заедание. Для предотвращения поломок увеличивают модуль зубьев, прочность материалов колес.

Эффективным средством предотвращения выкрашивания является увеличение поверхностной твердости и подбор химически не активных смазочных материалов. Аналогичные методы применяют и для предотвращения износа и заедания.





ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Материалы и термообработка:

Зубчатые колеса изготавливают из сталей, чугуна и неметаллических материалов. Наибольшее распространение в силовых передачах имеют колеса из сталей Ст-5, Ст-6, 35, 35Л, 40, 40Л и др., которые подвергают, как правило, термообработки для повышения нагрузочной способности.

Колеса малонагруженных передач с неограниченными габаритами подвергают обычной закалке в высокочастотном индукционном нагревателе, до НВ 300 ... 350, отпуском при диаметре колес до 150 мм. Колеса свыше 150 мм должны иметь твердость не менее НВ 200.

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:

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

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_\omega}}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$



Механический привод

Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную выносливость.

- При проектном расчете необходимо определить размеры передачи по заданным основным характеристикам: крутящему моменту T_1 или T_2 и передаточному числу u .
- С этой целью формулу решают относительно d_1 или a_ω . Другие неизвестные параметры оценивают приближенно или выбирают по рекомендациям на основе накопленного опыта. В нашем случае принимаем $d_{\omega 1} \approx d_1$; $\alpha_\omega \approx \alpha = 20^\circ$; ($\sin 2\alpha \approx 0,6428$); $K_{Hv} \approx 1,15$; (Этот коэффициент зависит от окружной скорости V , которая пока неизвестна, поэтому принимаем некоторое среднее значение. При этом из составляющих коэффициента K_H остается коэффициент $K_{H\beta}$).
- Обозначим $\psi_{ba} = b_\omega / d_1$ — коэффициент ширины шестерни относительно диаметра.



Механический привод

Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную выносливость.

- Подставляя эти значения в исходную формулу и решая ее относительно диаметра находим:

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u+1}{u} \right)};$$

Механический привод

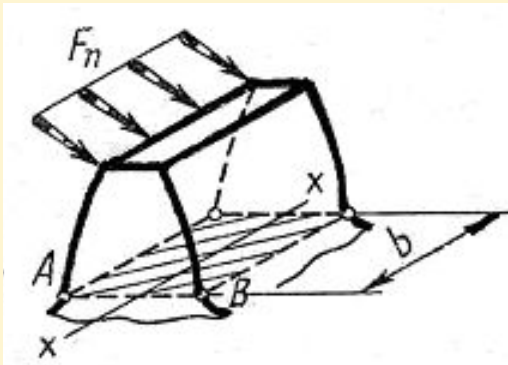
Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную выносливость.

- Решая относительно межосевого расстояния a_ω , заменяя $T_1 = T_2/u$; $d_1 = 2a_\omega/(u+1)$ и вводим $\psi_{ba} = b_\omega/a$ — коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. После преобразования, с учетом зависимости $\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba}(u+1)$ получаем:

$$a_\omega = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Расчет цилиндрических зубчатых передач по напряжениям изгиба



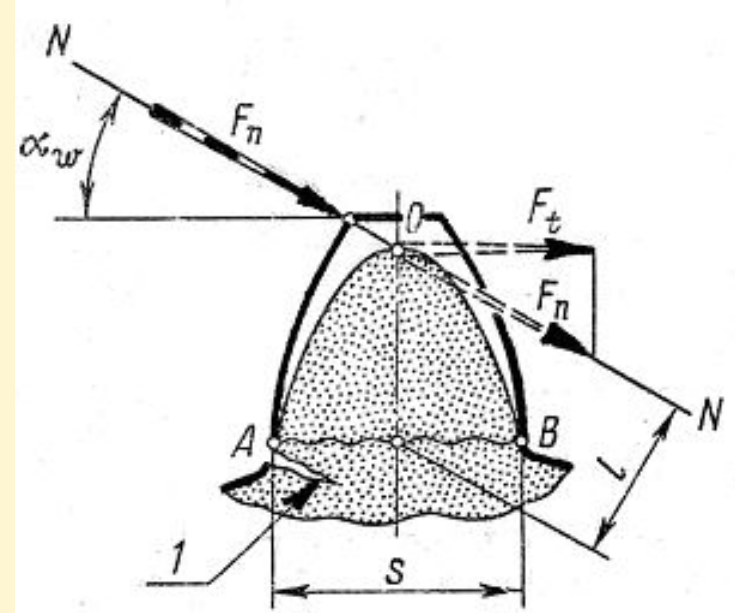
Напряжения изгиба

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

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

Удельная расчётная окружная сила при изгибе

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





МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые передачи

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

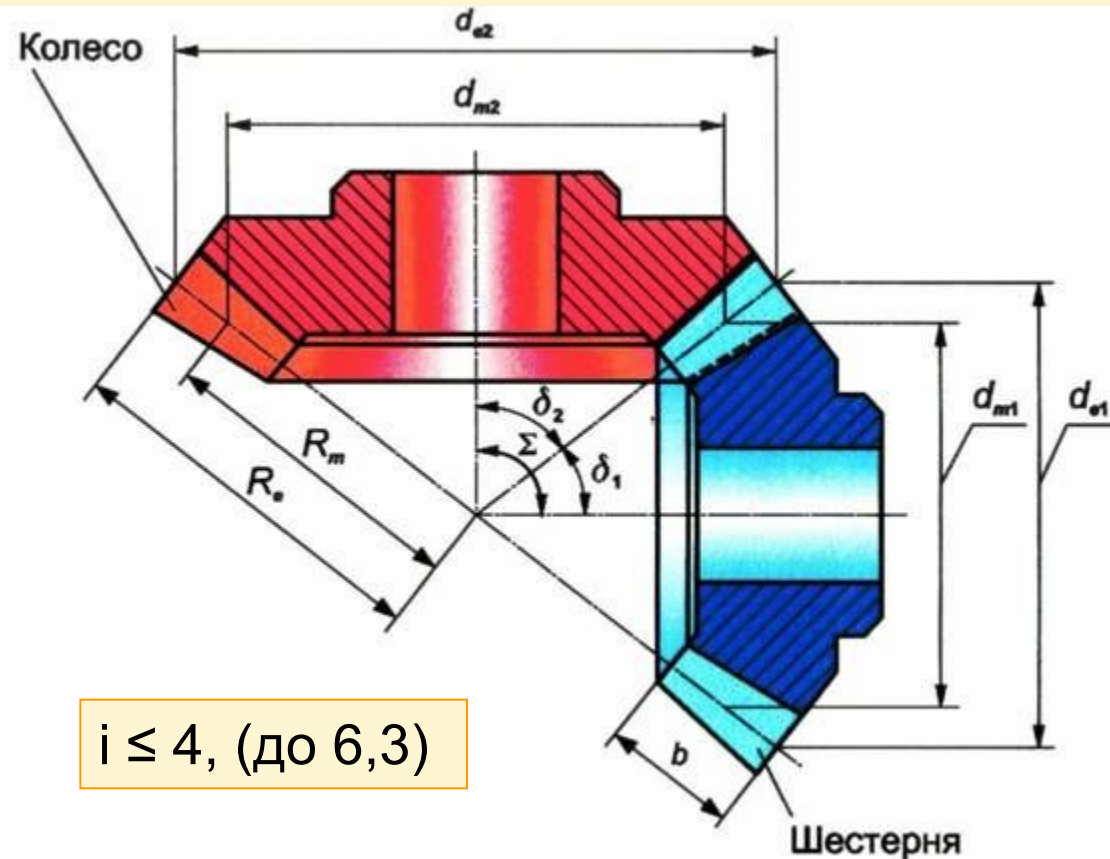
Передаточное отношение

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

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

Соотношение между модулями

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



КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Основные геометрические соотношения

Внешнее конусное расстояние:

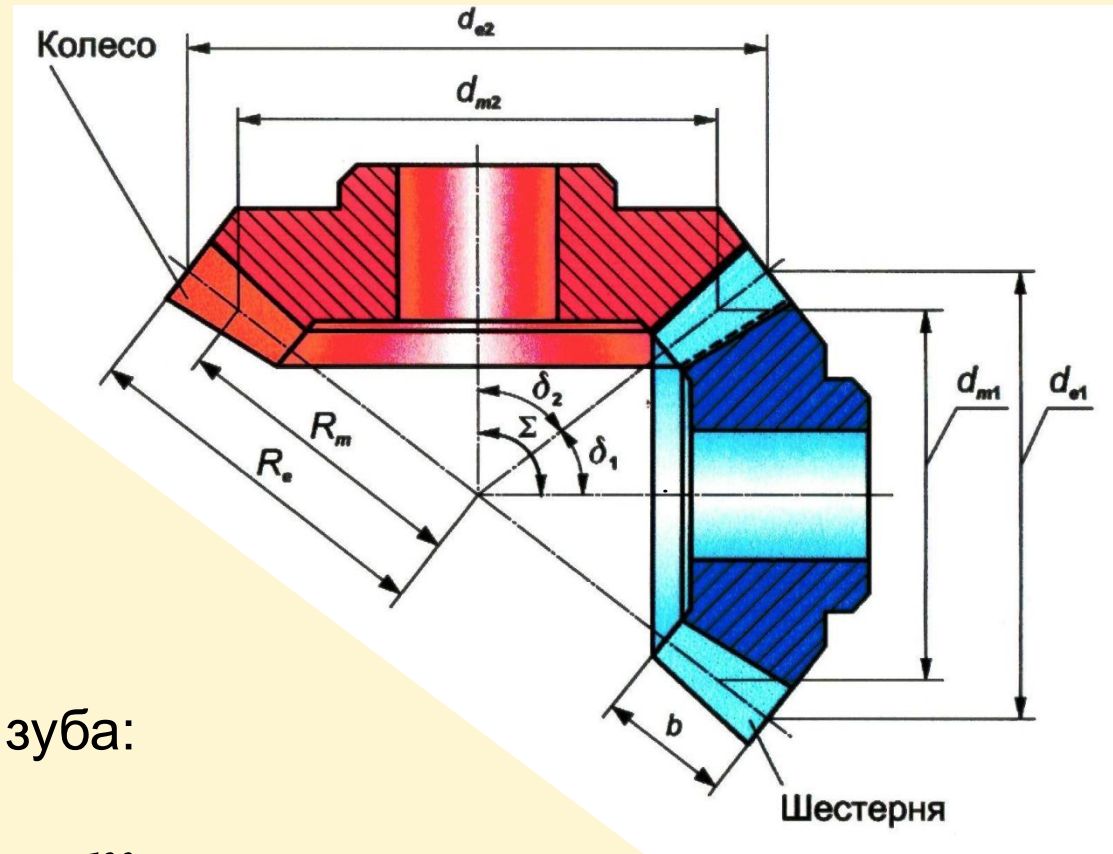
$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$$

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

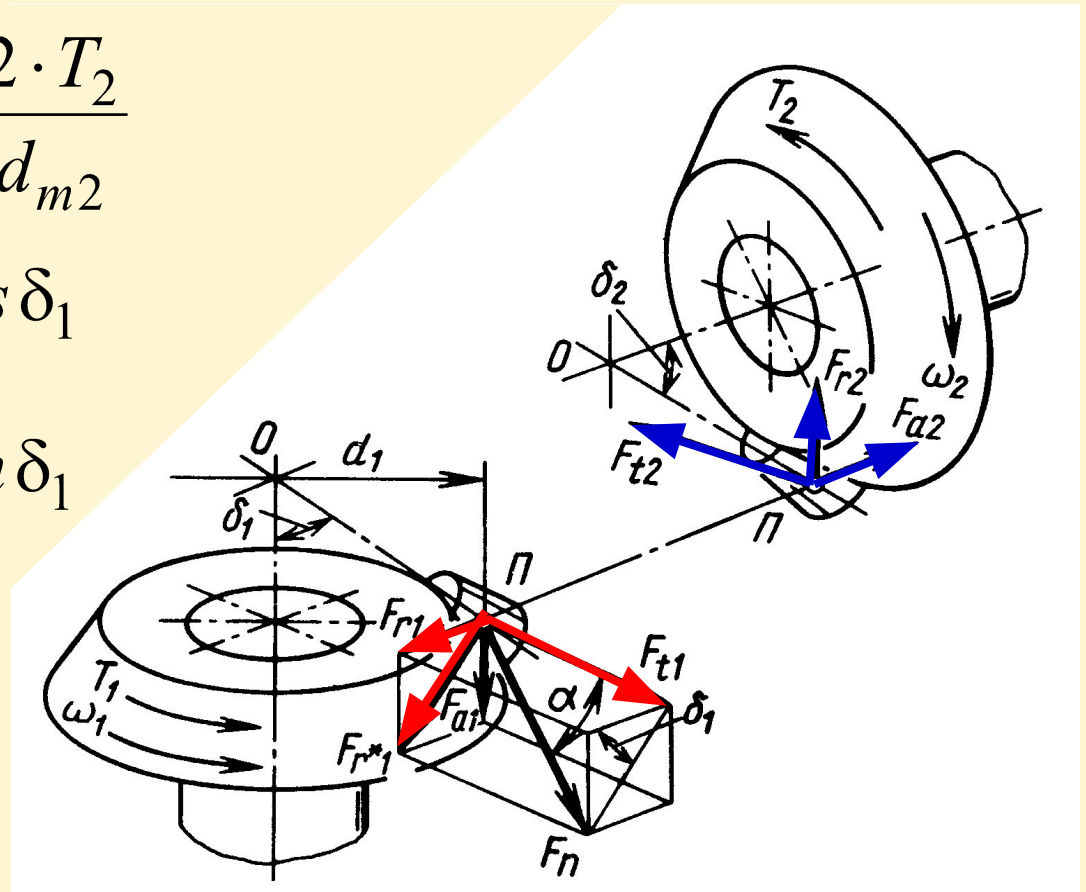
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} \approx \frac{2 \cdot T_2}{d_{m2}}$$

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

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

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

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



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

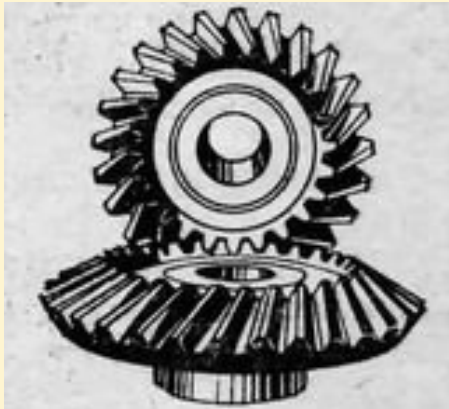
$$z_{ve1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad z_{ve2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Напряжения изгиба:

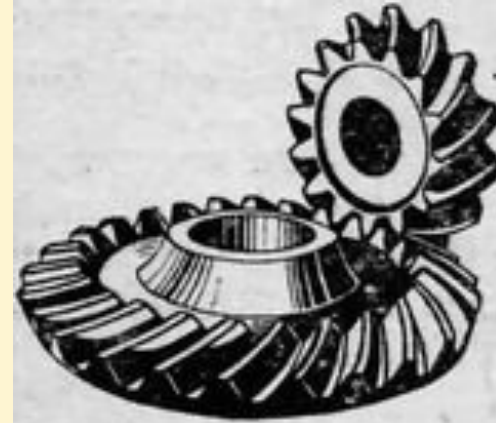
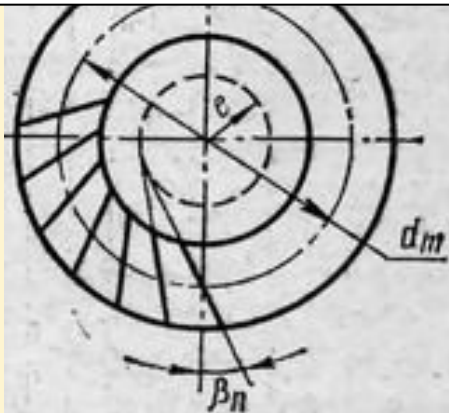
$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F]$$

Контактные напряжения:

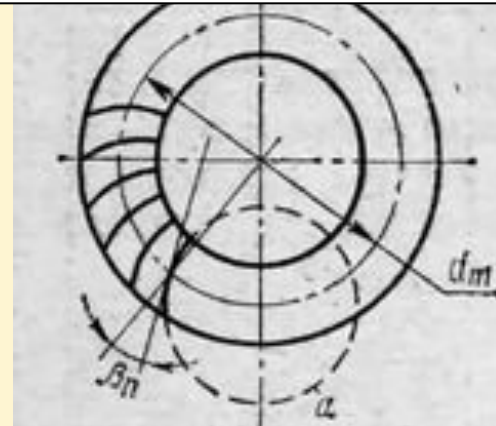
$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H,$$

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**Конические передачи с непрямыми зубьями**

с тангенциальными
зубьями



с круговыми зубьями





МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячные передачи

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

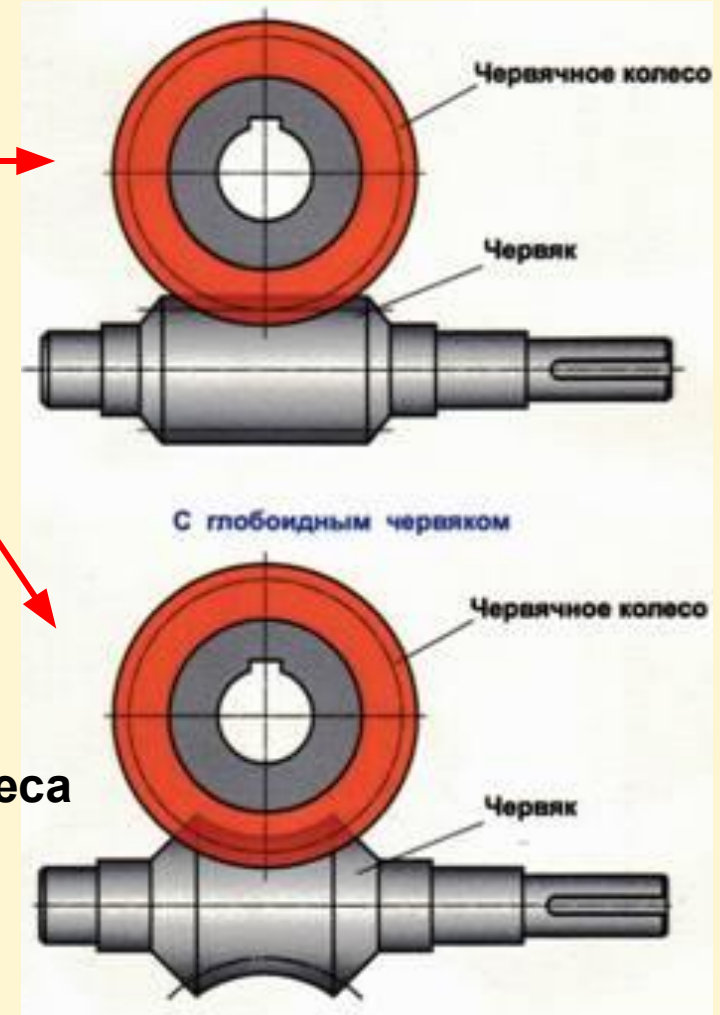
- архимедов червяк
- конволютный червяк
- эвольвентный червяк

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

$$d_1 = m \cdot q$$

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

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

$$d_2 = m \cdot z_2$$

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

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

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

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

$$z_1 = 1 \dots 2$$

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

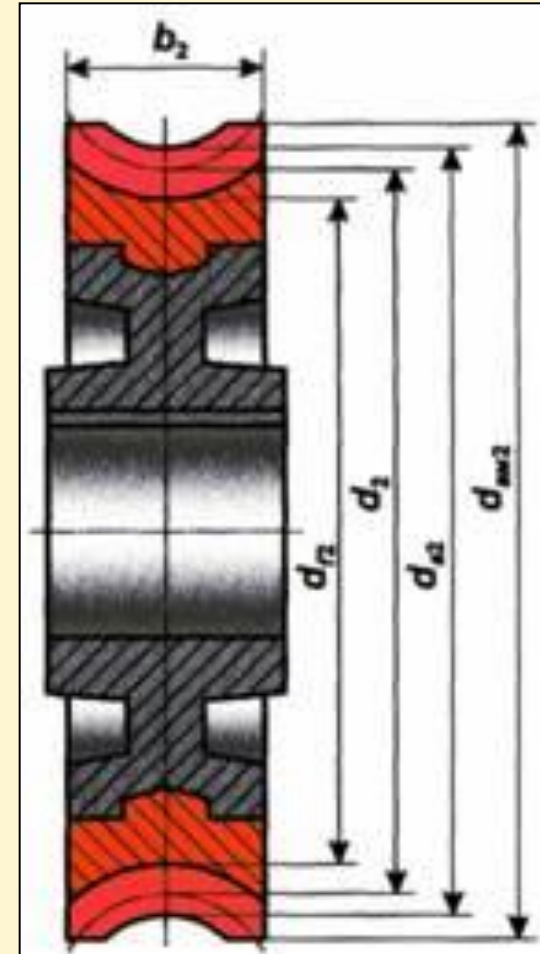
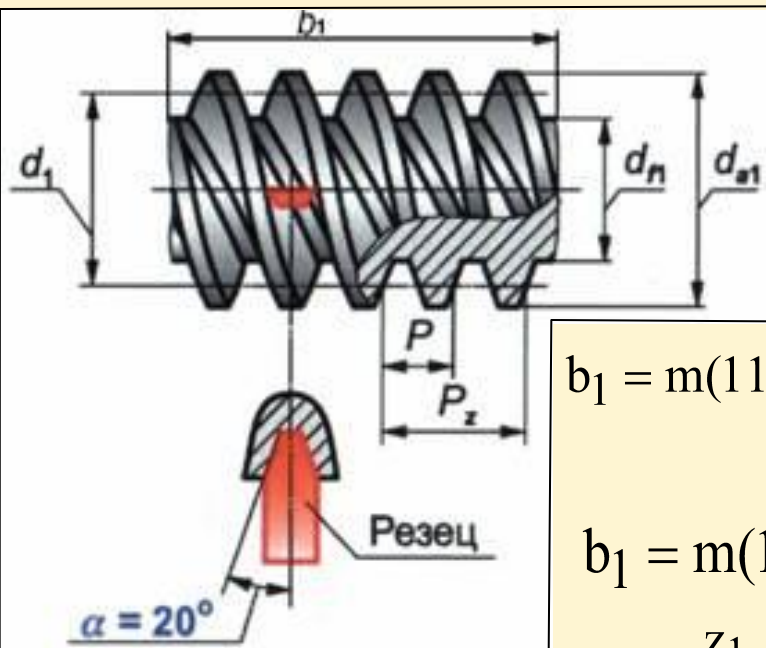
$$z_1 = 4$$

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

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

$$\alpha = 20^\circ$$

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



ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Окружная сила на колесе

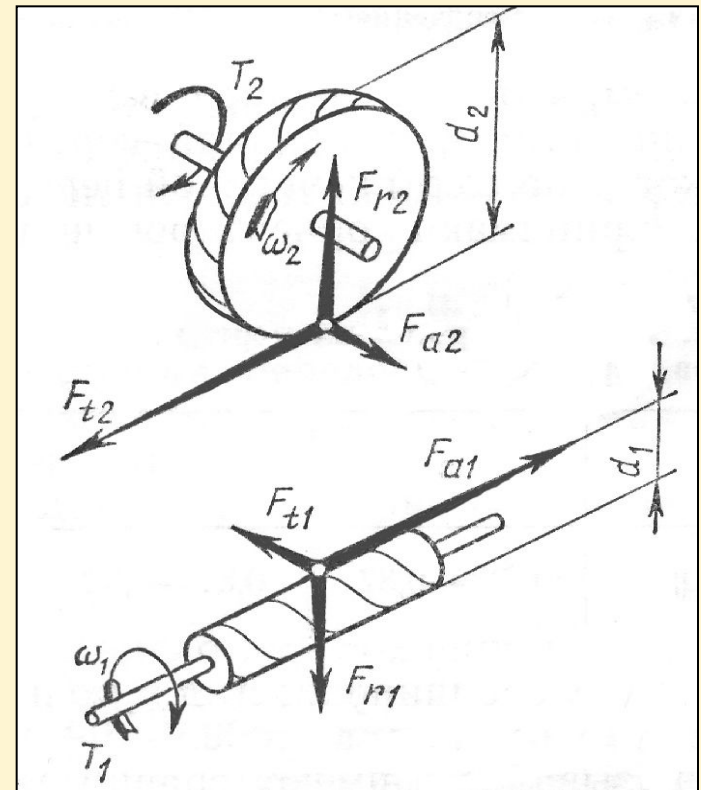
$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Радиальные силы

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

Осевая сила на колесе

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



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

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:

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

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

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ. РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ЖЕСТКОСТЬ

Условие теплового баланса по температуре масла в картере редуктора:

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

Где P_1 - передаваемая мощность, кВт;

t_B - температура окружающего воздуха, $t_B = 20^\circ\text{C}$;

K_T – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К);

A – площадь поверхности охлаждения, кв.м

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:

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



МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

РЕДУКТОРЫ

План:

9.1. Классификация редукторов.

9.2. Особенности расчета цилиндрических, конических, червячных редукторов

РЕДУКТОРЫ

Редукторы - это механизмы, состоящие из передач зацеплением с постоянным передаточным отношением, заключенные в корпус и предназначенные для понижения угловой скорости

Признаки классификации редукторов :

Тип редуктора:

Ц - цилиндрический,
 К - конический,
 Ч - червячный,
 П - планетарный,
 Г - глобоидный
 Ш -, широкий
 У - узкий
 С - соосный
 М - мотор-редуктор

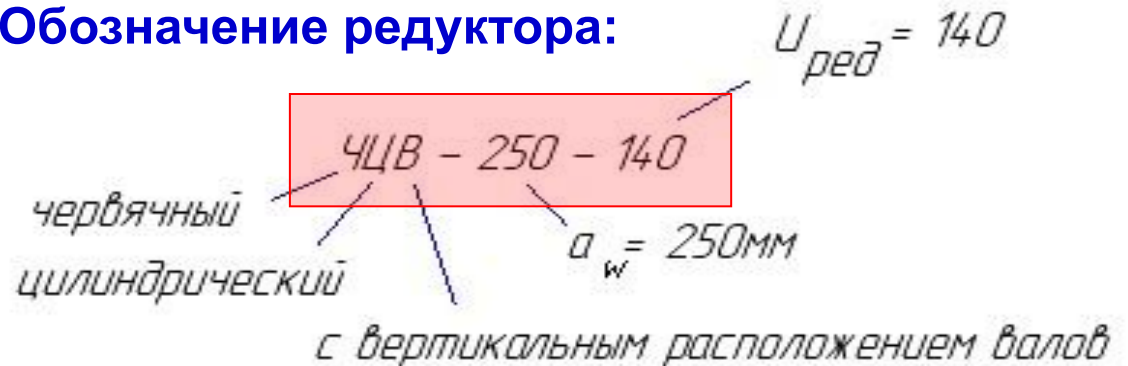
Типоразмер редуктора

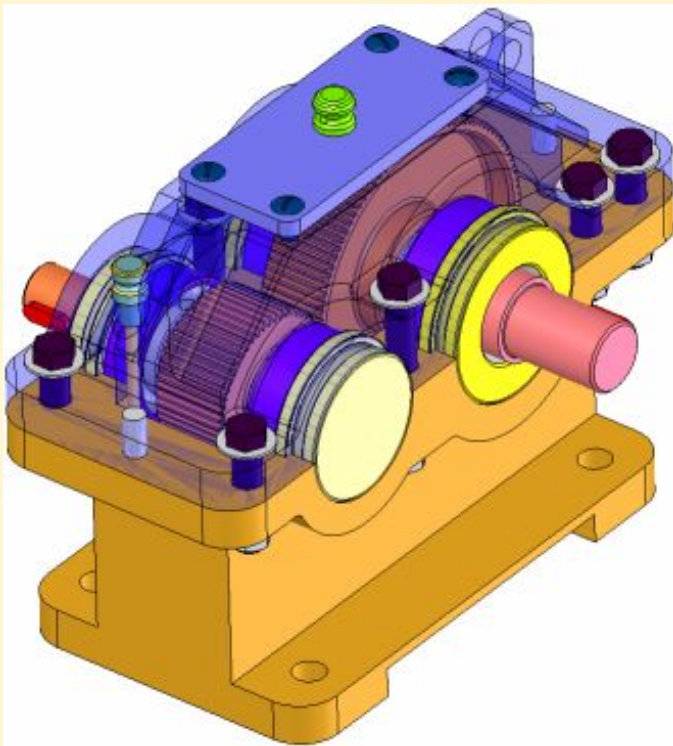
определяют
 типом и главными
 параметрами тихоходной
 ступени (a_w, d_{ae2})

Исполнение редуктора

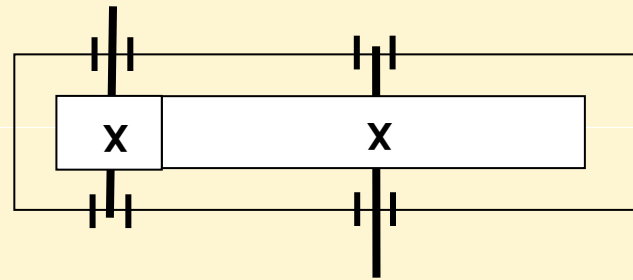
определяют
 передаточным числом,
 вариантом сборки и
 формой концевых
 участков валов

Обозначение редуктора:



РЕДУКТОРЫ**ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ**

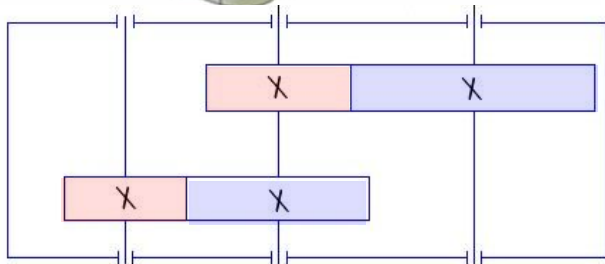
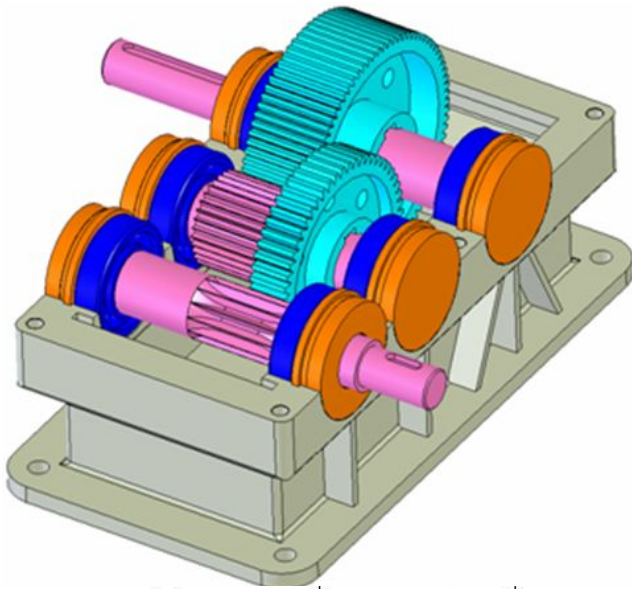
Одноступенчатые редукторы применяют при передаточных числах $U < 7$ (реже до 12,5).



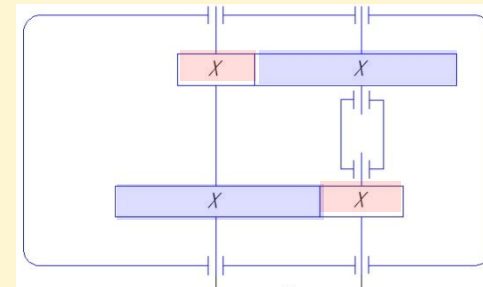
РЕДУКТОРЫ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

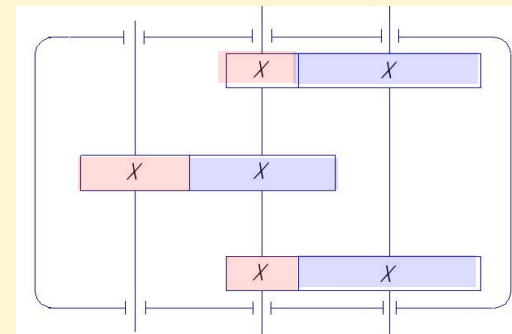
Редуктор с последовательным расположением ступеней



При $U = 7 \dots 40$ выгоднее применять двухступенчатые редукторы:



соосный редуктор



редуктор с раздвоенной тихоходной ступенью

РЕДУКТОРЫ

Конические редукторы применяют для передачи вращающего момента между валами со взаимно перпендикулярным расположением осей

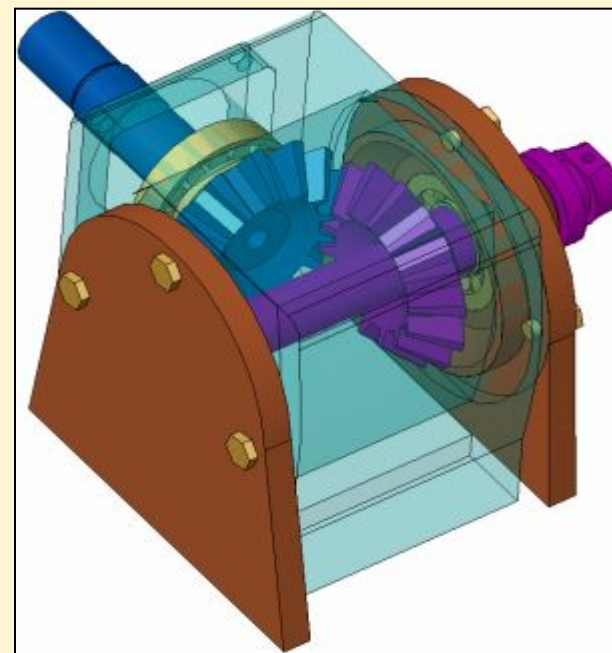
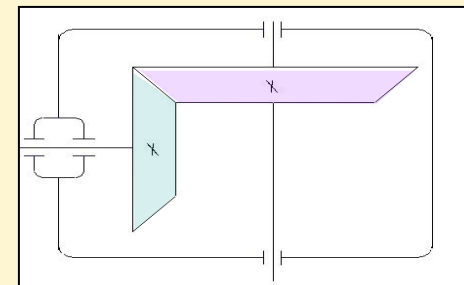
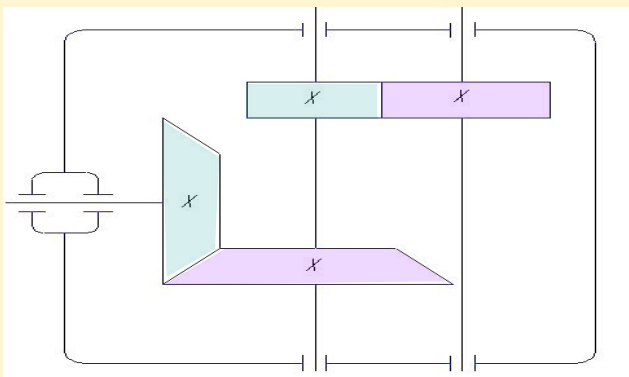
Передаточные отношения

$u \leq 4$ - для прямозубых редукторов

$u \leq 5$ - при косых и круговых зубьях

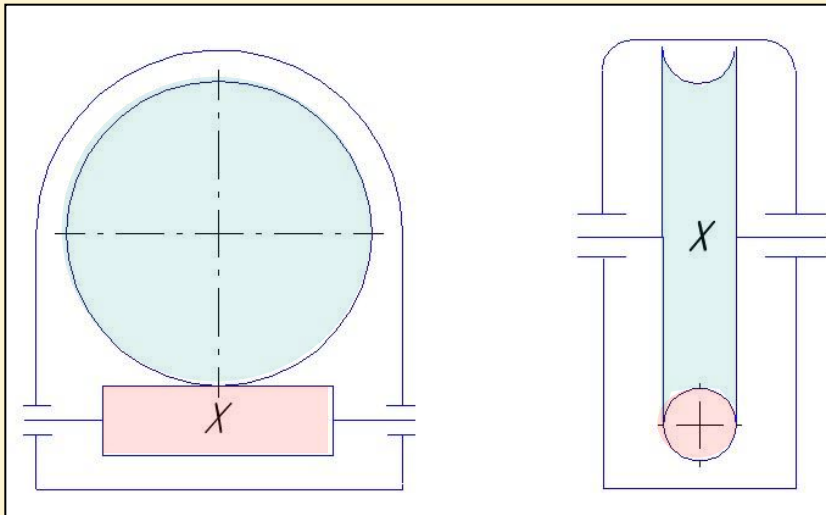
При больших передаточных отношениях применяют коническо-цилиндрические редукторы:

$$u = 8..15$$

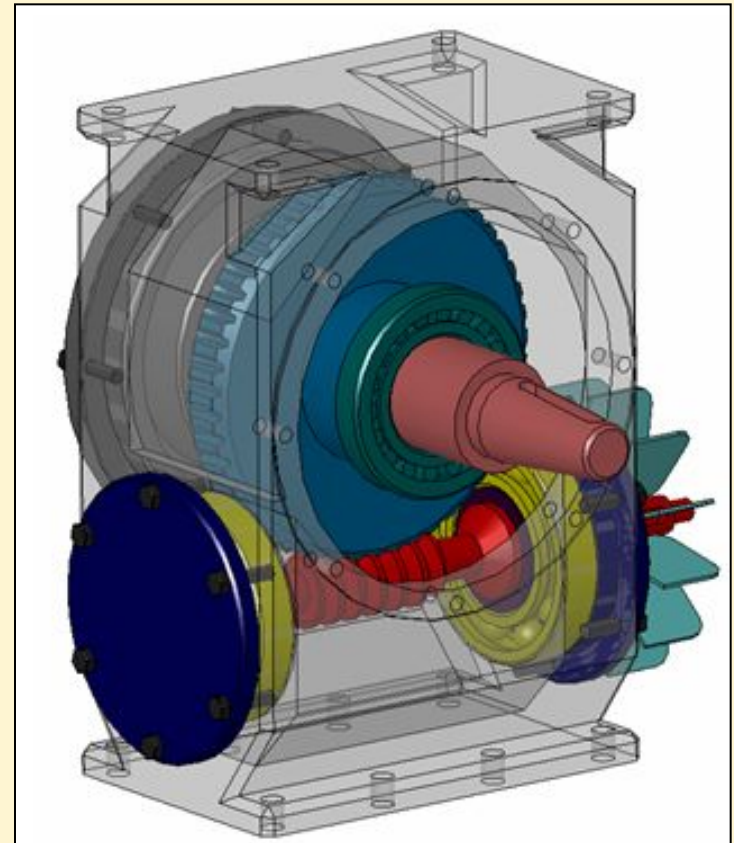


РЕДУКТОРЫ

ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ применяют для передачи движения между перекрещивающимися валами

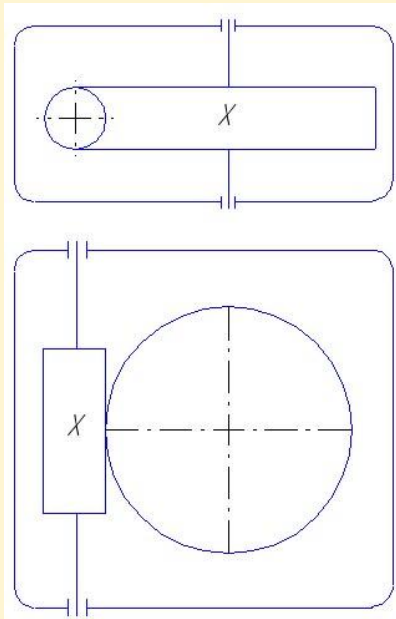


Редуктор с нижним расположением червяка

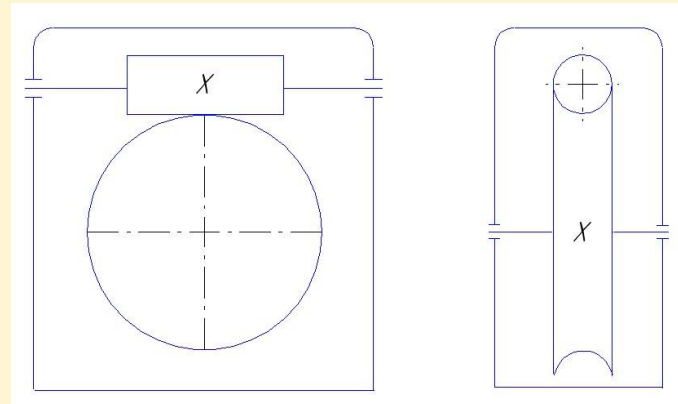


РЕДУКТОРЫ

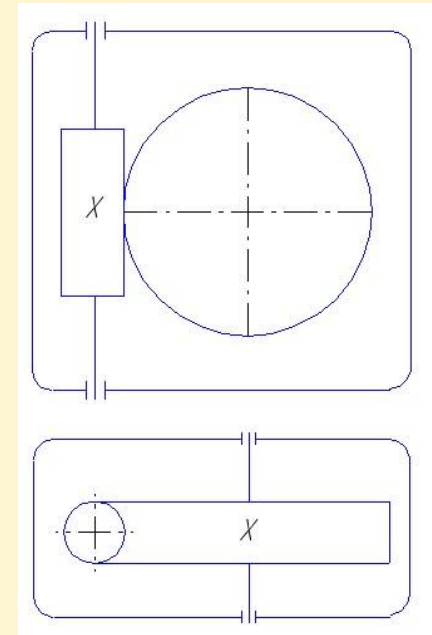
ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ применяют для передачи движения между перекрещивающимися валами



Редуктор с червяком сбоку от колеса



Редуктор с верхним расположением червяка

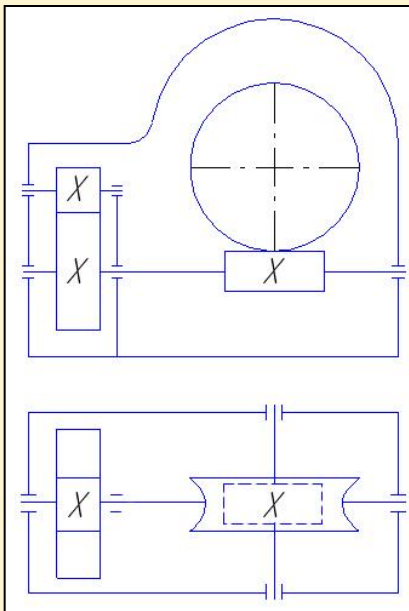


Редуктор с вертикальным расположением вала колеса или червяка

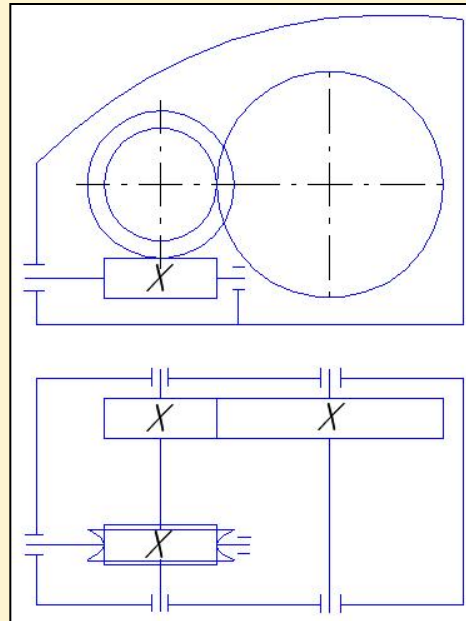
РЕДУКТОРЫ

Двухступенчатые редукторы с червячными передачами:

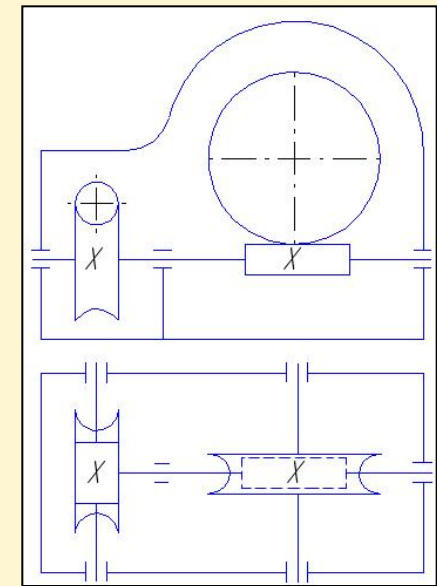
цилиндро-
червячный



червячно-
цилиндрический



червячно-
червячный



$$U = 44,6 \dots 480$$

$$u = 42,25 \dots 3600$$

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

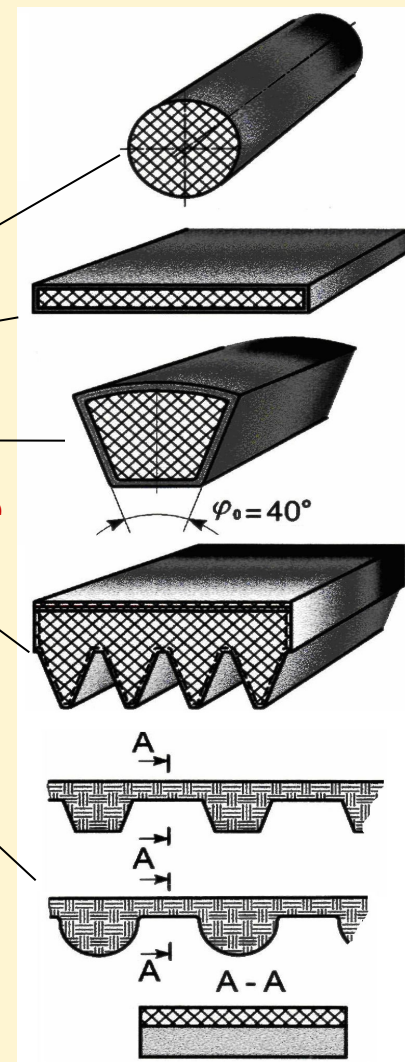
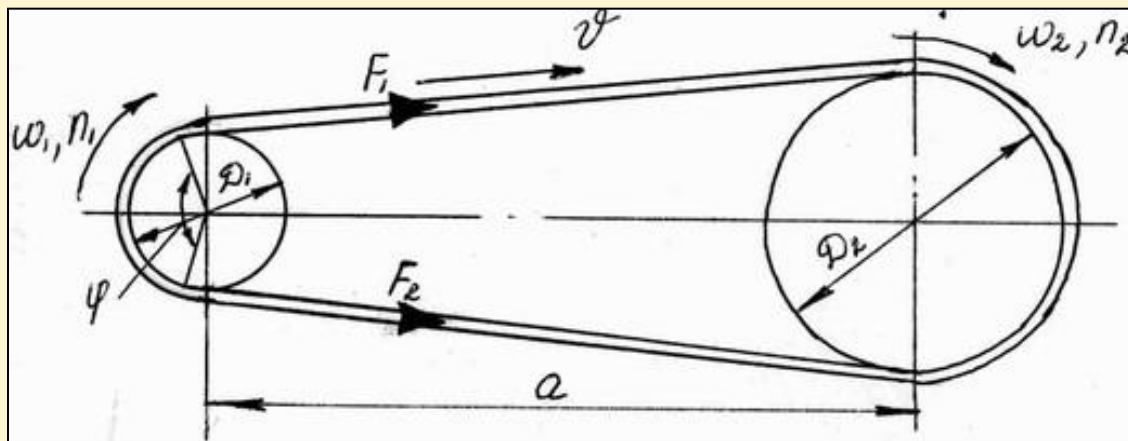
клиноремённые

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;



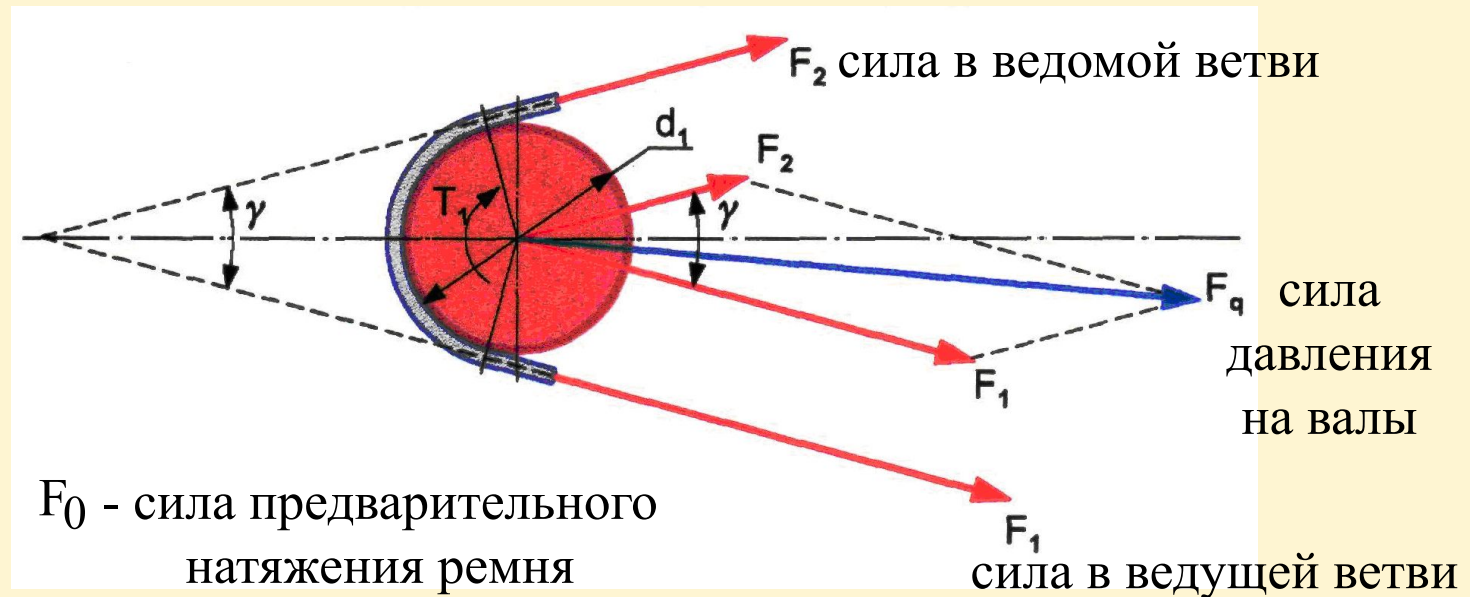
РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

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

$$\sigma_0 = F_0 / A$$

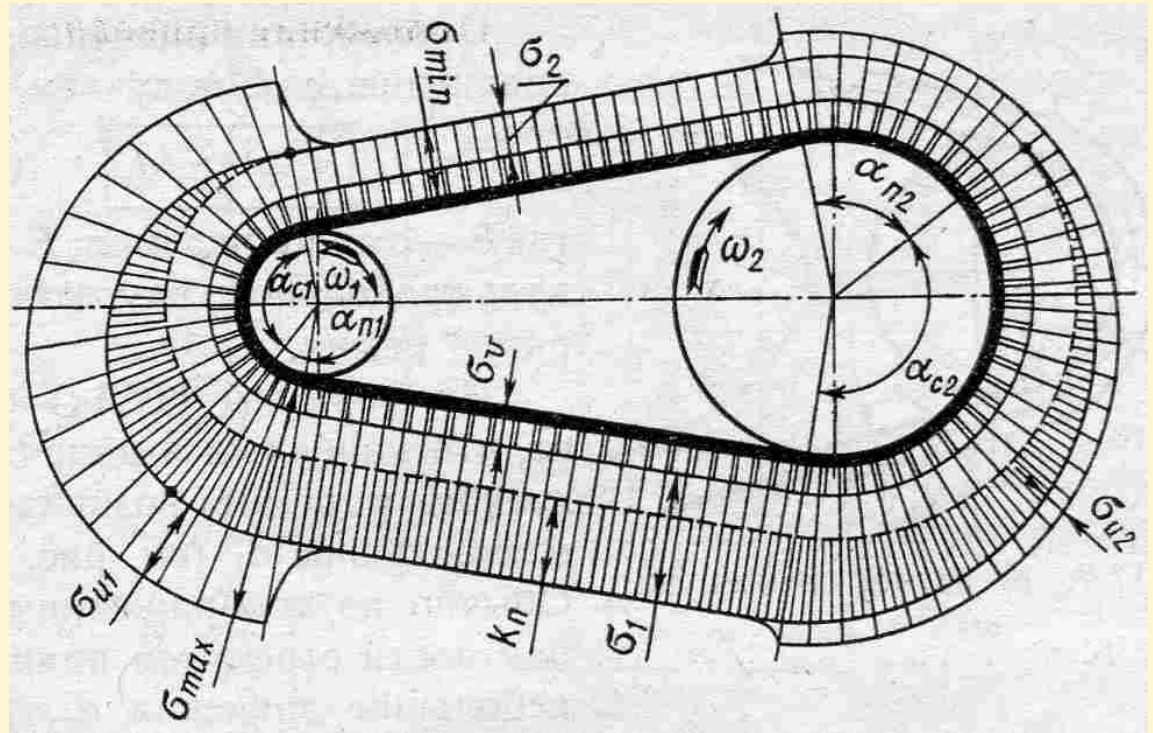
$$\sigma_F = F_t / A$$

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

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

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

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



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



РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Критерии работоспособности ременных передач:

тяговая способность ремня

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

долговечность ремня

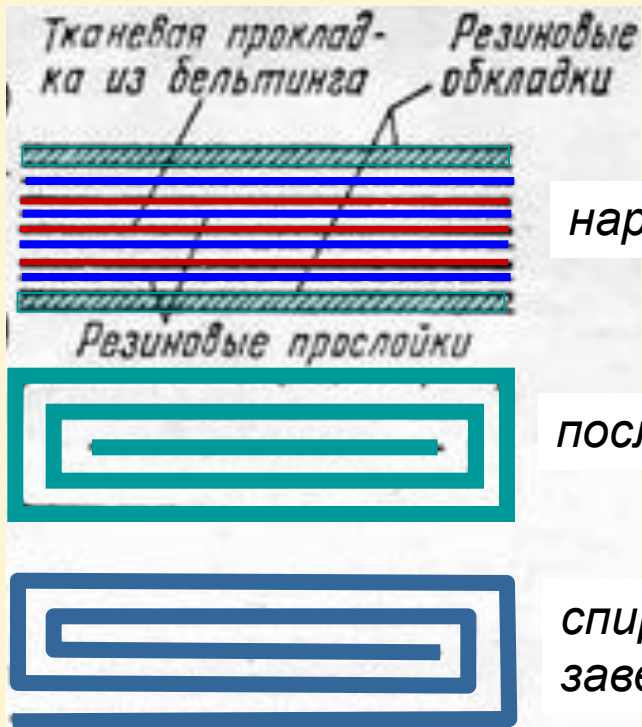
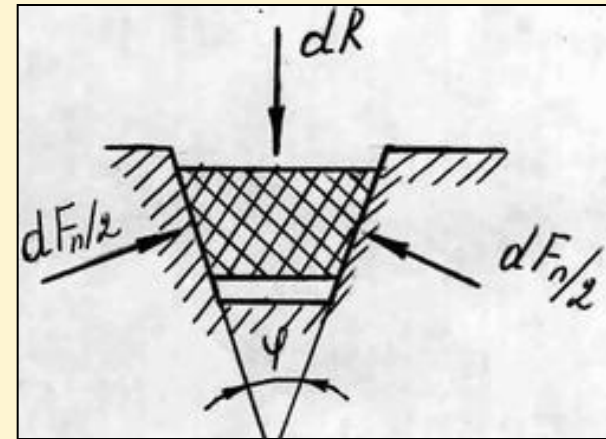
число пробегов ремня: $v = \frac{v}{l} \leq [v]$

для плоских ремней $[v] \leq 5$

для клиновых ремней $[v] < 10$

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Детали ременных передач



нарезные

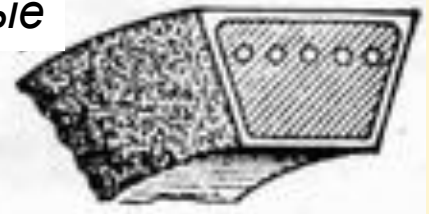
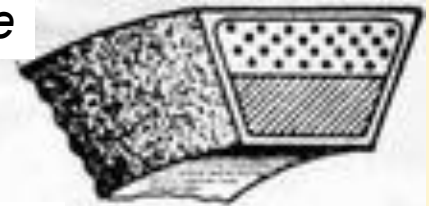
послойные

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

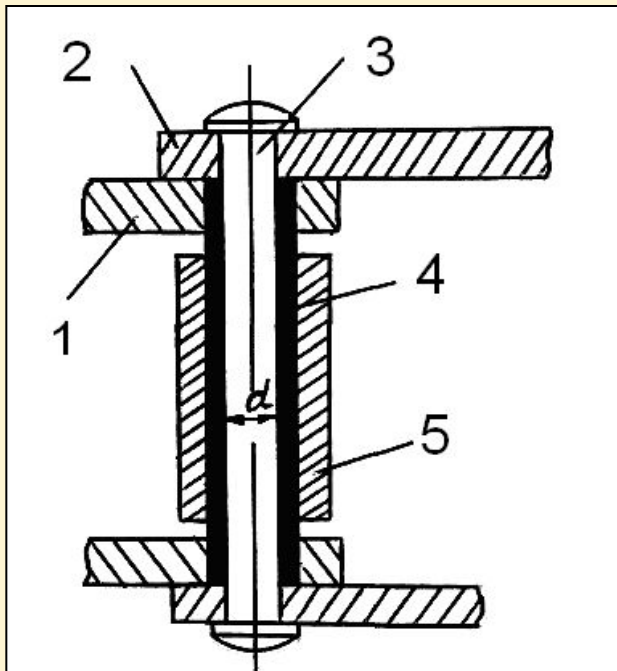
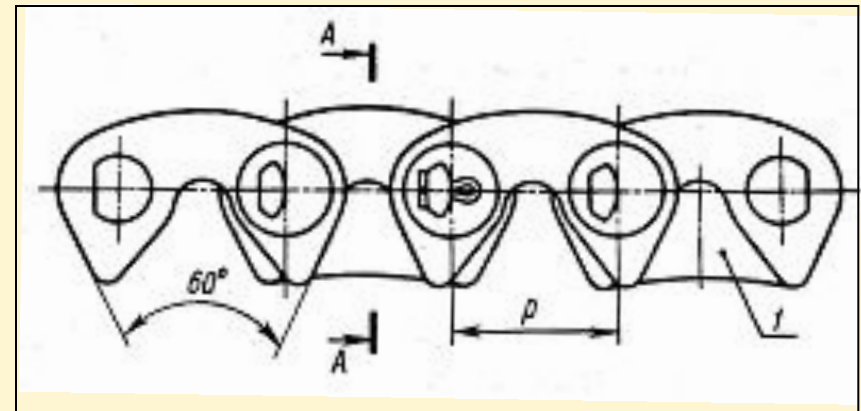
Оптимальное межосевое расстояние из условий долговечности цепи:

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

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 $z_2 \leq 140$

МЕХАНИКА

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Модуль 3

Раздел 13 – ВАЛЫ И ОПОРЫ

ВАЛЫ И ОСИ

ЛЕКЦИЯ 12

ЛЕКЦИЯ
13

ПОДШИПНИКИ

ЛЕКЦИЯ 14

МУФТЫ

ЛЕКЦИЯ 15

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ВАЛЫ И ОПОРЫ

ВАЛЫ И ОСИ

ЛЕКЦИЯ 12

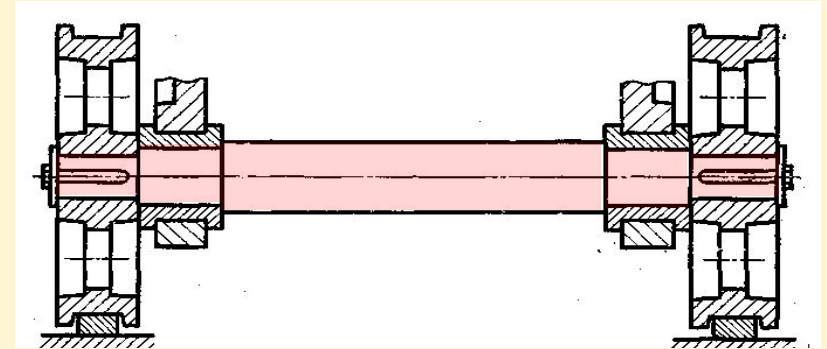
План:

- 12.1. Общие сведения.
- 12.2. Ориентировочный расчет валов.
- 12.3. Проверочный расчет валов на статическую прочность

ВАЛЫ И ОСИ

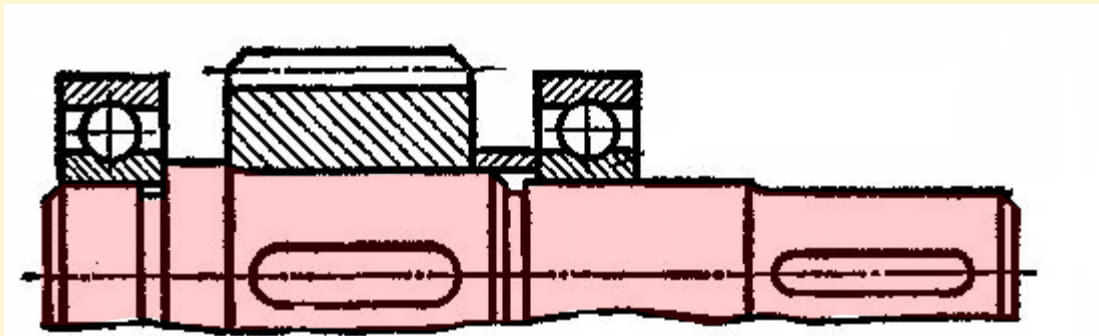
Ось поддерживает сидящие на ней детали.

При работе испытывает напряжения изгиба



Оси бывают **неподвижными** и **подвижными**

Вал поддерживает сидящие на нем детали и передает крутящий момент вдоль своей оси. При работе испытывает, напряжения от изгиба и кручения (иногда от растяжения-сжатия)



ВАЛЫ И ОСИ

Классификация валов

По геометрической форме оси

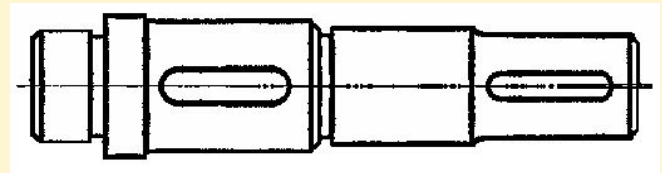
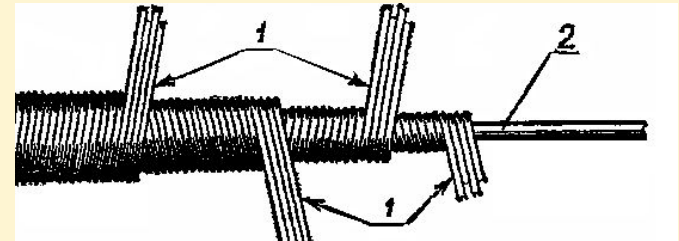
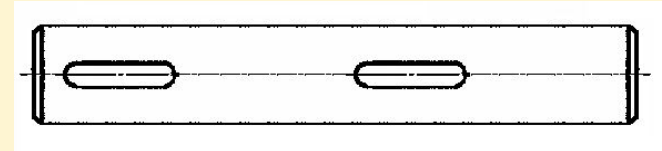
прямые
коленчатые
гибкие

По конструкции

гладкие
ступенчатые (фасонные)

По типу сечения

сплошные
полые



Материалы валов - углеродистые и легированные стали

- без т/о : Ст.5, Ст.6, с т\о – стали 45,40Х;

- для быстроходных валов: стали 20,20

Х,12ХНЗА.



ВАЛЫ И ОСИ

Основными **критериями работоспособности** и расчета валов и осей является статическая и усталостная прочность.

Расчет валов проводится в три этапа:

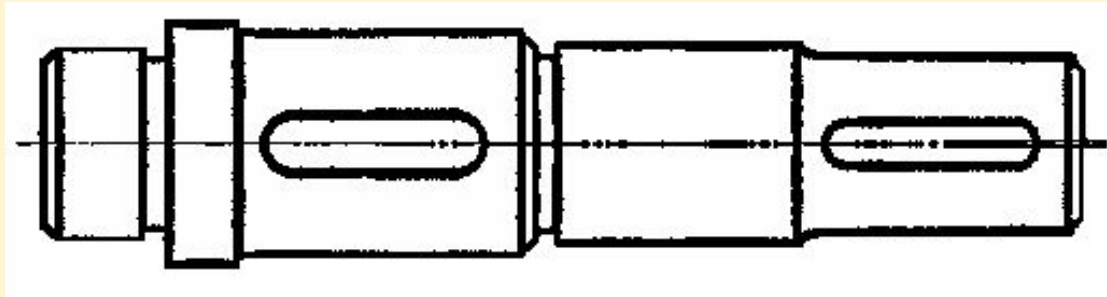
1 этап - Ориентировочный расчет

2 этап - Промежуточный или проверочный расчет

3 этап - Уточненный расчет или расчет на усталость

ВАЛЫ И ОСИ

1 этап - **Ориентировочный расчет вала** - это определение радиальных размеров исходя из прочности вала на кручение и особенностей конфигурации вала

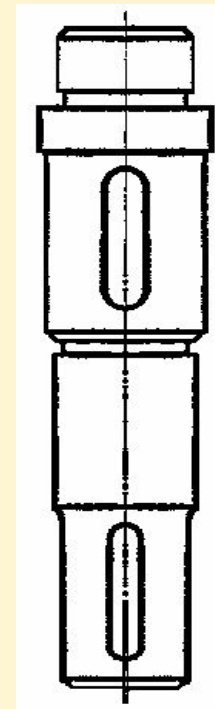
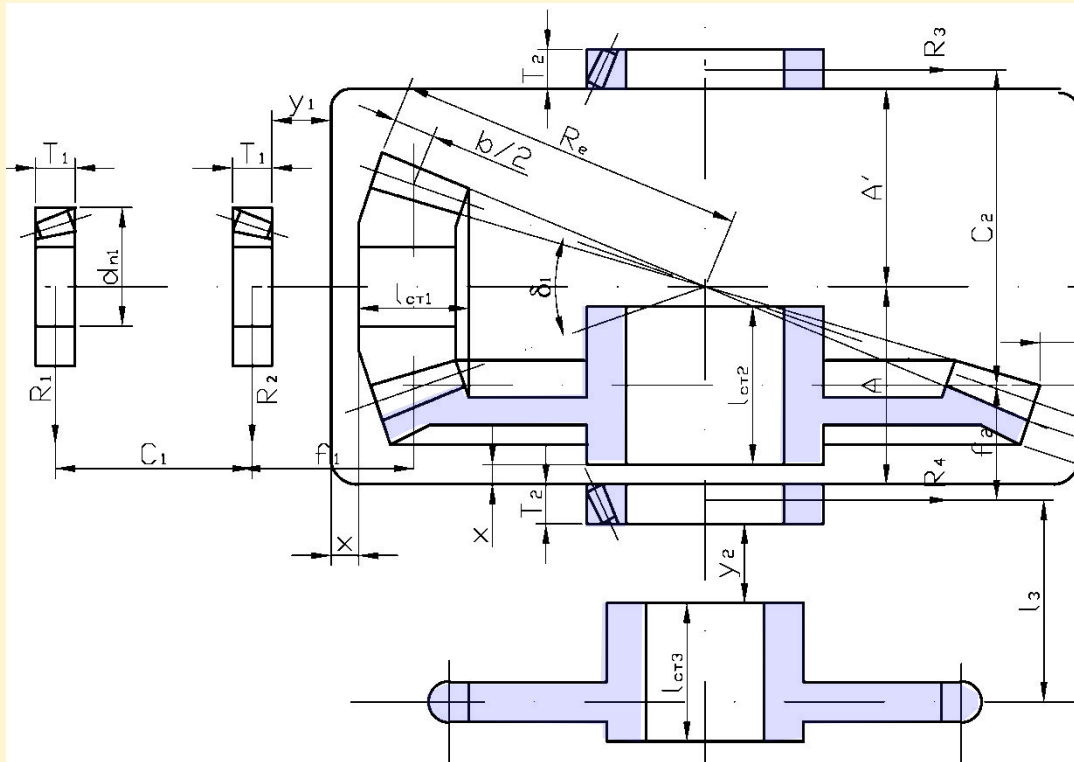


Минимальный диаметр вала определяется из условия статической прочности на кручение:

$$d_{\text{вала}} \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

● ● ● **ВАЛЫ И ОСИ****1 этап - Ориентировочный расчет вала**

Осевые размеры вала (расстояния между точками приложения нагрузок) из эскизной компоновки механизма:



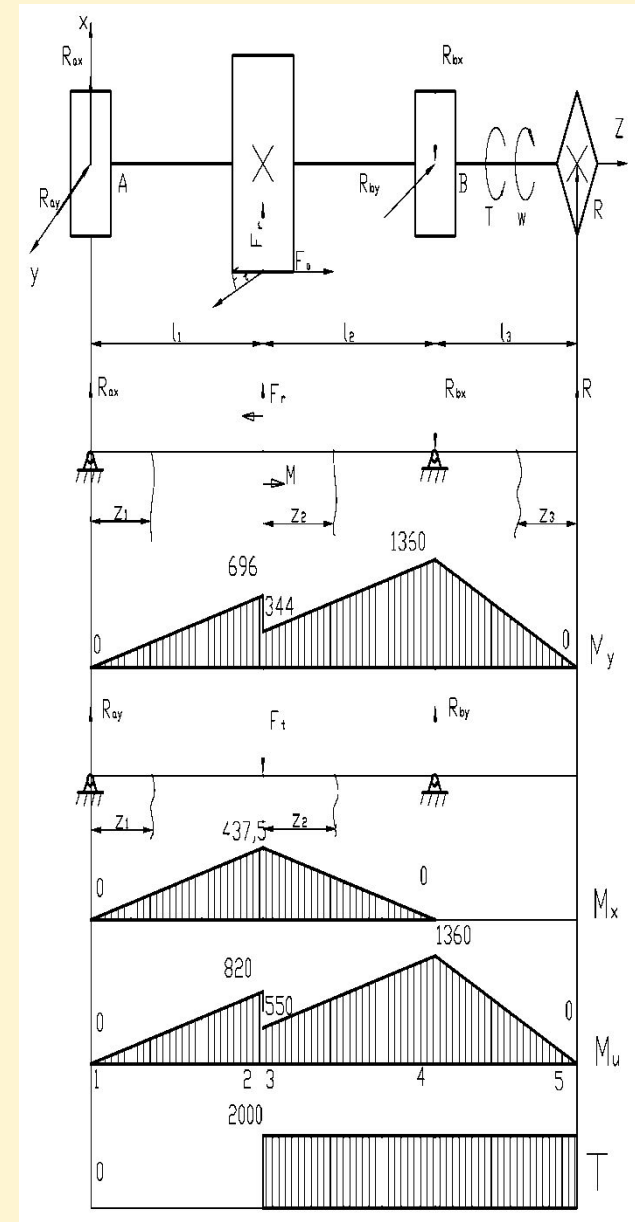
ВАЛЫ И ОСИ

2 этап - Промежуточный (проверочный) расчет валов

- это расчет на статическую прочность с учетом совместного действия кручения и изгиба

- вал заменяют балкой на опорах-подшипниках,
- строят эпюры изгибающих и крутящих моментов,
- находят эквивалентный момент в опасном сечении
- уточняют диаметр вала в этом сечении:

$$d_{\text{оп.сеч}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$



Модуль 3

**ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА**

ВАЛЫ И ОПОРЫ

ВАЛЫ И ОСИ

ЛЕКЦИЯ 13

План:

13.1. Уточненный расчет валов

ВАЛЫ И ОСИ

3 этап - Уточненный расчет валов

(расчет вала на усталость)

- это определение расчетных коэффициентов запаса усталостной прочности в опасном сечении

Условие усталостной прочности вала

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \dots 4$$

Коэффициенты запаса усталостной прочности:

при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

при кручении

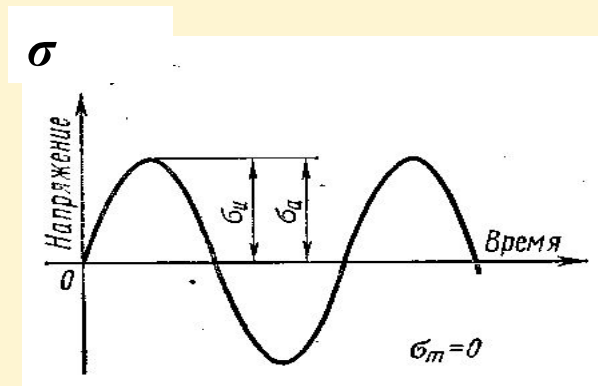
$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

ВАЛЫ И ОСИ

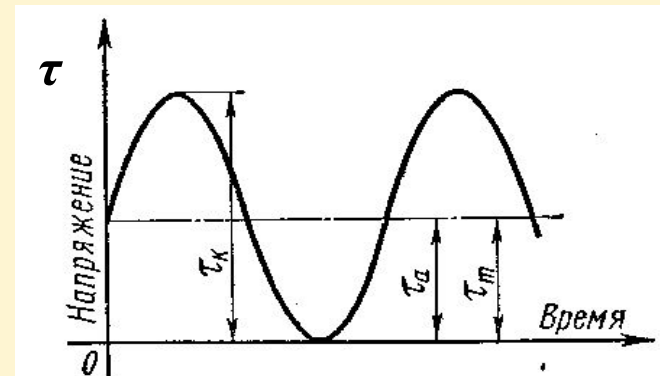
3 этап - Уточненный расчет валов

При расчете принимают, что:

- напряжения изгиба σ изменяются по **симметричному** циклу,
- напряжения кручения τ — по **отнулевому** (пульсирующему) циклу.



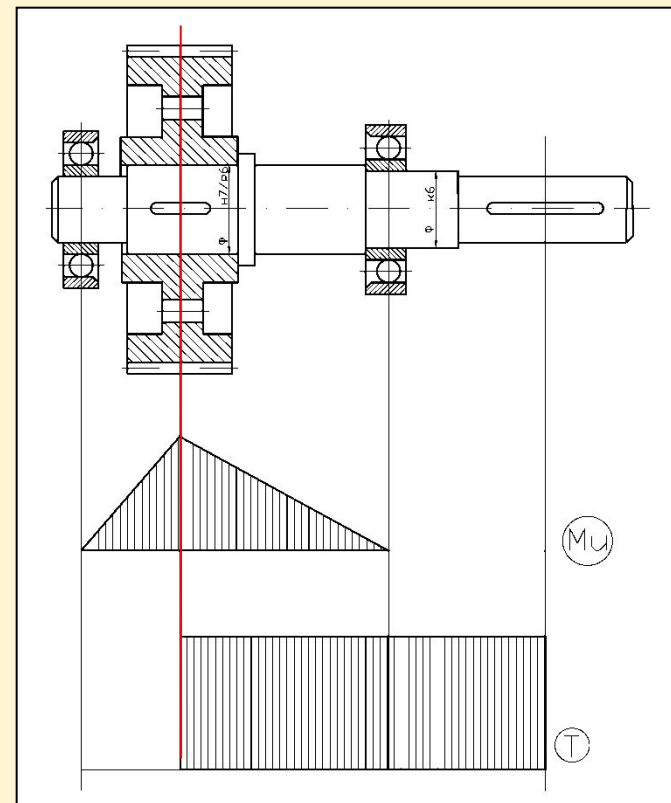
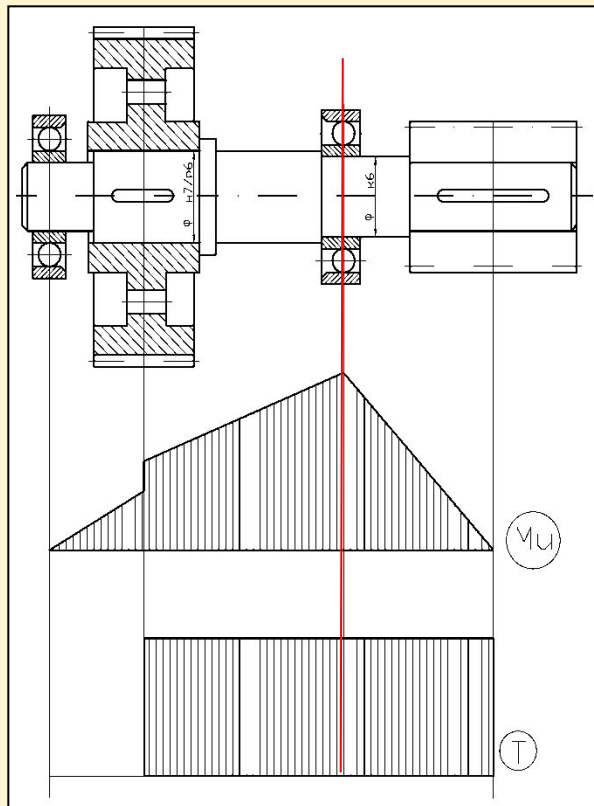
$$\sigma_a = \frac{M_{\text{сумм.изг.}}}{W_{\text{х.нетт}}}$$



$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_{\rho.\text{нетт}}}$$

ВАЛЫ И ОСИ**3 этап - Уточненный расчет валов**

С учетом механических характеристик материала вала определяют *коэффициенты концентрации напряжений* K_{σ} , K_{τ} по виду концентраторов напряжений в опасных сечениях



Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ВАЛЫ И ОПОРЫ

ПОДШИПНИКИ

ЛЕКЦИЯ 14

План:

- 14.1. Принцип работы и классификация подшипников скольжения и подшипников качения.
- 14.2. Виды разрушения подшипников качения. Критерии их работоспособности
- 14.3. Практический расчет (подбор) подшипников качения по долговечности или динамической грузоподъемности



ПОДШИПНИКИ

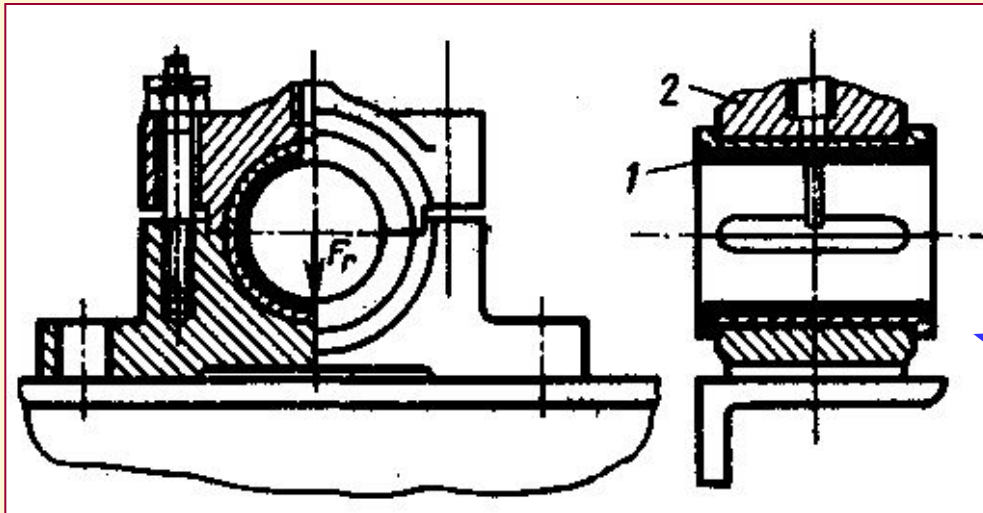
Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. В зависимости от рода трения подшипники делят на подшипники скольжения и подшипники качения

Подшипники скольжения

- 1) высокоскоростные подшипники;
- 2) подшипники прецизионных машин;
- 3) подшипники тяжелых валов (диаметром более 1 м);
- 4) разъемные подшипники, например, для коленчатых валов;
- 5) подшипники, работающие в особых условиях (воде, агрессивных среды и т.д.);
- 6) подшипники, воспринимающие ударные и вибрационные нагрузки;
- 7) подшипники дешевых тихоходных механизмов и др.

ПОДШИПНИКИ

Подшипники скольжения

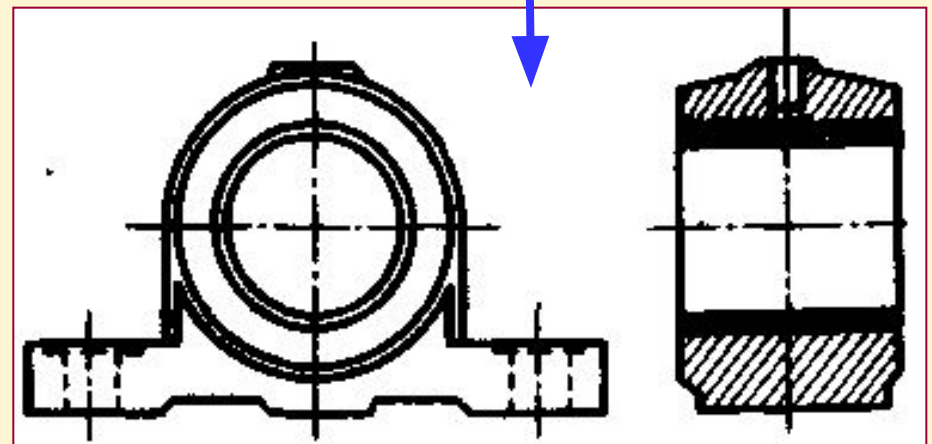
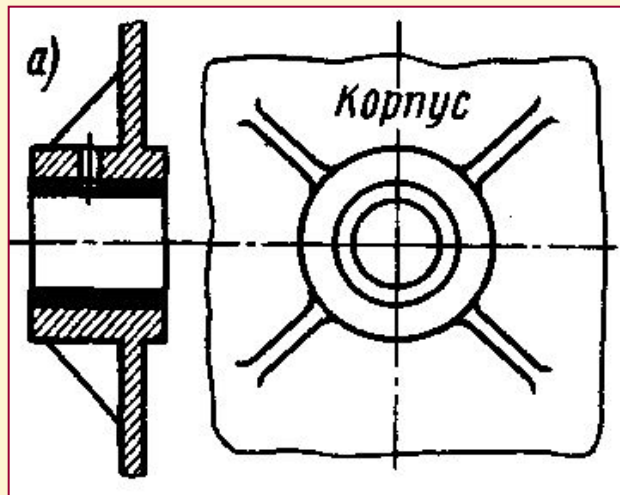


Основные элементы
подшипника:

вкладыш 1
корпус - 2

Корпус и вкладыш могут
быть

разъемными или
неразъемными

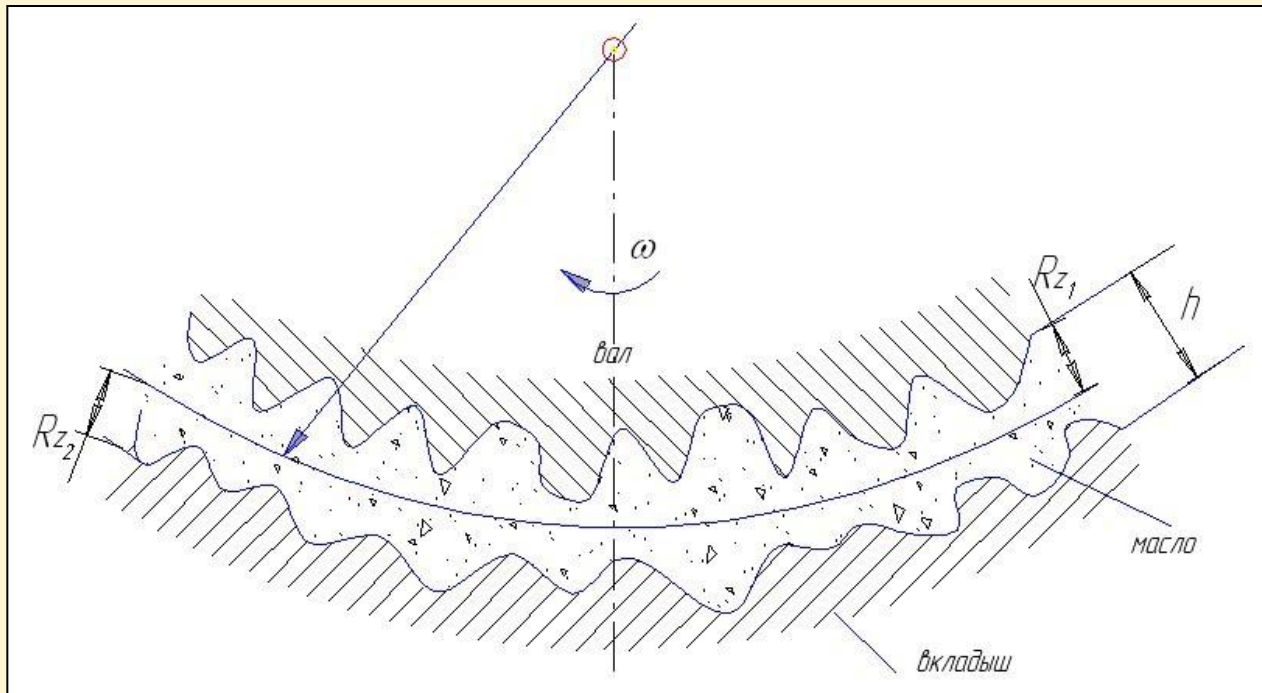


ПОДШИПНИКИ

Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения

Основным критерием расчета подшипников скольжения является *образование режима жидкостного трения*

Одновременно обеспечиваются критерии по *износу* и *заеданию*



ПОДШИПНИКИ

Подшипники качения

1) по форме тел качения

- шариковые;
- роликовые;

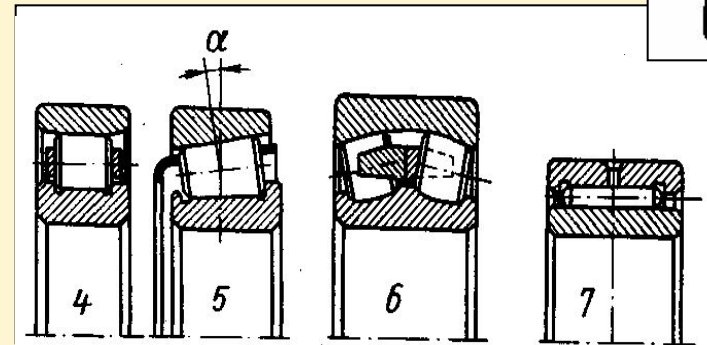
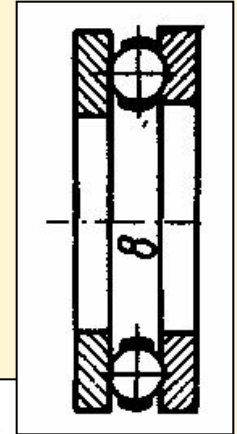
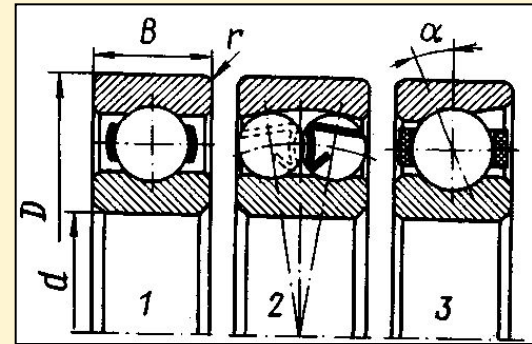
2) по направлению

воспринимаемой нагрузки

- радиальные;
- упорные;
- радиально- упорные.

3) по габаритам и нагрузочной способности - пять серий:

- сверхлегкая,
 - особолегкая,
 - легкая,
 - средняя
 - тяжелая
- серия.



4) по классам точности:

- 0 - нормального,
- 6 - повышенного,
- 5 - высокого,
- 4 - особо высокого,
- 2 - сверх высокого



ПОДШИПНИКИ

Подшипники качения

Достоинства подшипников качения:

- 1) *сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;*
- 2) *малые потери на трение и незначительный нагрев;*
- 3) *высокая степень взаимозаменяемости;*
- 4) *малый расход смазки;*
- 5) *не требуют особого внимания и ухода.*

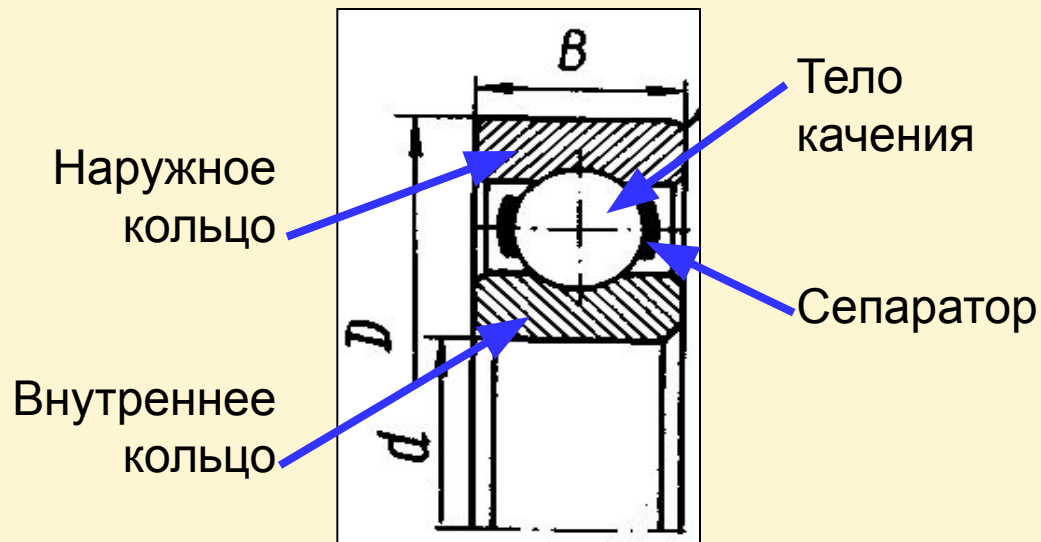
Недостатки:

- 1) *высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;*
- 2) *малая надежность в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепараторов от действия центробежных сил;*
- 3) *сравнительно большие радиальные размеры;*
- 4) *шум при больших скоростях.*

ПОДШИПНИКИ

Подшипники качения

Конструктивные
элементы



МАТЕРИАЛЫ

Тела качения и кольца - высокопрочные шарикоподшипниковые стали ШХ15, ШХ20 и др. (HRC 61...66)

Сепараторы - мягкая листовая сталь.

Сепараторы высокоскоростных подшипников - бронзы, латуни, легкие сплавы или пластмассы

ПОДШИПНИКИ

Виды разрушения подшипников качения:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец;
- пластические деформации на дорожках качения (вмятины);
- задиры рабочих поверхностей качения;
- абразивный износ;
- разрушение сепараторов разрушения (основная причина потери работоспособности);
- раскалывание колец и тел качения.

Критерии работоспособности подшипников качения

- **долговечность и динамическая грузоподъемность** по усталостному выкрашиванию для подшипников, вращающихся с угловой скоростью $\omega \geq 0,1$ рад/с.
- **статическая грузоподъемность** по пластическим деформациям для невращающихся или мало вращающихся подшипников ($\omega < 0,1$ рад/с)



ПОДШИПНИКИ

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности

Условие пригодности подшипника

$$C_{\text{Расч}} \leq C_{\text{Каталог}},$$

Номинальная динамическая грузоподъемность

$$C = R \sqrt[p]{L}$$

Эквивалентная нагрузка

$$R = (XV R_r + YR_a) \cdot K_B \cdot K_T$$

Номинальный срок службы в миллионах оборотов:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$$

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА

ВАЛЫ И ОПОРЫ

МУФТЫ

ЛЕКЦИЯ 14

План:

15.1. Классификация муфт, назначение и методика их выбора



МУФТЫ

Муфты - это устройства, служащие для соединения валов и передачи крутящего момента.

Дополнительное назначение муфт:

- для выключения и включения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (**управляемые муфты**);
- для предохранения машины от перегрузки (**предохранительные муфты**);
- для компенсации вредного влияния несоосности валов, связанной с неточностью монтажа (**компенсирующие муфты**);
- для уменьшения динамических нагрузок (**упругие муфты**) и т.д.

Основная паспортная характеристика муфт - крутящий момент, на передачу которого она рассчитана.

Муфты подбирают по ГОСТу по расчётному крутящему моменту:

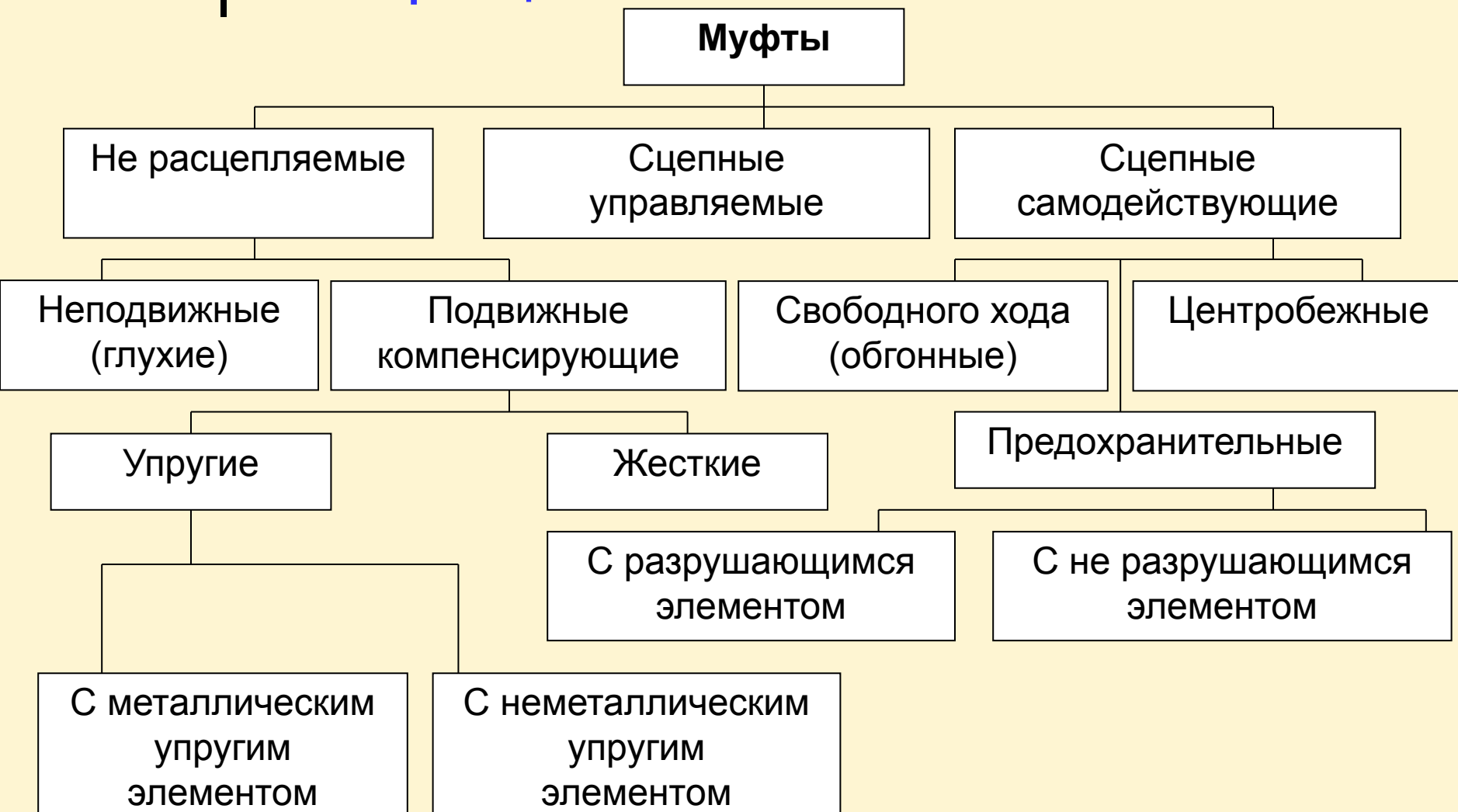
$$T_{\text{расч}} = KT$$

Где $K = 1,5 \dots 2,5$ - коэффициент режима работы муфты



МУФТЫ

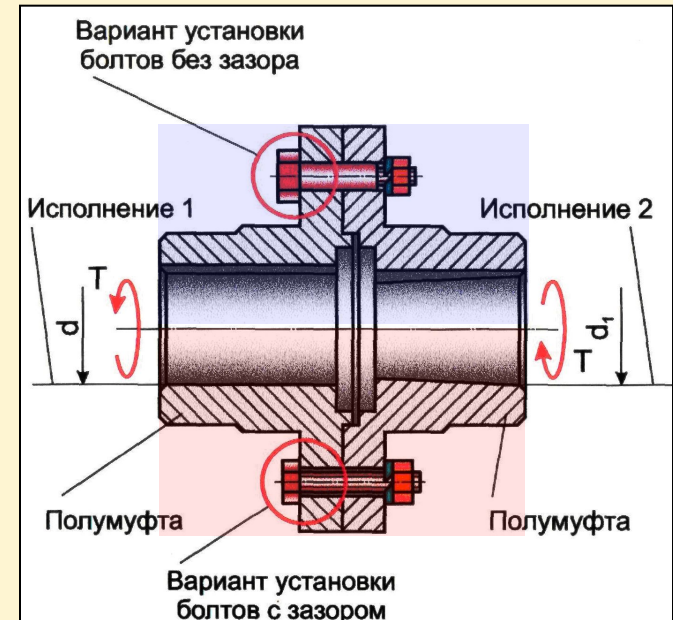
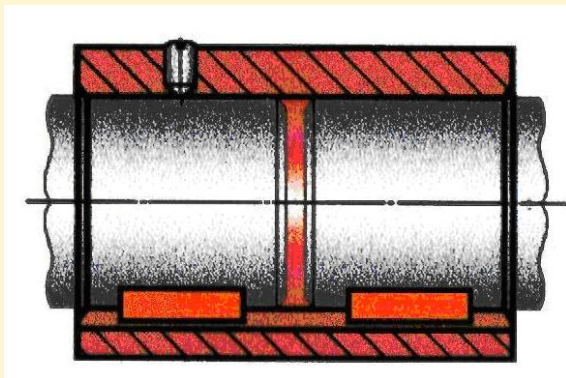
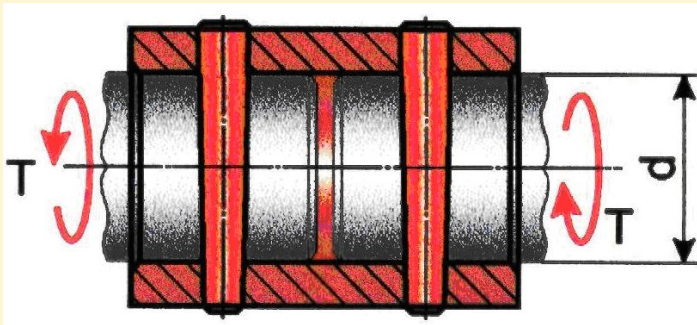
Классификация



МУФТЫ**ГЛУХИЕ МУФТЫ**

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов.

*К ним относятся **втулочные** и **фланцевые** муфты.*





МУФТЫ

МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ ЖЕСТКИЕ

Различают три вида отклонений от правильного взаимного расположения (несоосности) валов :

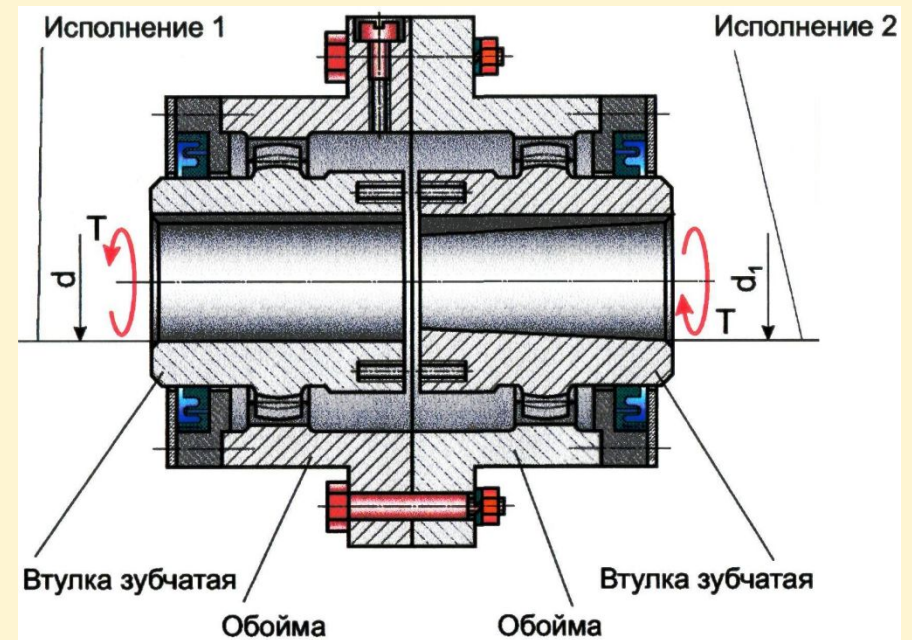
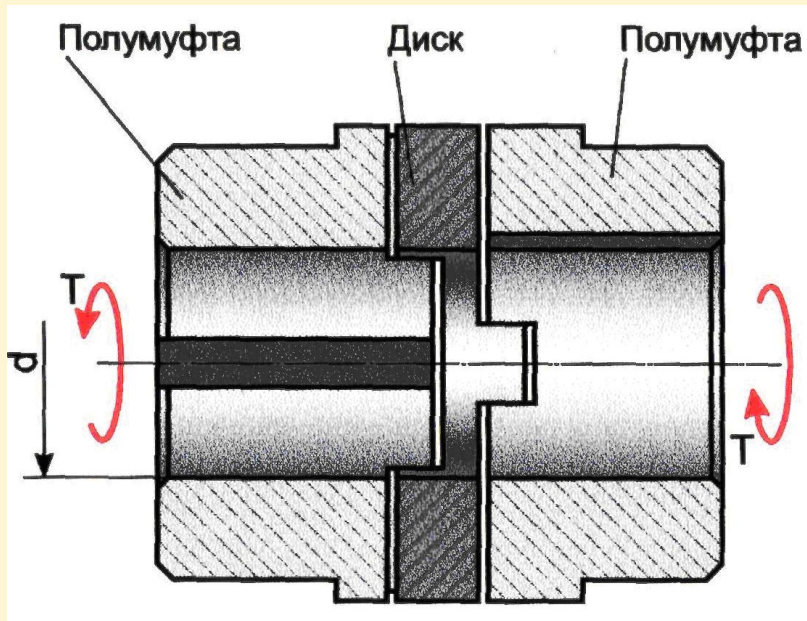
- продольное смещение, Δl
- радиальное смещение или эксцентриситет Δr
- угловое смещение или перекося $\Delta \gamma$

Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается:

- 1) за счет подвижности практически жестких деталей - **компенсирующие жесткие муфты**;
- 2) за счет деформации упругих деталей - **упругие муфты**

● ● ●
МУФТЫ**МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ ЖЕСТКИЕ**

кулачково-дисковая со скользящим вкладышем и зубчатая

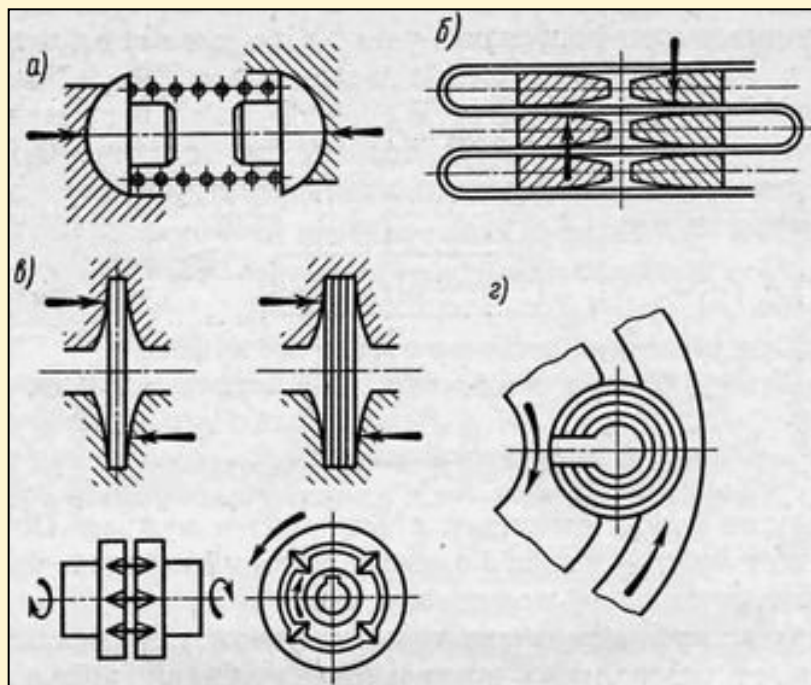


МУФТЫ

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ УПРУГИЕ МУФТЫ

- компенсируют несоосность валов;
- устраняют резонансные колебания, изменяя жесткость системы
- снижают величину кратковременных перегрузок узлов машины.

Металлические упругие элементы

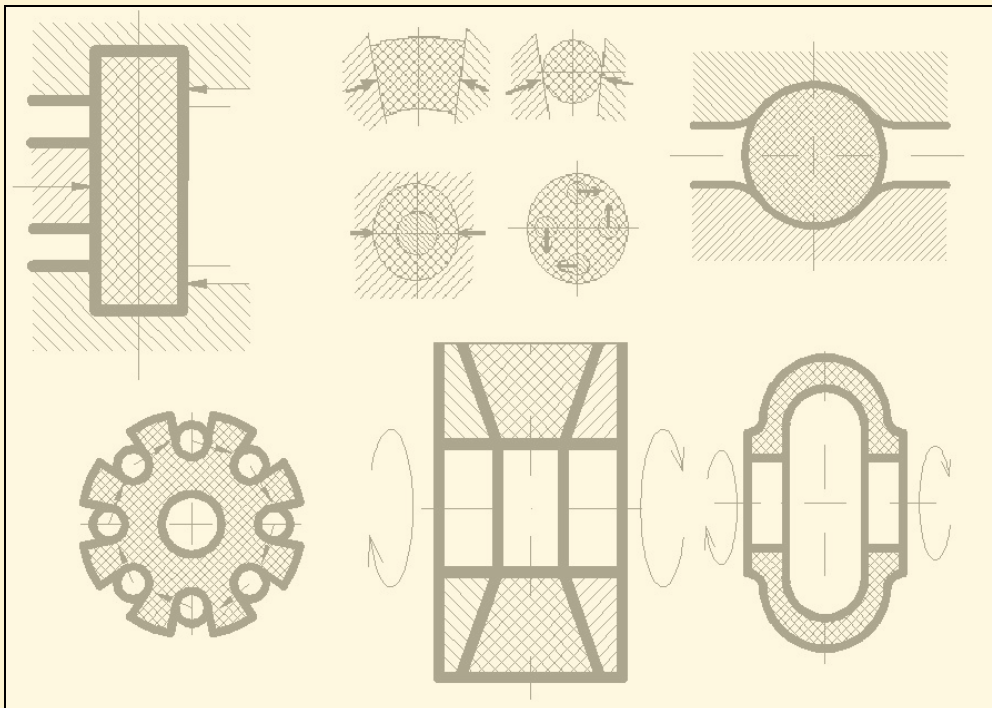


- 1) витые цилиндрические пружины
- 2) стержни или пакеты пластин
- 3) пакеты разрезных гильзовых пружин
- 4) змеевидные пружины

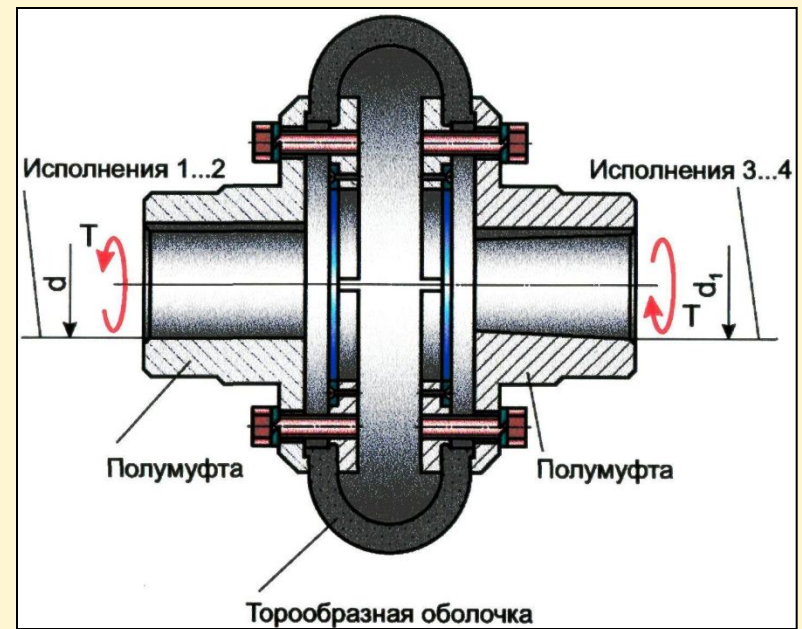
МУФТЫ

КОМПЕНСИРУЮЩИЕ УПРУГИЕ МУФТЫ

Неметаллические упругие элементы



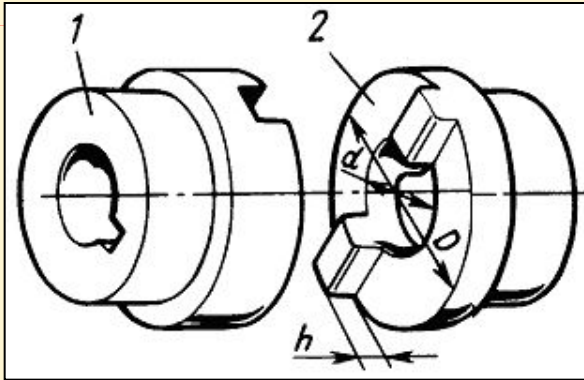
Муфта с упругой оболочкой



МУФТЫ

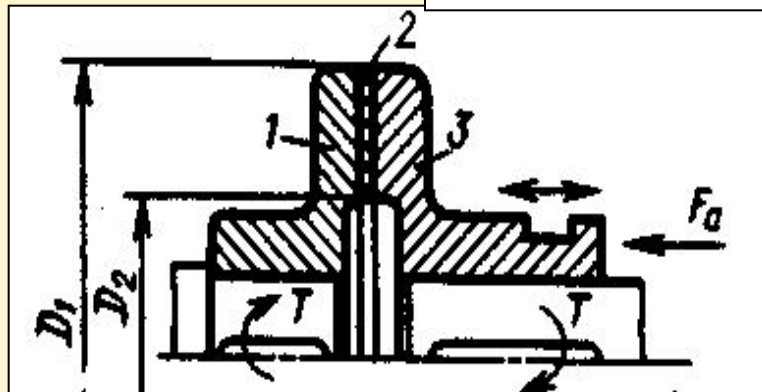
УПРАВЛЯЕМЫЕ ИЛИ СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

- 1) муфты, основанные на зацеплении (кулачковые и зубчатые);
- 2) муфты, основанные на трении (фрикционные).

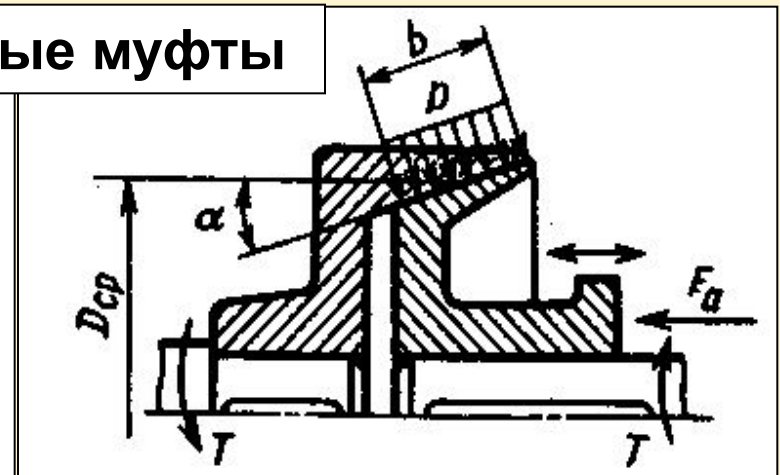


Кулачковая
муфта

Фрикционные муфты



дисковая



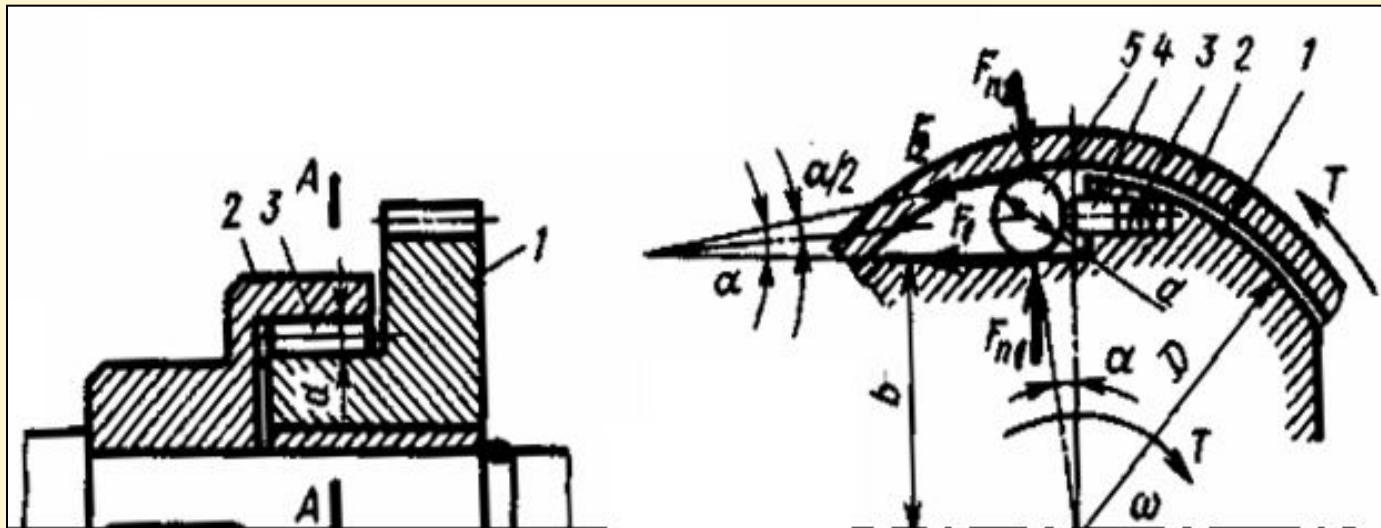
коническая

МУФТЫ

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ИЛИ САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

предназначены для автоматического разъединения валов в момент, когда параметры работы машины становятся недопустимыми

- 1) муфты предохранительные
- 2) центробежные муфты
- 3) муфты свободного хода



Фрикционная роликовая муфта свободного хода

МЕХАНИКА

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Модуль 3

Раздел 14 – СОЕДИНЕНИЯ. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

СОЕДИНЕНИЯ

ЛЕКЦИЯ 16

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ЛЕКЦИЯ 17

Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

СОЕДИНЕНИЯ.
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

СОЕДИНЕНИЯ

ЛЕКЦИЯ 16

План:

16.1. Разъемные соединения.

16.2. Неразъемные соединения


СОЕДИНЕНИЯ

Разъемные соединения

- РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Неразъемные соединения

- СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
- ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



Разъемные соединения

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.

Классификация:

В зависимости от формы резьбовой поверхности:

цилиндрические и конические резьбы.

В зависимости от формы профиля резьбы:

треугольные, упорные, трапецеидальные,
прямоугольные, круглые.

В зависимости от направления винтовой линии резьбы:

правые и левые

В зависимости от числа заходов резьбы:

однозаходные и многозаходные.

В зависимости от назначения резьбы:

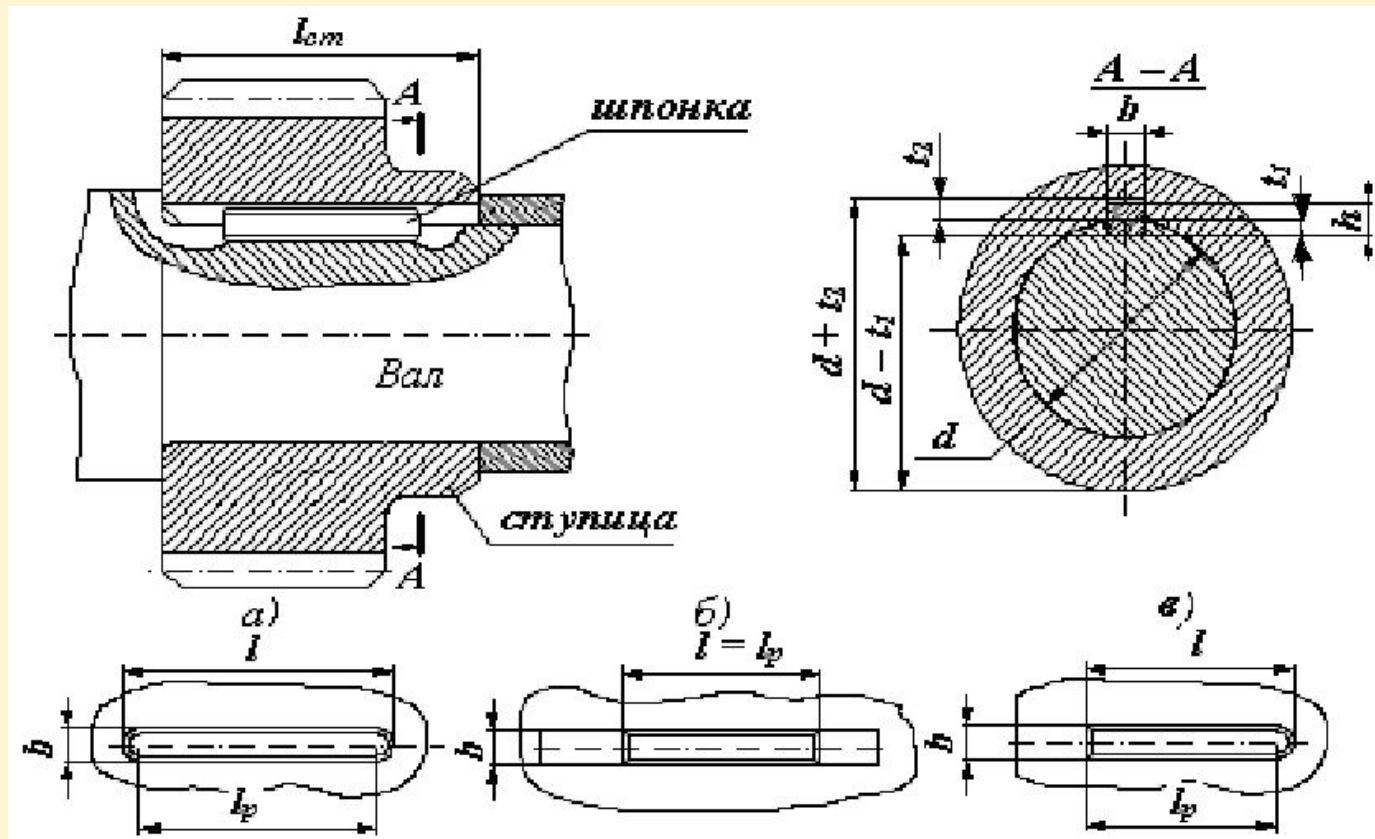
крепежные, крепежно–уплотняющие, для передачи движения

Основной критерий работоспособности –
прочность нарезанной части стержня на растяжение

СОЕДИНЕНИЯ

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения призматическими шпонками



СОЕДИНЕНИЯ

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения призматическими шпонками

Основной критерий работоспособности шпоночных соединений
- прочность на смятие и срез.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Допускаемые напряжения смятия

$$- [\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 150 \text{ МПа}$$

Условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

Допускаемые напряжения среза

$$[\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 100 \text{ МПа}$$

СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

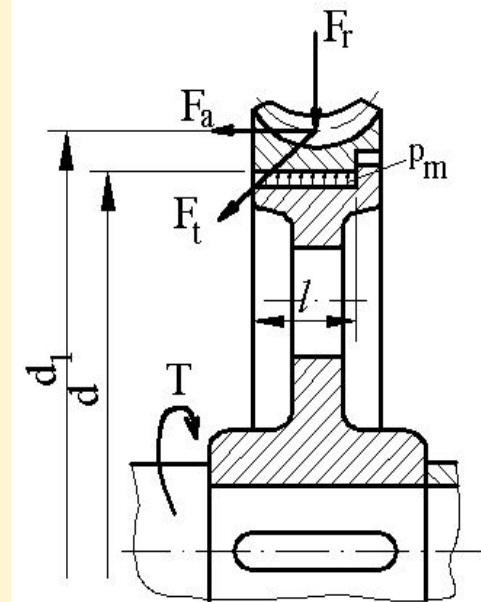
Наиболее распространены **цилиндрические соединения**, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности.

Достоинства :

простота конструкции, хорошее базирование соединяемых деталей; большая нагрузочная способность.

Недостатки:

сложность сборки и особенно разборки; рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями размеров в пределах допусков



Прочность соединения обеспечивают натягом, который образуется в выбранной посадке.

Значение натяга определяется необходимым контактным давлением p_m на посадочной поверхности соединяемых деталей

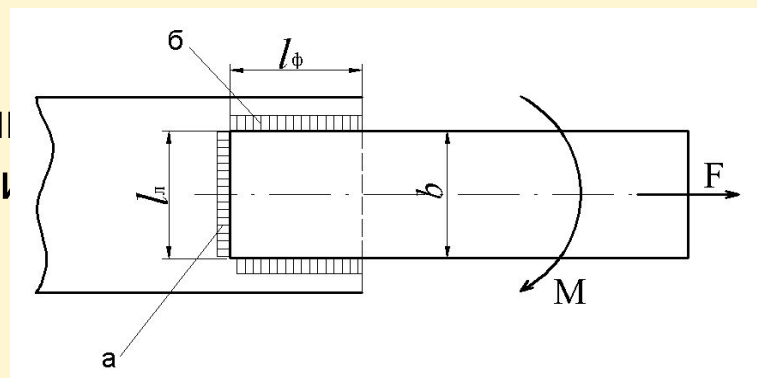
СОЕДИНЕНИЯ

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Классификация:

- 1) *по взаимному расположению соединяемых элементов:*
соединения встык;
внахлестку; втавр;
угловые;
- 2) *по способу сварки:* соединения, выполненные
дуговой сваркой
металлическим электродом;
контактной сваркой;
- 3) *по направлению воспринимаемого швом усилия:* соединения,
выполненные

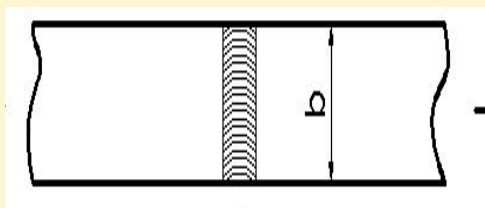
лобовыми швами;
фланговыми швами;
комбинированными



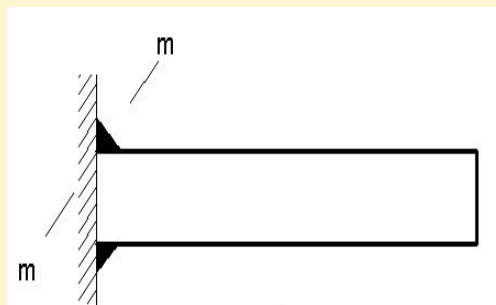
СОЕДИНЕНИЯ

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

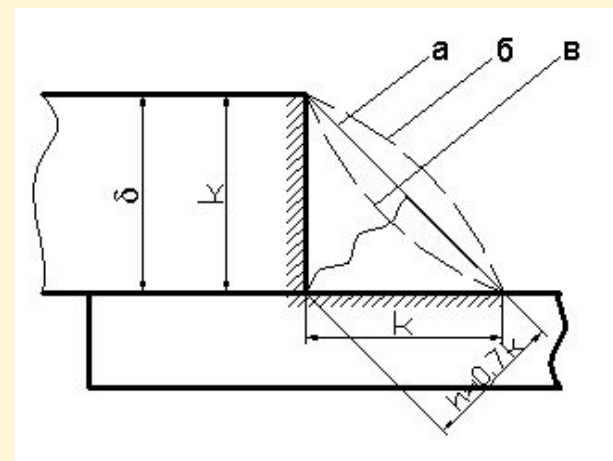
СОЕДИНЕНИЯ. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ



Стыковое
соединение



Тавровое
соединение



Соединение
внахлестку

Стыковые соединения проверяют на прочность при растяжении (сжатии) и изгибе.

Соединения внахлестку рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва



Модуль 3

ПРИКЛАДНАЯ
МЕХАНИКА

СОЕДИНЕНИЯ.
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ЛЕКЦИЯ 17

План:

- 17.1. Основные положения системы допусков и посадок
- 17.2. Система допусков и посадок подшипников качения
- 17.3. Посадки шпоночных соединений
- 17.4. Допуски формы и расположения поверхностей

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Номинальный размер детали;
Действительный размер детали

Отверстие

Вал

Сопряженные детали

Зазор

Натяг

Предельное верхнее отклонение

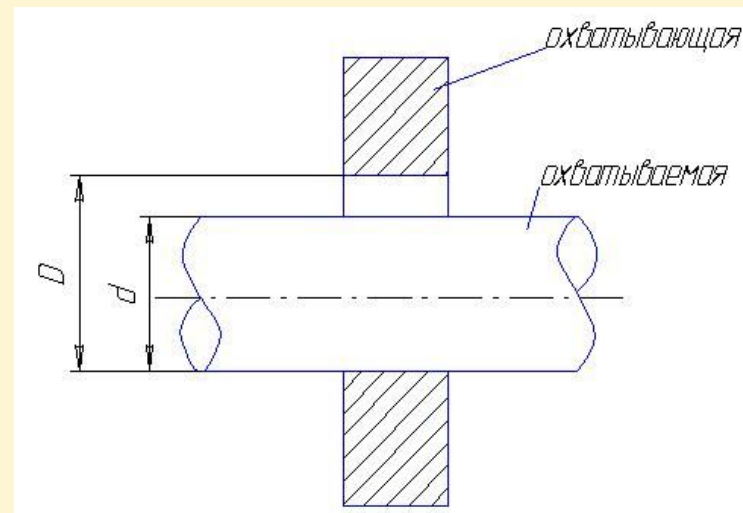
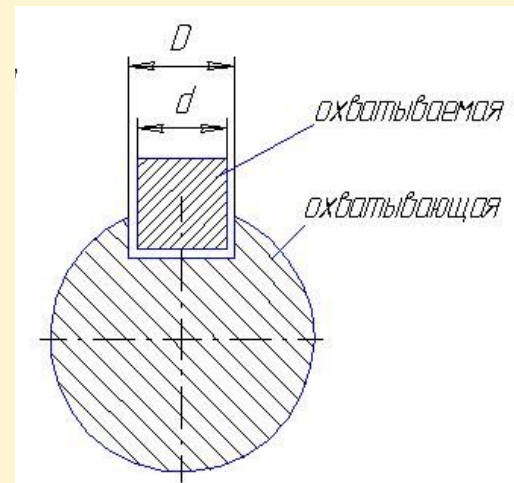
Предельное нижнее отклонение

Действительное отклонение

Допуск размера

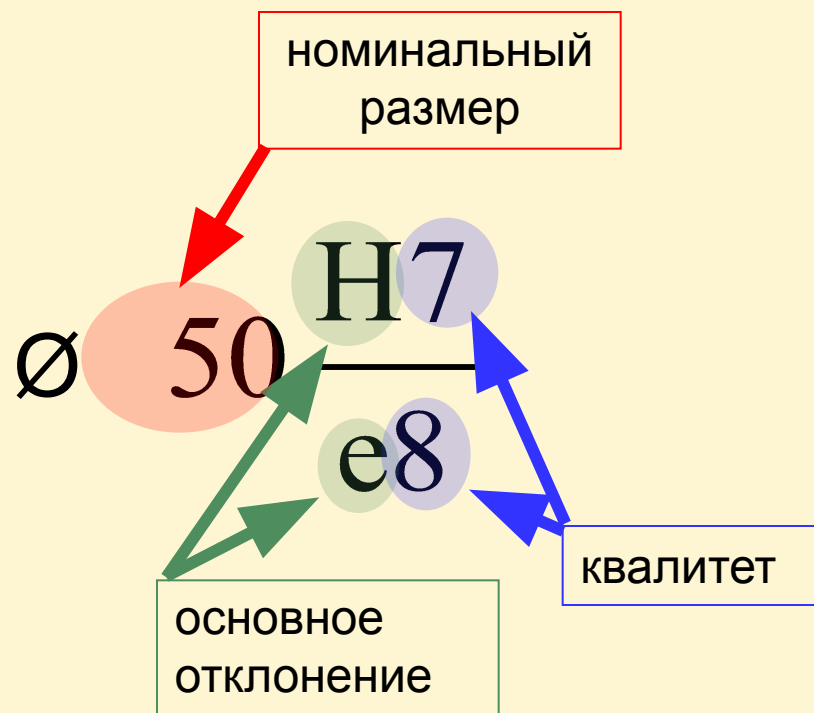
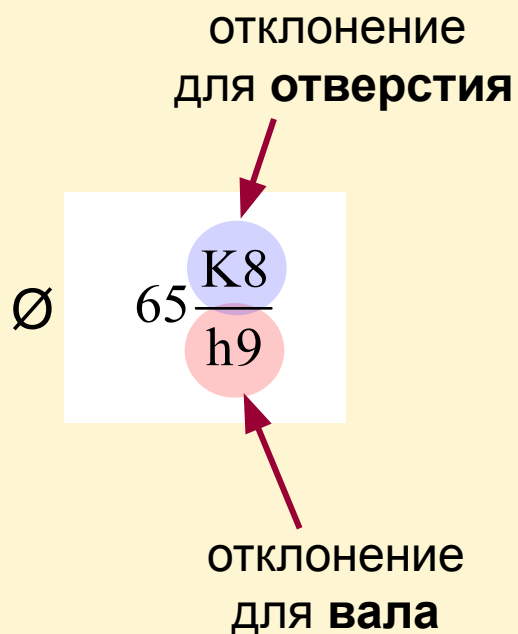
Поле допуска

Посадка



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Обозначение посадок :





ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Обозначение посадок :

Две системы образования посадок:

- 1) система отверстия $\varnothing 36 \frac{H6}{k5}$
- 2) система вала $\varnothing 65 \frac{K8}{h9}$

19 квалитетов :

в порядке понижения нормирования точности

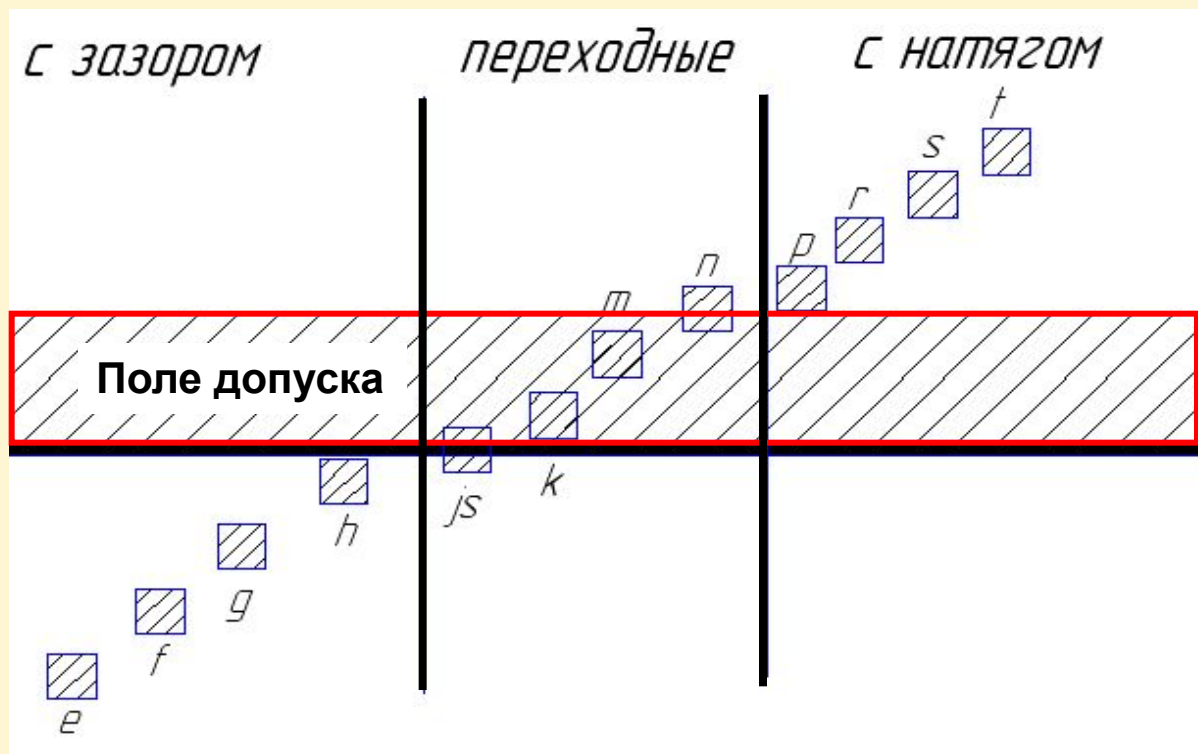
0,1; 0; 1; 2; 3; ...; 17
0,1; 0; 1 - предназначены для оценки точности концевых мер;

2...4 - калибров и особо точных изделий;

5...13 для образования посадок;

14...17 для свободных размеров

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ



Посадки с натягом:

$$\frac{H7}{r6} \quad \frac{H7}{s6}$$

для тонкостенных
деталей:

$$\frac{H7}{p6} \quad \frac{P7}{h6}$$

Переходные посадки

$$\frac{K7}{h6} \quad \frac{H7}{k6}$$

Посадки с зазором:

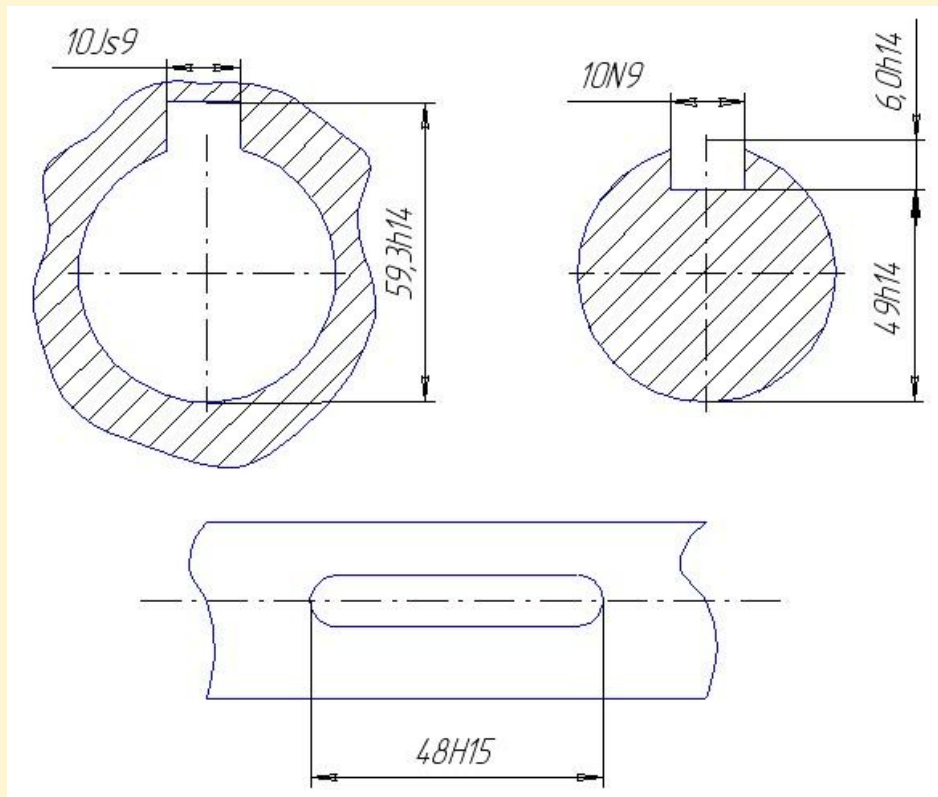
$$\frac{H7}{h6} \quad \frac{H8}{h7} \quad \frac{H8}{h8} \quad \frac{H11}{h11}$$

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Посадки подшипников качения

$$\frac{L0}{k6} \quad \frac{H7}{l0} \quad k6 \quad H7$$

Посадки шпоночных соединений



Три типа шпоночных
соединений:

1) свободное
для паза на валу: H9
для паза во втулке: D10

2) нормальное
N9 и Js9
соответственно

3) Плотное
P9 и p9
соответственно

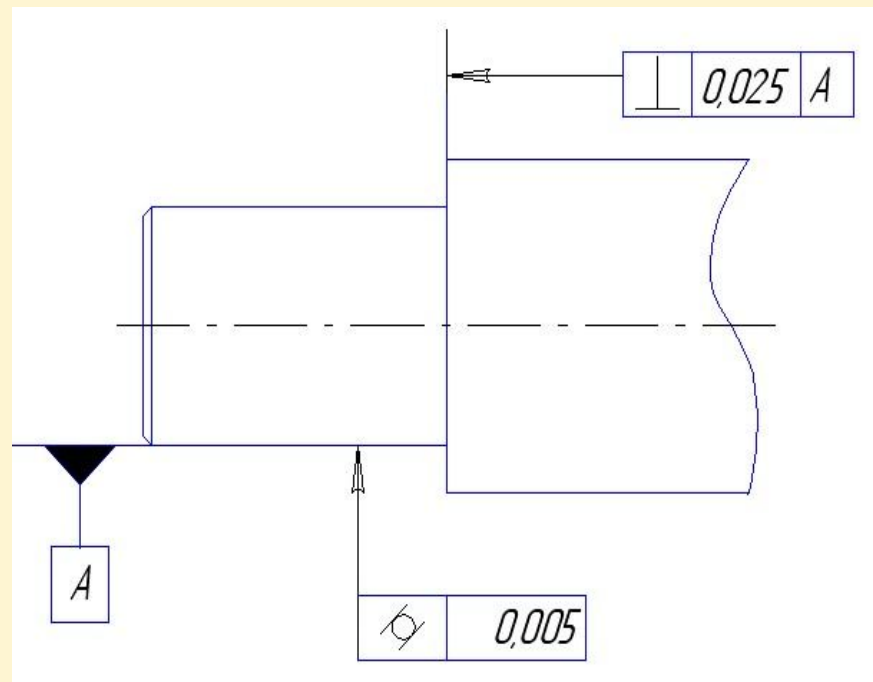
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Допуски формы и расположения поверхностей

Виды погрешностей формы и расположения поверхностей:

	<i>отклонение от круглости</i>
	<i>отклонение от цилиндричности</i>
	<i>отклонение от соосности</i>
	<i>отклонение от параллельности</i>
	<i>отклонение от перпендикулярности</i>
	<i>радиальное биение</i>
	<i>отклонение от симметричности</i>
	<i>позиционное отклонение</i>

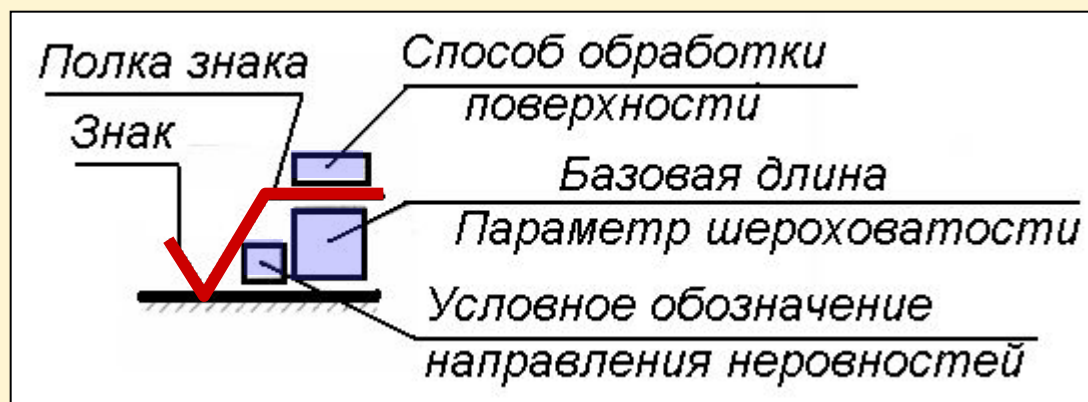
Пример обозначения отклонений формы и расположения поверхностей



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Шероховатость поверхности

Обозначение шероховатости:



Виды знаков шероховатости:

- ✓ - вид обработки не устанавливается;
- ✓ - поверхность должна быть образована удалением слоя материала;
- ✓ - поверхность должна быть образована без удаления материала.