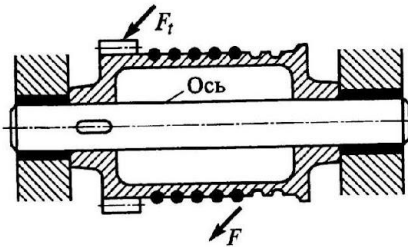


Раздел IV Детали, обслуживающие передачи

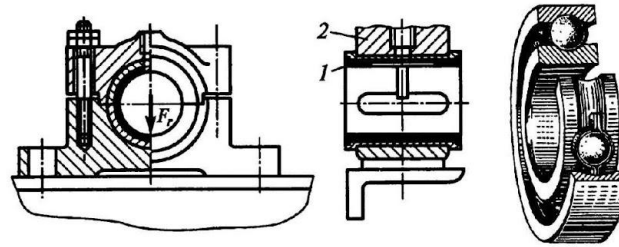
4.1

К деталям, обслуживающим передачи относятся:

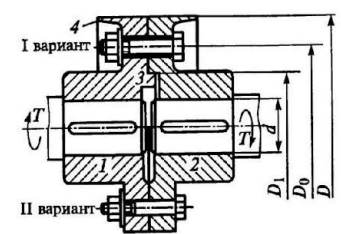
Валы и оси



Подшипники (качения) и скольжения



Муфты

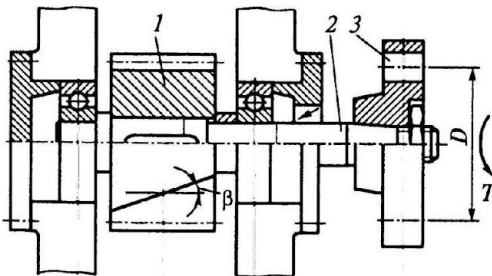


Тема 4.1 Валы и оси 4.1.1 Общие сведения

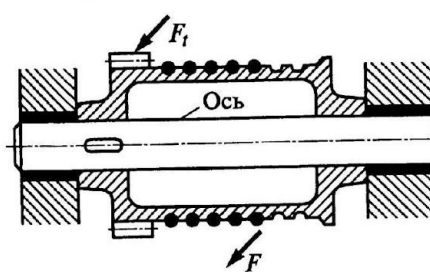
Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось – не передает.

Вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся или невращающейся.

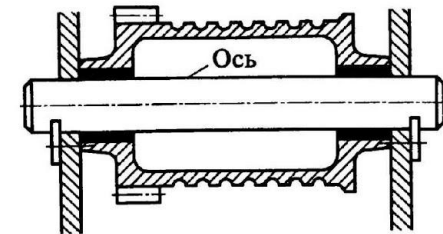
Вал



Вращающаяся ось



Невращающаяся ось



По конструкции различают валы гладкие, ступенчатые (фасонные), сплошные и полые.

Материалы валов: сталь 45 или 40X (с термообработкой); сталь 5 (без термообработки); сталь 20 и 20X (с цементацией цапфы)

4.1.2 Проектный расчет валов

Известно: крутящий момент T (или мощность P); частота вращения n ; нагрузка и размеры деталей, расположенных на валу.

Требуется определить: размеры (включая линейные) и материал вала.

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях (изгибающий момент пока не известен, так как неизвестны расположение опор и места приложения нагрузок):

$$d = \sqrt[3]{T / (0,2 [\tau])}$$

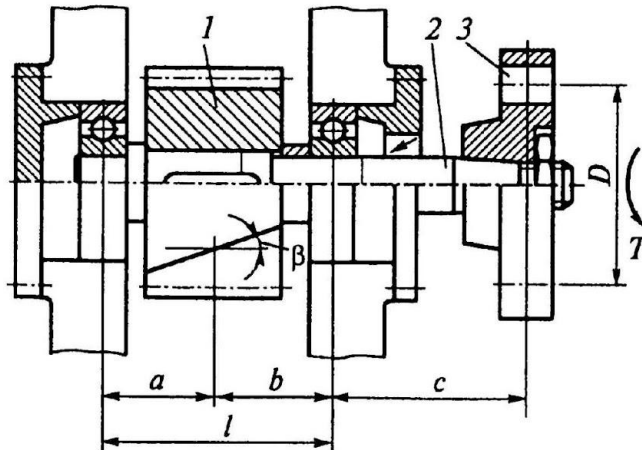
$[\tau] = 20 \dots 30$ МПа – для трансмиссионных валов;

$[\tau] = 12 \dots 15$ МПа – для редукторных и других валов.

Диаметры $d_{\text{вх}}$ входных или выходных валов передачи согласуют с диаметром d_c соединяемого вала: $d_{\text{вх}} = (0,8 \dots 1,2) d_c$ (!)

2. Разрабатывают конструкцию вала (выполняют эскизный проект вала).

При этом учитывают: размеры установленных на валу деталей; зазоры между вращающимися и невращающимися деталями; схему расположения подшипников и т.д.



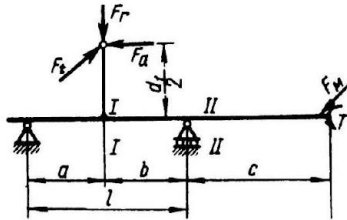
В результате получают длинные размеры вала: a, b, c, l, l_1, l_2 и другие, которые позволяют определить изгибающие моменты.

3. Назначают материал и термообработку вала и выполняют проверочный расчет выбранной конструкции.

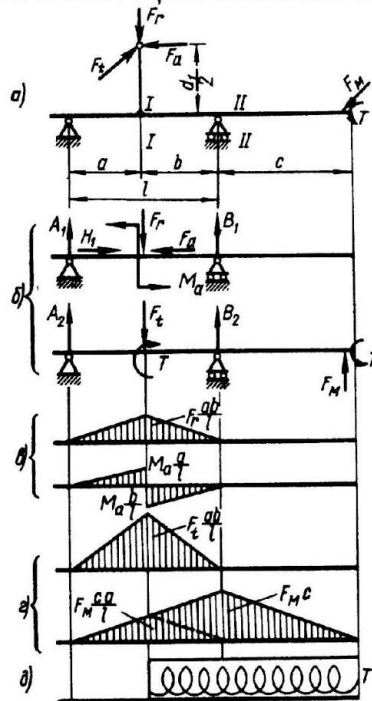
4.1.3 Проверочный расчет валов

Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок

Пример расчетной схемы:



Определение реакций в опорах
и построение эпюр
изгибающих моментов



Обратить внимание на:

- выбор типа опор (шарнирно-неподвижную или шарнирно-подвижную);
- расчетные нагрузки рассматривают как сосредоточенные;
- при переносе сил на ось вращения вала возникают крутящие или вращающие моменты, (если сила не пересекает ось)
- дополнительную силу F_M от муфты направляют в сторону, наиболее неблагоприятную для прочности или жесткости вала:

1. Определяют реакции в опорах: F_{R1}^B ; F_{R2}^B ; F_{R1}^T ; F_{R2}^T ; F_{R1}^M ; F_{R2}^M .
2. Строят эпюры изгибающих моментов.
3. Определяют суммарные реакции в опорах и осевые силы.
4. Определяют места положения опасных сечению (по максимальным изгибающим моментам и наличию концентратора напряжений).
5. Рассчитывают суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях.

$$\text{Например, } M_{1-1} = \sqrt{M_{\text{верт}1-1}^2 + M_{\text{гор}1-1}^2} + M_M,$$

$$\text{где } M_{\text{верт}1-1} = F_r \cdot (a \cdot b / l) + M_a \cdot a / l; \quad M_{\text{гор}} = F_t \cdot (a \cdot b / l);$$

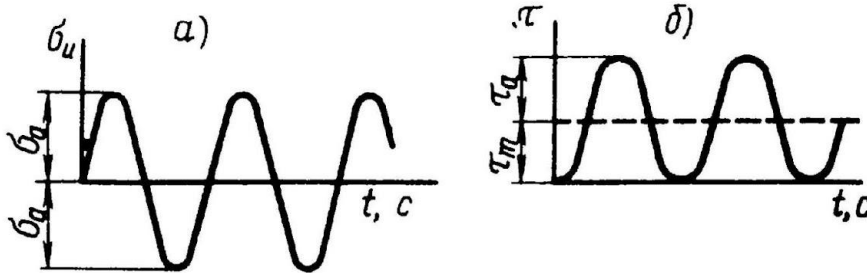
$$M_M = F_M \cdot (c \cdot a / l)$$

Расчет на прочность

Для валов расчет на сопротивление усталости является основным (!)

Допущение:

- циклы напряжений принимают симметричными для напряжений изгиба и отнулевым (пульсирующим) для напряжений кручения.



Запас сопротивления усталости вала определяют по формуле:

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \leq [S] \approx 1,5,$$

здесь $S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)$ – запас сопротивления усталости только по изгибу;

$S_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m)$ – запас сопротивления усталости по кручению;

σ_a и τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений;

σ_m и τ_m – постоянные составляющие: $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = M / (0,1d^3)$;

$$\tau_m = \tau_a = 0,5T / (0,2d^3);$$

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений;

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала;

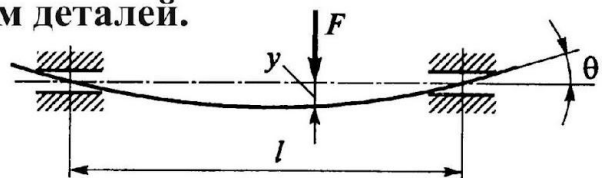
$K_{\sigma d}$ и $K_{\tau d}$ – коэффициенты концентрации напряжений в расчетном опасном сечении при изгибе и кручении соответственно.

Проверка статической прочности

Эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$.

Здесь $\sigma_a = M / (0,1d^3)$; $\tau = T / (0,2d^3)$; $[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T$

Упругие перемещения вала отрицательно влияют на работоспособность связанных с ним деталей.



Условия работоспособности :

упругий прогиб $y \leq [y]$;

угол поворота $\theta \leq [\theta]$

Перемещения y и θ при изгибе определяют, используя интеграл Мора или способ Верещагина.

Для простых расчетных случаев используются готовые решения.

Значения $[y]$ и $[\theta]$ определяют по экспериментальным формулам (!).

Расчет валов на колебания

Предел вибрационной устойчивости принимают:

$n \leq 0,7 \cdot n_k$ – для жестких валов;

$n \leq 1,3 \cdot n_k$ – для нежестких валов.

Критическая частота вращения, при которой наступает резонанс, равна:

$$n_k = (30\pi) \cdot \sqrt{g / y_{ст}}$$

где g – ускорение земного тяготения;

$y_{ст}$ – статический прогиб вала.

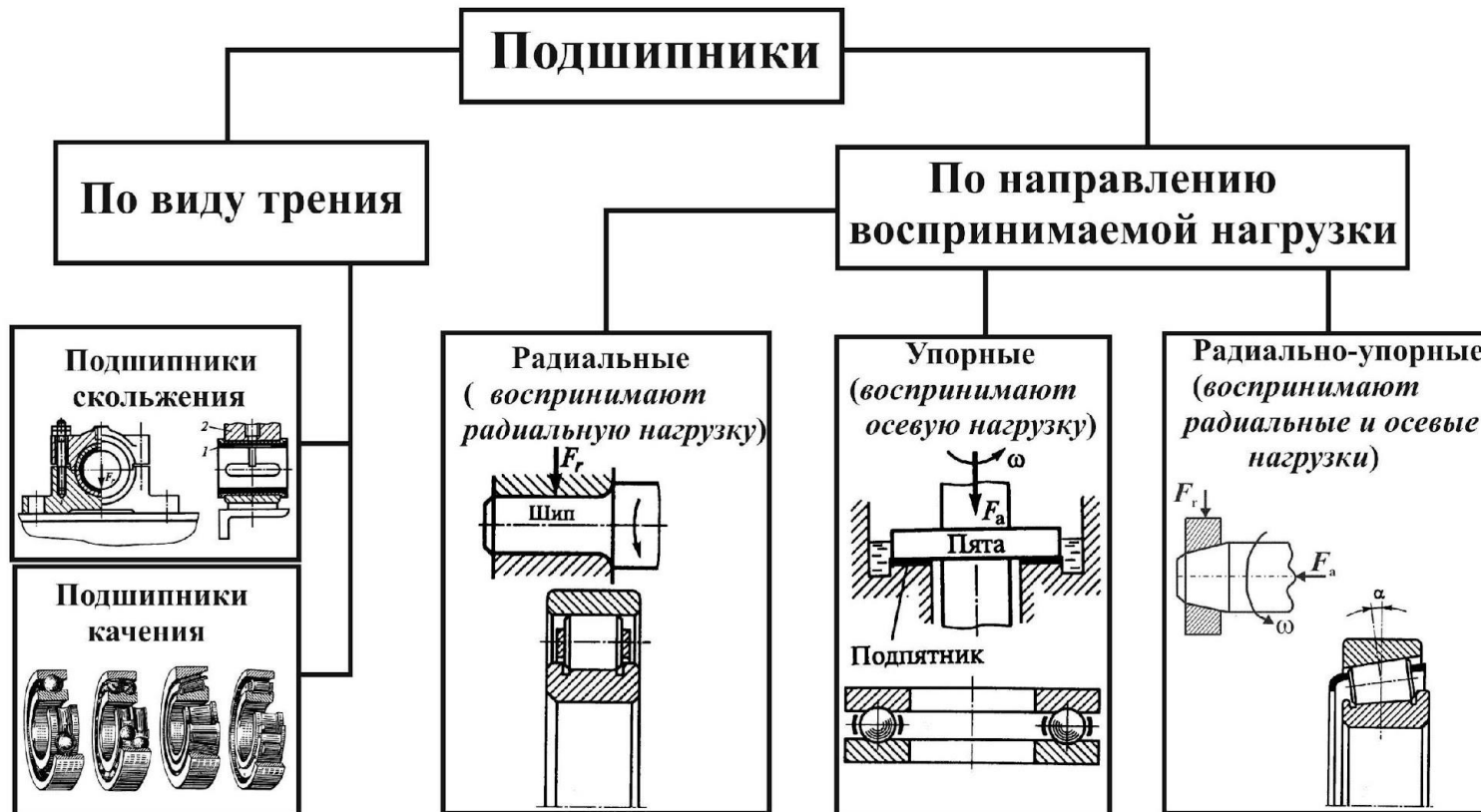
Такой расчет выполняют для быстроходных машин (!).

Углы поворота θ и прогибы y		
θ_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EJ}$	$-\frac{F_1cl}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{Fab(l+a)}{6EJ}$	$\frac{F_1cl}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2-b^2-3d^2)}{6EJ}$	$\frac{F_1c(3d^2-l^2)}{6EJ}$
θ_E	$-\frac{Fa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJ}$	—
θ_H	$\frac{Fab(b-a)}{3EJ}$	—
y_D	$\frac{Fbd(l^2-b^2-d^2)}{6EJ}$	$-\frac{F_1cd(l^2-d^2)}{6EJ}$
y_E	$\frac{Fae(l^2-a^2-e^2)}{6EJ}$	—
y_H	$\frac{Fa^2b^2}{3EJ}$	—
y_C	$\theta_B c$	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJ}$

Тема 4.2 Подшипники

Назначение и классификация

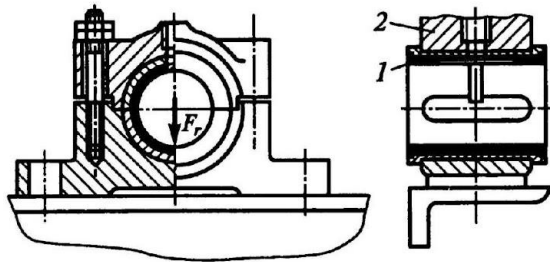
Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. От качества подшипников в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин. (!)



4.2.1 Подшипники скольжения

Общие сведения и классификация

Пример конструктивного оформления подшипника скольжения

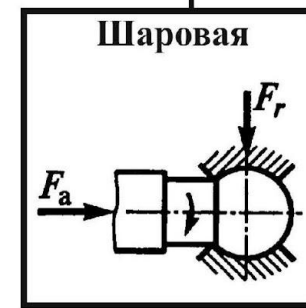
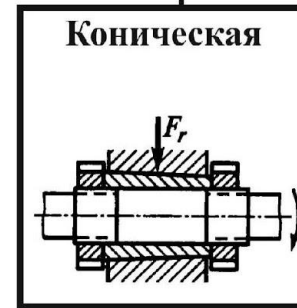
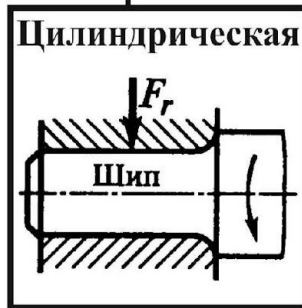


1 – основной элемент подшипника – вкладыш из антифрикционного материала; может быть разъемным. (!)

2 – корпус подшипника.

Опорный участок вала называют цапфой.

Форма рабочей поверхности подшипника



Область применения:

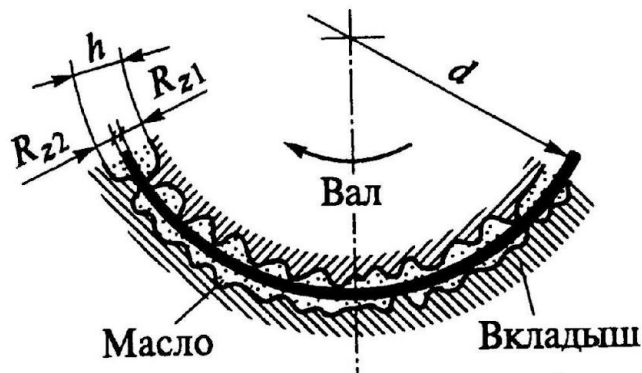
- разъемные подшипники;
- высокоскоростные подшипники;
- подшипники прецизионных высокоточных машин.
- подшипники, работающие в особых условиях;
- подшипники дешевых тихоходных машин;

1. Вращению цапфы в подшипнике противодействует момент сил трения. Работа трения нагревает подшипник и цапфу. **Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения (в результате заедания).** (!)

2. Работа подшипника сопровождается **износом вкладыша и цапфы.** (!) Интенсивность износа **определяет долговечность подшипника.**

Режимы трения и критерии расчета. Для уменьшения работы трения применяют

смазку. В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть **полужидкостное (граничное)** или **жидкостное** трение. При жидкостном трении рабочие поверхности вала и вкладыша разделены слоем смазочного материала, т. е. $h > R_{z1} + R_{z2}$



При полужидкостном трении это условие не соблюдается. (!)

Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей. (!)

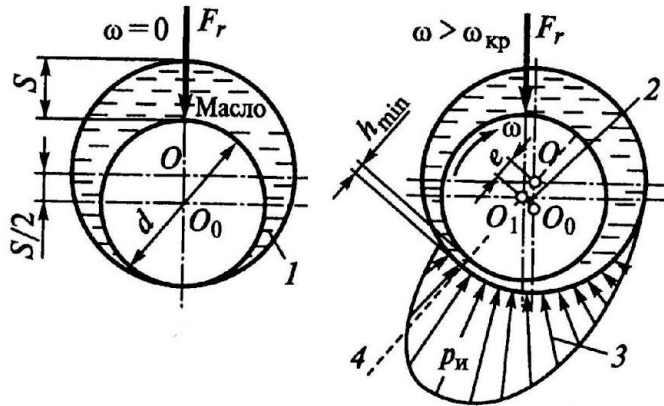
Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета большинства подшипников скольжения. (!)

Согласно гидродинамической теории смазки высота h масляного слоя:

$$h = f(\mu\omega / p),$$

где μ – вязкость материала смазки; ω – угловая скорость цапфы;

$p = \text{давление} = F_r / (ld)$; l – длина цапфы.



Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении.

Эти подшипники рассчитывают:

а) по условному давлению (износу):

$$p = F_{rn} / ld \leq [p];$$

б) по произведению давления на скорость (по нагреву):

$$pv \leq [pv].$$

Здесь F_{rn} – радиальная нагрузка на подшипник;

d – диаметр цапфы; l – длина подшипника;

v – окружная скорость цапфы.

Допускаемые величины $[p]$ и $[pv]$ определены опытным путем и приведены в справочной литературе.

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения.

Известно: d ; F_{rn} ; n (ω);

Определить: l ; зазор δ ; вязкость μ смазки.

1. По рекомендациям выбирают отношение l/d . Отсюда определяют l .
2. Полученную величину l проверяют по условному давлению и на нагрев подшипника (это учитывает пуск и остановку движения вала).
3. По рекомендациям выбирают **относительный зазор** $\psi = \delta / d$. Отсюда находят зазор δ , который согласуют со стандартными посадками цапфы и вкладыша.
4. Выбирают сорт масла и определяют его вязкость μ при принятой средней температуре t_{cp} масла.
5. Рассчитывают безразмерный **коэффициент Φ_p нагруженности подшипника:**

$$\Phi_p = p\psi^2 / \mu \cdot \omega$$

6. По значению Φ_p и отношению l/d по номограмме определяют относительный эксцентриситет $\chi = 2e/\delta$, который определяет положение цапфы в режиме жидкостного трения. 4.10

7. Определяют высоту h масляного слоя: $h = \delta / 2(1-\chi)$

8. Определяют критическое значение толщины масляного слоя: $h_{кр} = (1,5...2)(R_{z1} + R_{z2})$;
 R_{z1} и R_{z2} – средняя высота неровностей поверхностей цапфы и вкладыша по ГОСТ 2789 –87

9. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя:

$$n_h = h/h_{кр} \geq [n_h] = 1.5.....2.$$

Материалы подшипников и их термообработка

Вкладыши

Цапфы

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	[p], МПа	[pv], МПа · м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5 1,0	4 2	— —
Чугун антифрикционный:			
АЧК-1	5	0,5	2,5
АЧВ-2	1	12	12
Бронза:			
БрО10Ф1	10	15	15
БрА9Ж4	4	15	12
Латунь ЛЦ14К3С3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
БС6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Полиамидные пластмассы — капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2...6	—

1. Стали 40 и 40Х, термообработанные на высокую твердость.
2. Стали 20 и 20Х, цементованные и закаленные на высокую твердость.

4.2.2 Подшипники качения

4.2.2.1 Общие сведения и классификация

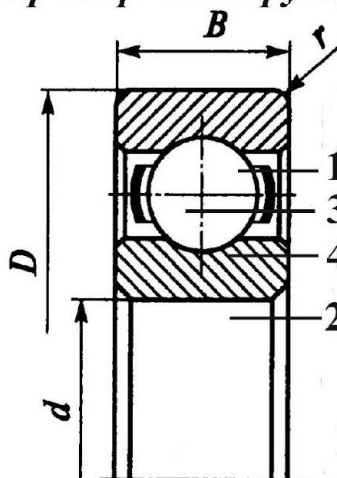
Преимущества:

- Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения на трение качения, т. е. значительно уменьшить потери энергии на трение;
- Конструкция подшипников скольжения позволяет изготавливать их в массовых количествах (на обозначенного потребителя) как стандартную продукцию, что значительно снижает стоимость производства.

Недостатки:

- Отсутствие разъемных конструкций;
- Ограниченная быстроходность;
- Большие радиальные габариты;
- Низкая работоспособность при вибрациях и в агрессивной среде.

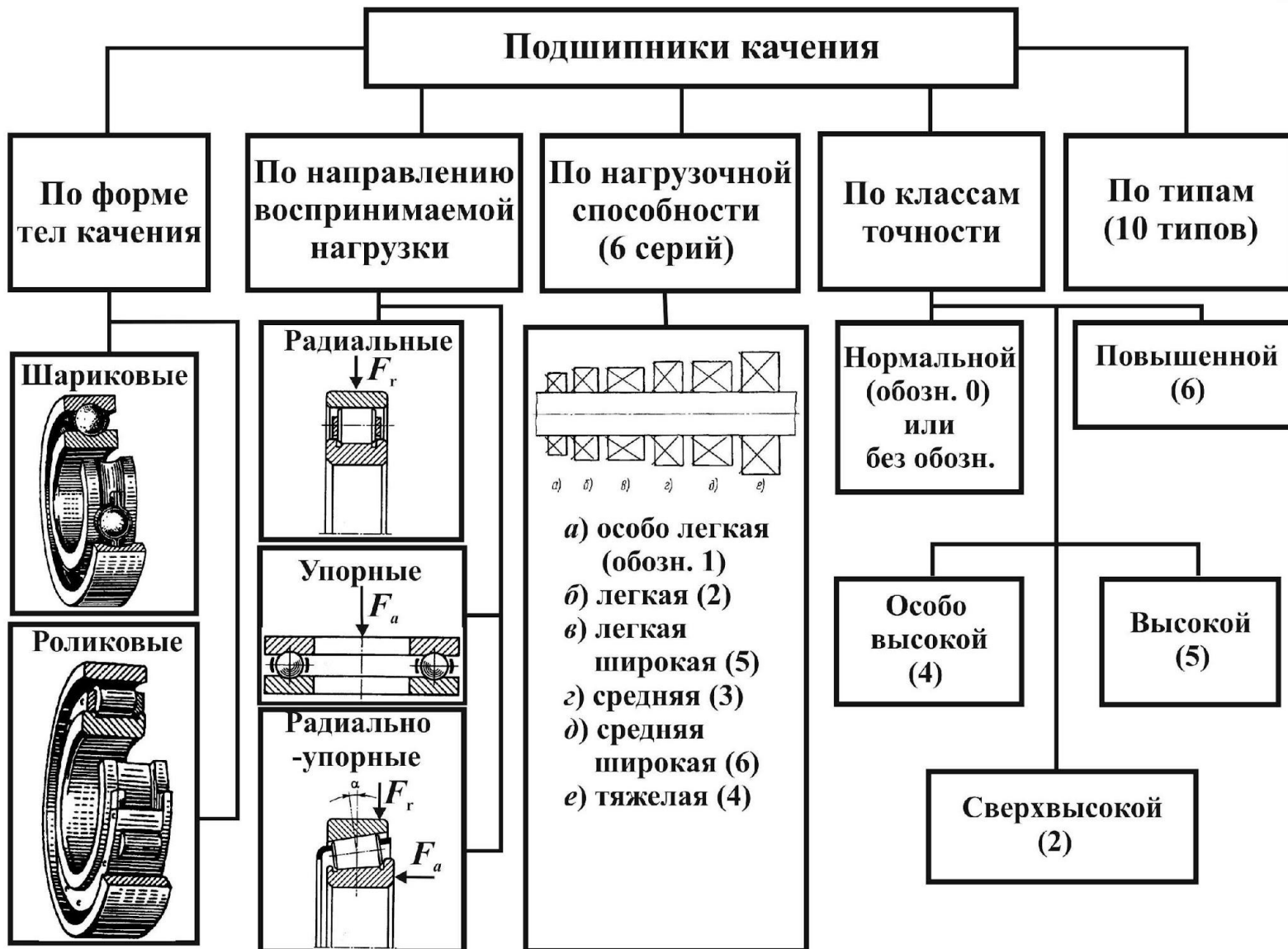
Пример конструкции радиального шарикового однорядного подшипника:



- 1 – наружная обойма (кольцо);
- 2 – внутренняя обойма (кольцо);
- 3 – тела качения;
- 4 – сепаратор;
- d – внутренний диаметр;
- D – наружный диаметр;
- B – ширина.

Классификация

4.12



Типы подшипников качения

Радиальный шариковый однорядный

Обозначение 0
(или отсутствует)

Радиальный двухрядный сферический

Обозначение 1

Радиальный с короткими цилиндрическими роликами

Обозначение 2

Радиальный роликовый двухрядный сферический

Обозначение 3

Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами

Обозначение 4

Роликовый с витыми роликами

Обозначение 5

Радиальный упорный шариковый

Обозначение 6

Роликовый конический

Обозначение 7

Упорный шариковый

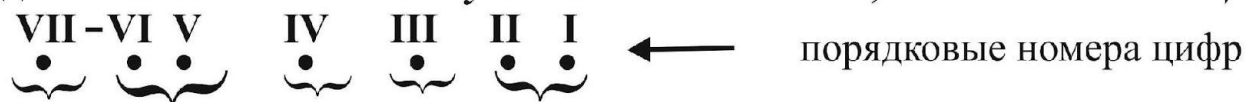
Обозначение 8


Упорный роликовый


Обозначение 9


4.2.2.2 Условные обозначения подшипников качения 4.14


Подшипники качения имеют *условные обозначения, составленные из цифр и букв*:




 **I** – две первые цифры справа обозначают *внутренний диаметр d подшипника, деленный на 5*;

 **III** – третья цифра справа обозначает *серию подшипника*;

 **IV** – четвертая цифра справа обозначает *тип подшипника* (цифру 0 можно не указывать);

 **VI V** – пятая или пятая и шестая цифры обозначают *конструктивные особенности подшипника* (например, наличие стопорной канавки, встроенных уплотнений и т. п.). Если подшипник особенностей не имеет, то цифры на местах **V** и **VI** отсутствуют.

 **VII** – цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире (разделительный знак) обозначают его *класс точности*. Класс точности 0 не указывается.

Обозначение наносится на боковую поверхность одной из обойм подшипника.

Примеры обозначений подшипников:

210 – шариковый радиальный однорядный подшипник; $d = 50\text{мм}$, легкой серии, нормального класса точности.

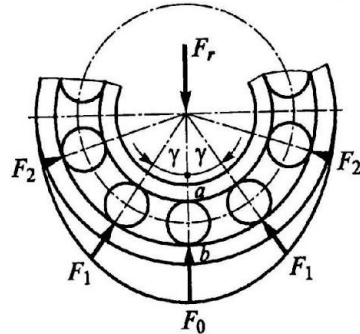
5-210 – указанный выше подшипник высокого класса точности.

7308 – роликовый конический подшипник; $d = 40\text{мм}$, средней серии, нормального класса точности.

4.2.2.3 Условия работы подшипника качения, влияющие на его работоспособность

4.15

Распределение нагрузки между телами качения.



По условию равновесия:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cdot \cos\gamma + 2F_2 \cdot \cos(2\gamma) + \dots + 2F_n \cdot \cos(n\gamma);$$

где $\gamma = 360^\circ/z$; z – число тел качения; $n\gamma < 90^\circ$.

Установлено, что $F_0 = 4,37 \cdot F_r/z$.

Вводя поправку на радиальный зазор и неточность изготовления:

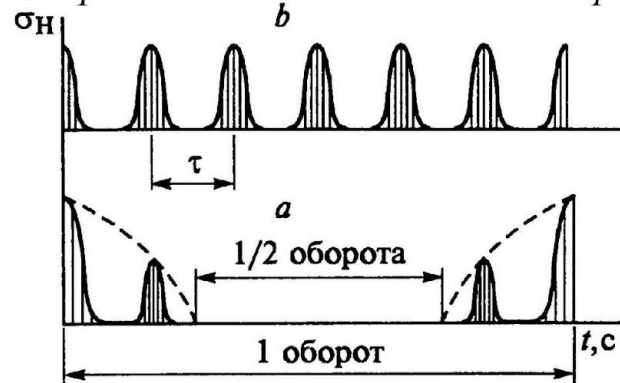
$$F_0 = 5 \cdot F_r/z; \quad F_n = [5 \cdot F_r \cos^{3/2}(n\gamma)] / z.$$

Наиболее нагружены места действия реакции F_0 . (!) Желательно, чтобы оно постепенно меняло положение (например, за счет соответствующей посадки).

Контактные напряжения в деталях подшипников.

В каждой точке поверхности контакта колец или тел качения контактные напряжения изменяются *по отнулевому (пульсирующему циклу)*.

Напряжения в точках «a» и «b» при вращении внутреннего кольца.

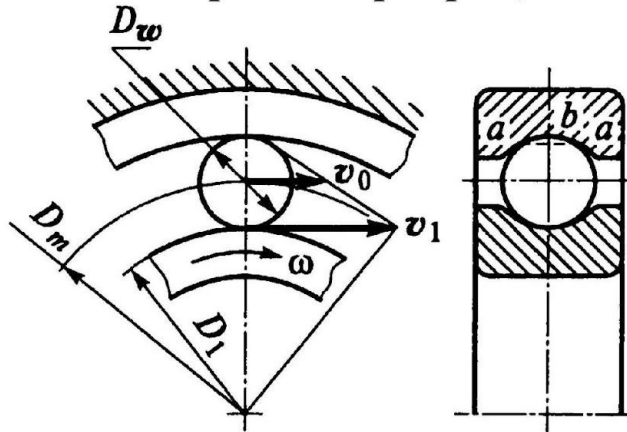


τ – время перемещения очередного тела качения в данную точку.

В точке «a» контактные напряжения выше, чем в точке «b».

Благоприятным является случай **вращения внутреннего кольца (!)**, так как число циклов нагружения в точке «a» меньше, чем в точке «b».

План скоростей при вращении внутреннего кольца



Окружная скорость внутреннего кольца: $v_1 = \omega D_1 / 2$;

Окружная скорость оси тела качения: $v_0 = v_1 / 2$.

Угловая скорость тела качения вокруг своей оси:

$$\omega_k = 2(v_1 - v_0) / D_w = 0,5\omega D_1 / D_w.$$

Угловая скорость сепаратора:

$$\omega_c = 2v_0 / D_m = 0,5\omega D_1 / (D_1 + D_w) \approx 0,5\omega.$$

Сепаратор вращается в ту же сторону, что и вал, с угловой скоростью, примерно в 2 раза меньшей угловой скорости вала.(!)

*Между сепаратором и телом качения из-за относительного движения возникает трение скольжения (!). Кроме того, у шариковых подшипников в точке «b» – мгновенный центр скоростей, а по дугам «ab» происходит скольжение и **возникают потери на трение.***

Поэтому КПД шариковых подшипников ниже, чем у роликовых. (!)

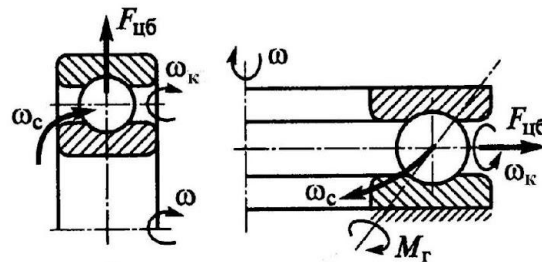
Динамика подшипника.

При вращении подшипника возникает центробежная сила: $F_{цб} = m \cdot \omega_c^2 \cdot D_m / 2$, где m – масса тела качения.

Эта сила прижимает тело качения к наружному кольцу и расклинивает упорный подшипник. (!)

У упорных подшипников возникает гироскопический момент: $M_g = J \cdot \omega_k \cdot \omega_c$, где J – момент инерции тела качения.

Отсюда дополнительные потери и износ. (!)



Смазка подшипников. Для смазки подшипников применяют *пластичные мази и жидкие масла*. Жидкие масла служат охлаждающей средой, их необходимое количество должно лимитироваться. Подшипниковые узлы необходимо тщательно защищать от попадания пыли и грязи. Для этого применяют специальные уплотнения (манжеты).

4.2.2.4 Практический расчёт (подбор) подшипников качения

4.17

Основные критерии работоспособности и расчета.

1. *Усталостное выкрашивание* на поверхностях дорожек обойм и тел качения.
2. *Износ* при недостаточной защите от абразивных частиц.
3. *Разрушение сепараторов* у быстроходных подшипников.
4. *Раскалывание колец и тел* качения.
5. *Остаточные деформации* на беговых дорожках обойм.

Критерии 2, 3, и 4 связаны в основном с «человеческим фактором»:

плохой защитой от пыли и грязи, неправильным монтажом, с ударными нагрузками и т. д.

Современный расчет подшипников качения базируется на 2-х критериях:

1. *расчет на статическую грузоподъемность (C_0) по остаточным деформациям;*
2. *расчет на динамическую грузоподъемность (C_r) на ресурс (долговечность) по усталостному выкрашиванию.*

Стандартом ограничено число типов и размеров подшипников качения.

Для каждого типа-размера подшипника экспериментально установлены величины

C_0 – статической и C_r – динамической грузоподъемностей, в H .

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а выбирают по стандартной методике, ГОСТ 18854-73 и ГОСТ 18855-73.

Выбор подшипников по динамической грузоподъемности C_r (по заданному ресурсу или долговечности) выполняют при частоте вращения $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$. При $1 \leq n \leq 10$ в расчет принимают $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Условие подбора:

$$C_p \text{ (потребная, расчетная)} \leq C_r \text{ (табличная, базовая)}$$

Динамическая грузоподъемность и ресурс связаны эмпирической зависимостью:

$$L = a_1 \cdot a_{2,3} (C_p / P)^p \quad \text{или} \quad C_p = P \sqrt[p]{L / a_1 \cdot a_{2,3}},$$

где L – ресурс, млн. оборотов;

P – эквивалентная динамическая нагрузка;

$p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников;

a_1 – коэффициент долговечности;

$a_{2,3}$ – обобщенный коэффициент совместного влияния качества материала деталей подшипника и условий эксплуатации.

Если задан ресурс L_n в часах и $n = \text{пост}$, то $L = 60 \cdot n \cdot L_n / 10^6$ млн. оборотов; $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

Для радиальных и радиально-упорных подшипников: $P_r = (X \cdot V \cdot F_{rn} + Y \cdot F_{an}) K_B \cdot K_T$.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников: $P_a = (X \cdot F_{rn} + Y \cdot F_{an}) K_B \cdot K_T$.

Здесь F_{rn} и F_{an} – соответственно радиальная и осевая силы, действующие на подшипник;

V – коэффициент кольца;

K_B – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент;

X и Y – коэффициенты радиальной и осевой сил.

Коэффициенты X и Y зависят: *от отношения $F_{an} / V \cdot F_{rn}$ и от параметра «e» осевого нагружения.*

Но «e» *зависит от отношения F_{an} / C_0* , где C_0 – грузоподъемность выбираемого подшипника.(?!)

Тип подшипника	α°	F_d/C_0	$F_d/(VF_r) \leq e$		$F_d/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
		Радиально-упорный шариковый однорядный				12	0,014
0,029	1,62		0,34				
0,057	1,46		0,37				
0,086	1,34		0,41				
0,11	1,22		0,45				
0,17	1,13		0,48				
0,29	1,14		0,52				
0,43	1,01		0,54				
0,57	1,00		0,54				
26	—		1	0	0,41		0,87
36	—	1	0	0,37	0,66	0,95	
Подшипники роликовые конические однорядные	—	—	1	0	0,4	0,4 ctg α , 1,5 tg α (можно по каталогу)	

При переменном режиме нагружения определяют:

- – если задана циклограмма, – условно эквивалентную нагрузку:

$$P_{rE} = \sqrt[p]{\sum(F_i^p \cdot L_i) / \sum L_i} \quad P_{aE} = \sqrt[p]{\sum(F_i^p \cdot L_i) / \sum L_i} ,$$

где F_i – радиальная или осевая сила (соответственно), действующая на подшипник при i -том режиме нагрузки; L_i – число млн. об. на i -том режиме.

- – если задан типовой режим нагружения, – эквивалентный ресурс:

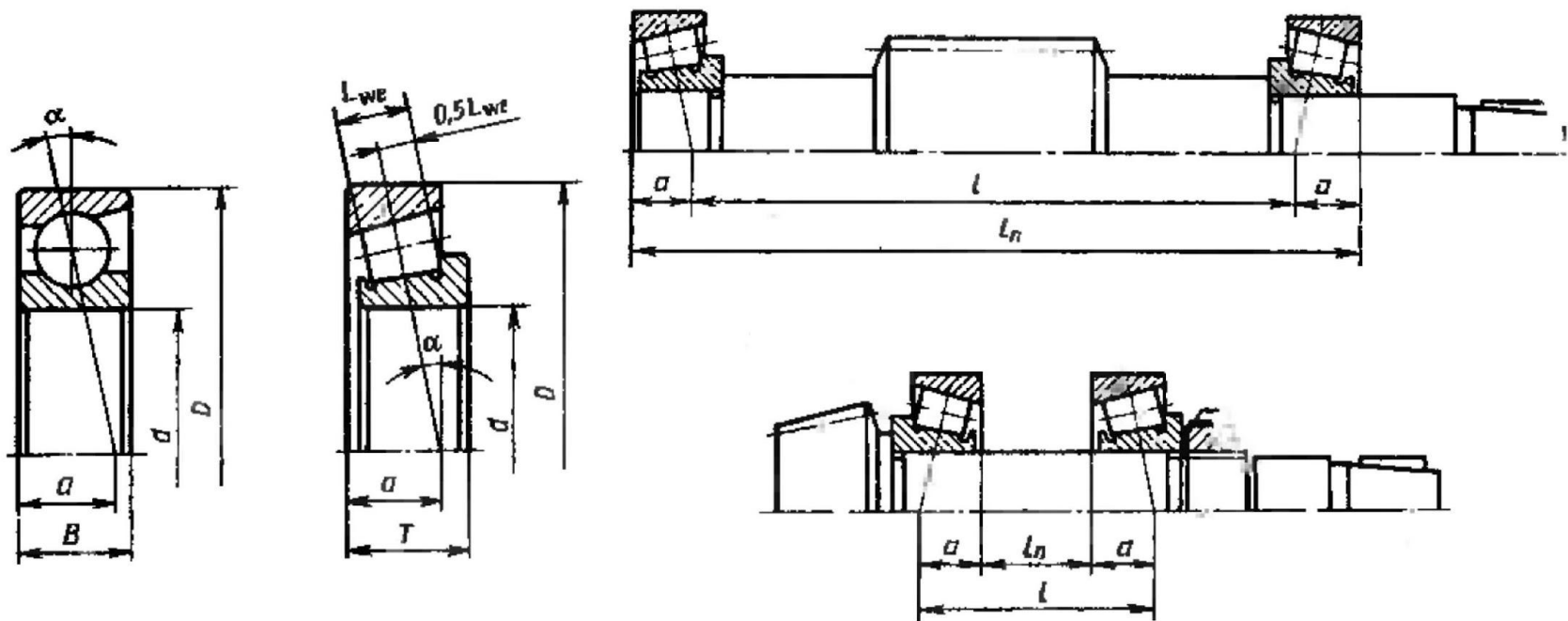
$$L_E = 60 \cdot n \cdot L_E \cdot L_H \cdot \mu_H / 10^6, \quad \text{где } \mu_H \text{ – коэффициент режима нагружения.}$$

Расчетную C , динамическую грузоподъемность определяют с учетом заданного переменного режима нагружения. (!)

Особенности расчета нагрузки радиально-упорных подшипников

4.20

1. Для радиально-упорных подшипников расстояние « l » между точками приложения радиальных реакций определяют с учетом расстояния « a » между этими точками торцами подшипника:



Подшипники шариковые радиально-упорные:

$$a = 0,5[B + 0,5(d+D)\text{tg}\alpha].$$

Подшипники роликовые конические однорядные:

$$a = 0,5[T + (d+D) \cdot e/3].$$

2. Наклон контактных поверхностей в радиально-упорных подшипниках приводит

к тому, что радиальные нагрузки F_{rn} раскладываются на две составляющие:

нормальную N и осевую S . Осевые составляющие S стремятся раздвинуть кольца подшипника в осевом направлении. Этому препятствуют упорные

буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями F_{an1} и F_{an2} .

Осевую составляющую определяют в зависимости от типа подшипника:

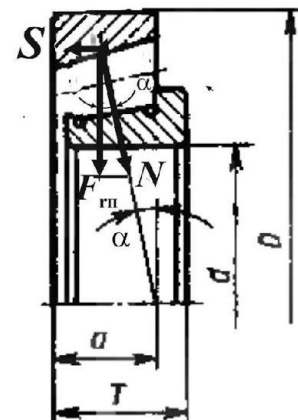
- – для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$

$$S = e' \cdot F_{rn}, \text{ при этом } e' = f(F_{rn}/C_0);$$

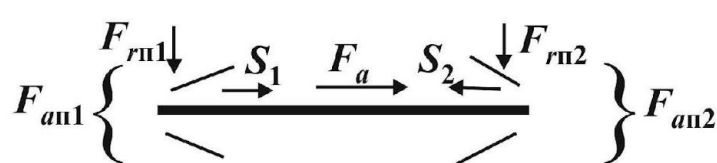
- – для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$

$$S = e \cdot F_{rn}, \text{ (} e \text{ – выбирается из каталога подшипников);}$$

- – для конических роликоподшипников: $S = 0,83 \cdot e$ (e – параметр осевой нагрузки; $e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$).



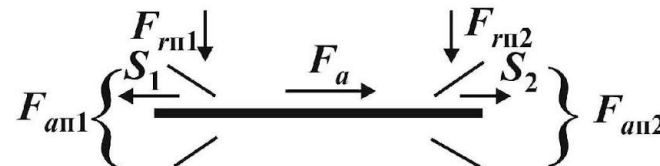
3. Для определения осевых реакций подшипников F_{an1} и F_{an2} составляют и решают уравнение равновесия вала (в осевом направлении) и два неравенства (с учетом размещения подшипников – в упор или в растяжку):



$$F_{an1} \pm F_a - F_{an} = 0$$

$$F_{an1} \geq S_1$$

$$F_{an2} \geq S_2$$



$$-F_{an1} \pm F_a + F_{an} = 0$$

$$F_{an1} \geq S_1$$

$$F_{an2} \geq S_2$$

Проверка и подбор подшипников по статической грузоподъемности осуществляется при частоте вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$.

Условие проверки и подбора:

$$P_o \leq C_o,$$

где P_o – эквивалентная статическая нагрузка;

C_o – статическая грузоподъемность (табличная).

$$P_o = X_o \cdot F_{rn} + Y_o \cdot F_{an} \geq F_{rn}; \quad (!)$$

где X_o и Y_o – коэффициенты радиальной и осевой статических сил зависят от типа подшипника.

Предельная быстроходность подшипника

Ограничивается указанной в каталоге предельной частотой вращения $n_{кр}$. Для оценки предельной быстроходности принят условный скоростной параметр (пропорциональный окружной скорости):

$$[D_m \cdot n_{кр}] = \text{const},$$

где D_m – диаметр окружности центров тел качения, мм;

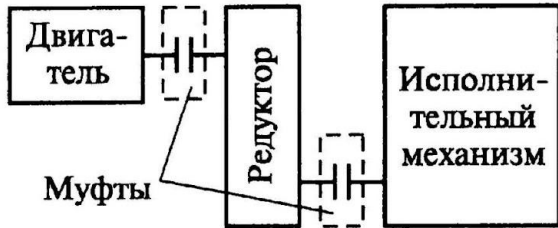
Допускаемые значения $[D_m \cdot n_{кр}]$ зависят от типа подшипника, типа сепаратора, класса точности, типа смазки и др. факторов.

$$\text{Отсюда } n_{кр} = \text{const} / D_m$$

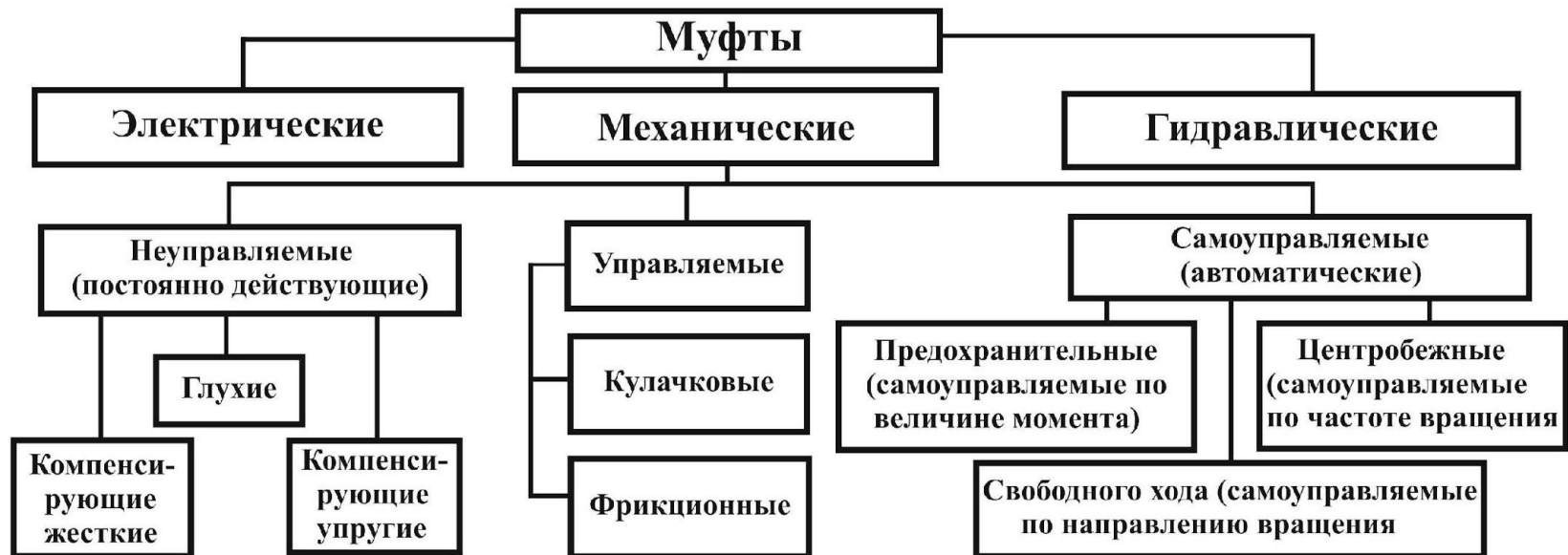
Тема 4.3 Муфты

4.3.1 Общие сведения, назначение и классификация

Соединения валов является общим, но не единственным назначением муфт.



Муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (*управляемые муфты*), предохранения машин от перегрузки (*предохранительные муфты*); компенсации вредного влияния погрешности в расположении осей соединяемых валов (*компенсирующие муфты*), уменьшения динамических нагрузок (*упругие муфты*) и т. д.



Муфты выбирают по:

- 1) расчетному моменту $T_p = K \cdot T_{ном}$; K – коэффициент режима работы; $T_{ном} = 9550P/n_s$ [н·м]
- 2) посадочному диаметру $d_{пос} = (0,8 \dots 1,2)d_b$

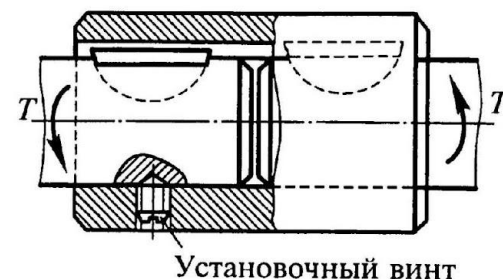
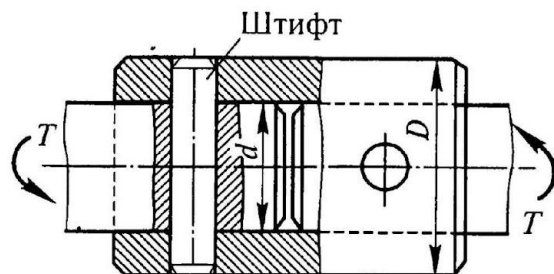
4.3.2 Муфты (неуправляемые)

4.24

4.3.2.1 Муфты глухие

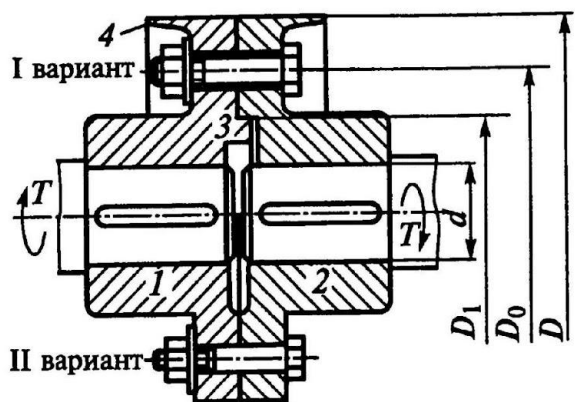
Они образуют жесткое и неподвижное соединение, требуют точной центровки осей.

Муфта втулочная



Простейший представитель глухих муфт. Соединяемые диаметры валов до 60...70 мм. Малые габариты. При монтаже и демонтаже требуется смещать валы (агрегаты) в осевом направлении (!), что является недостатком этих муфт.

Муфта фланцевая



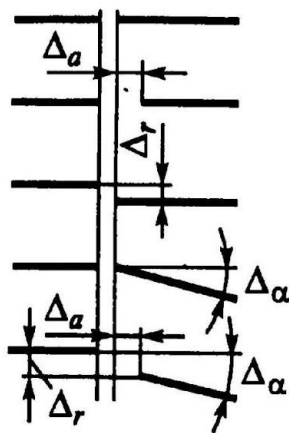
I и II – различные варианты конструкции фланцевой муфты, в них по-разному передаются вращающие моменты:

- – в варианте I *за счет сил трения*, получаемых от затяжки гаек стяжных болтов (с центровочным выступом);
 - – в варианте II *за счет непосредственного* контакта со стержнем «чистого» болта (без центровочного выступа).
- Установка болтов без зазора (вариант II) позволяет получить муфты меньших размеров и поэтому более распространена (!)

Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более.

4.3.2.2 Муфты компенсирующие

Виды погрешностей в расположении осей вращения соединяемых валов

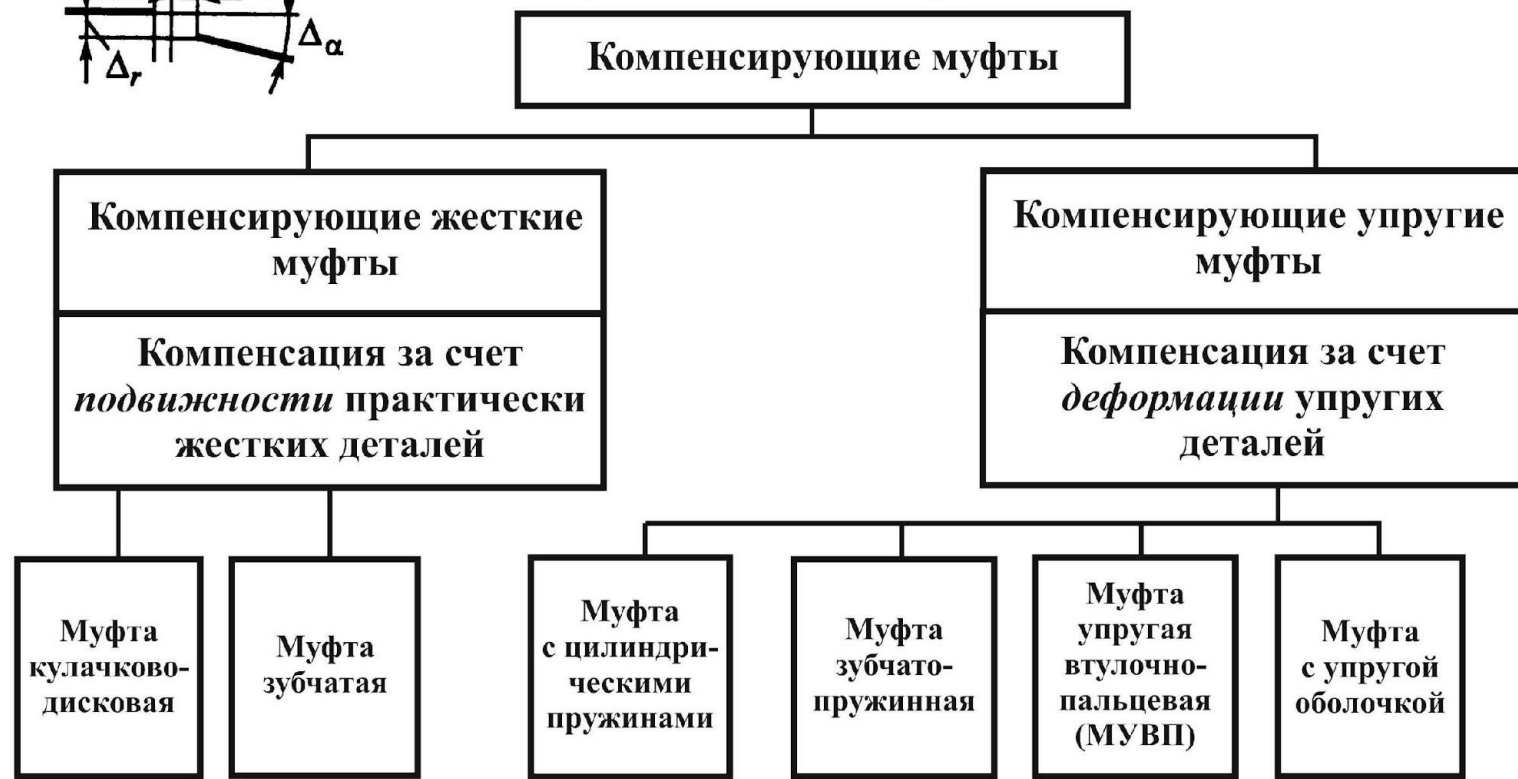


Различают три вида отклонений от номинального расположения валов:

- – продольное смещение Δ_a ;
- – радиальное смещение Δ_r (эксцентриситет);
- – угловое смещение Δ_α (перекос).

Для уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяют компенсирующие муфты.

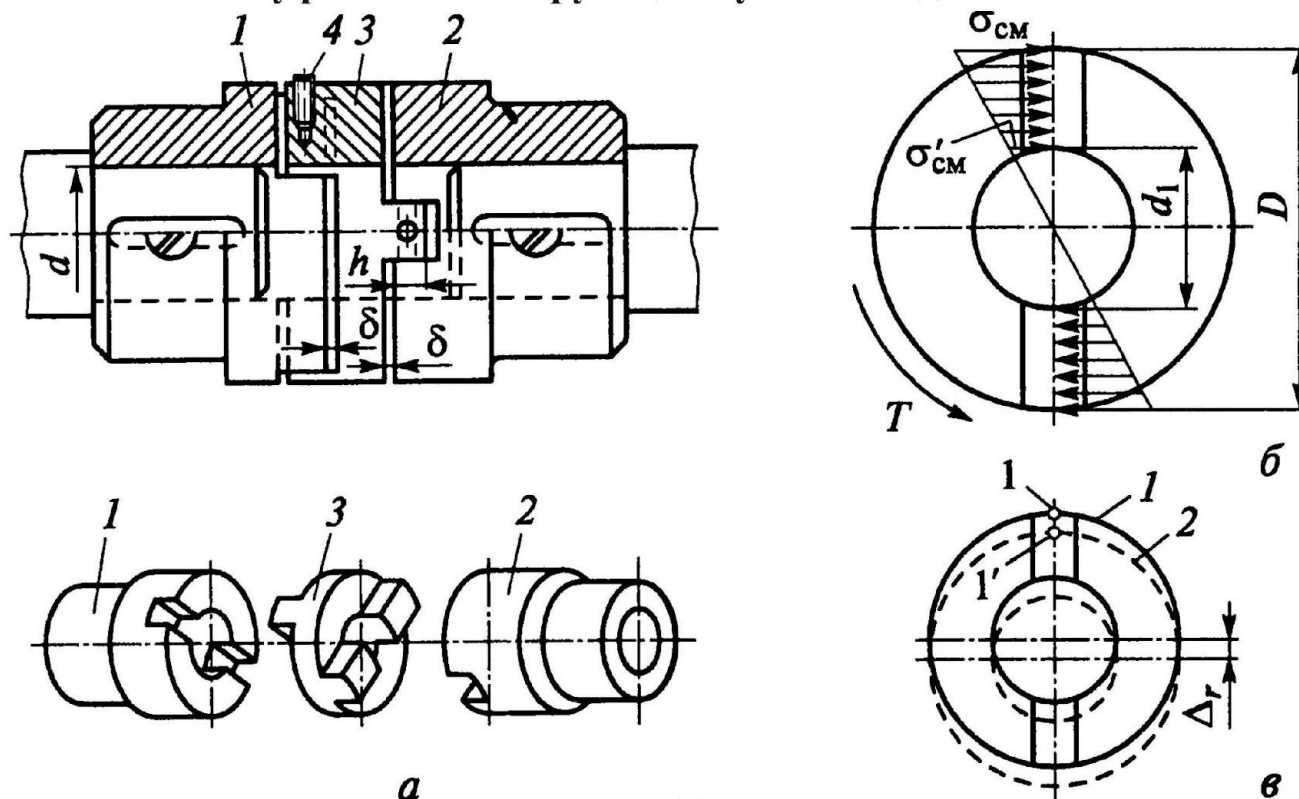
Классификация компенсирующих муфт



4.3.2.2.1 Муфты компенсирующие жесткие

Устанавливаются на тихоходных валах с большим вращающим моментом

Муфта компенсирующая кулачково-дисковая



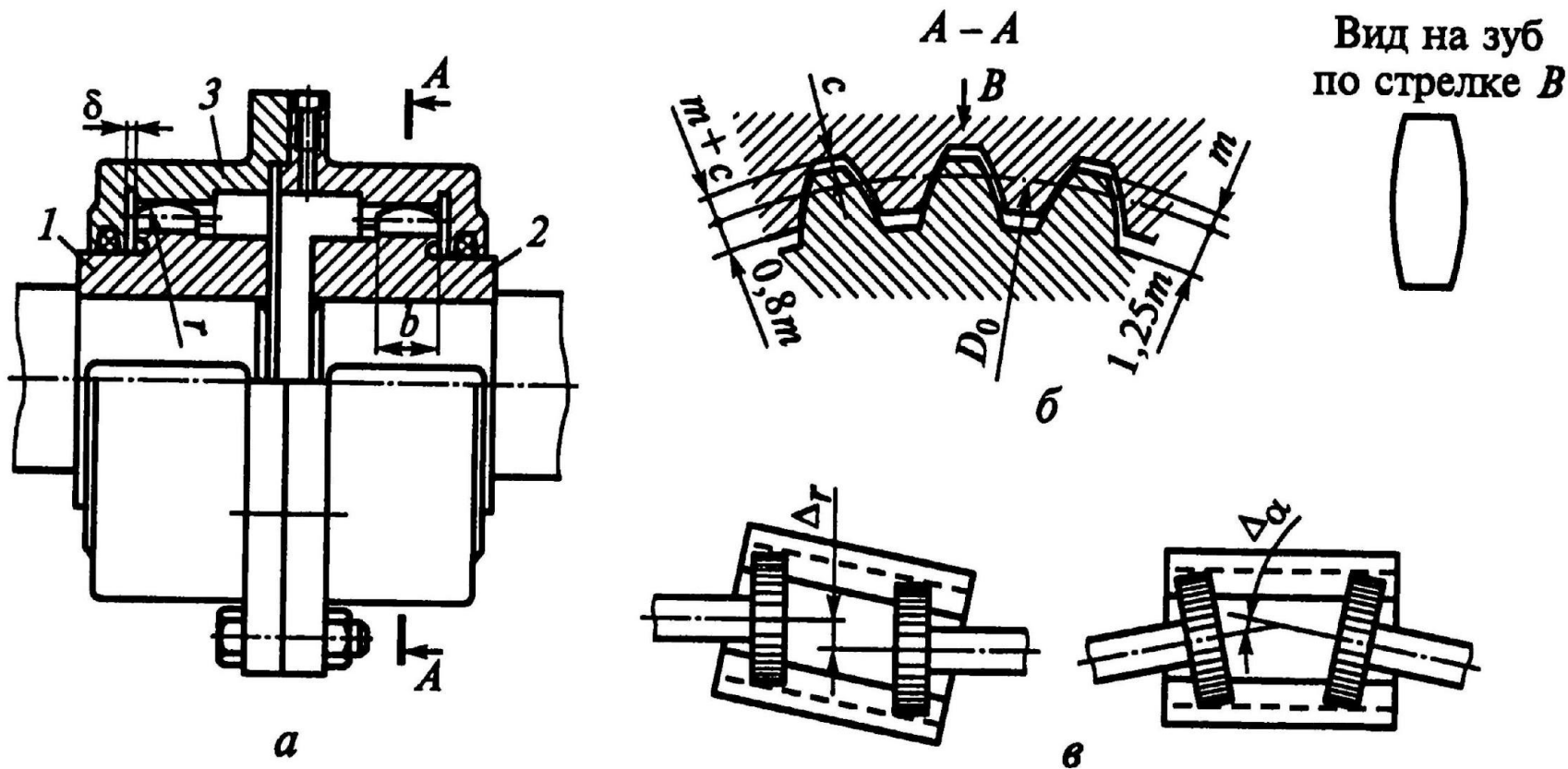
1 и 2 – полумуфты; 3 – промежуточный диск; 4 – масленка (для смазки в пазах).

Выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать **эксцентриситет и осевое смещение валов**. Подвижность промежуточного диска вызывает трение и износ в пазах.

Сила трения : $F_{\text{н}} \approx (0,15 \dots 0,2) F_t$; КПД $\eta_{\text{н}} = 0,985 \dots 0,995$

Муфта компенсирующая зубчатая

4.27



1 и 2 – полумуфты с наружными зубьями;

3 – разъемная обойма с двумя рядами внутренних зубьев.

Зубья с эвольвентным профилем и $\alpha = 20^\circ$.

Компенсирует все виды погрешностей расположения валов . (!)

Во внутрь муфты заливается смазка для уменьшения потерь на трение.

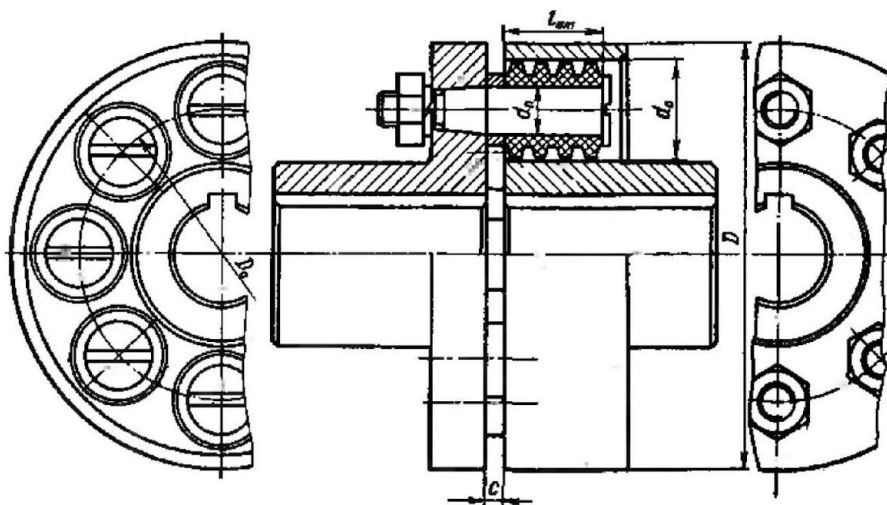
$$F_m \approx (0,15 \dots 0,2) F_t; \quad \eta_m = 0,985 \dots 0,995.$$

4.3.2.2 Муфты компенсирующие упругие

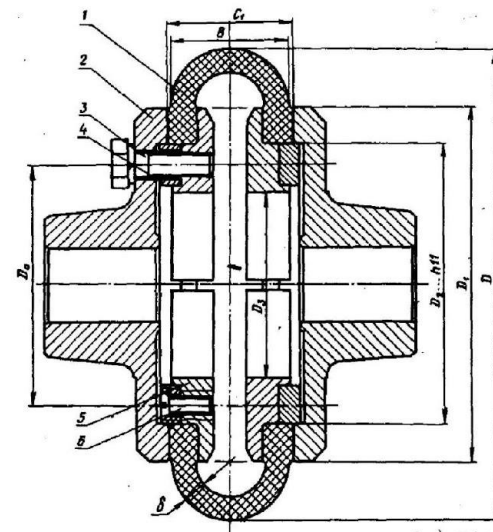
4.28

Устанавливаются на быстроходных валах со сравнительно небольшим вращающим моментом. Упругая связь полумуфт позволяет компенсировать не только все погрешности в расположении валов, но и устранить резонансные колебания, снизить ударные нагрузки. (!)

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)



Муфта упругая с торообразной оболочкой



- 1 – резиновый упругий элемент;
- 2 – полумуфта;
- 3 – винты;
- 4 – центрирующие кольца;
- 5 – прижимные полукольца;
- 6 – винты

4.4.2.3 Муфты управляемые или сцепные

Управляемые муфты *позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления.*

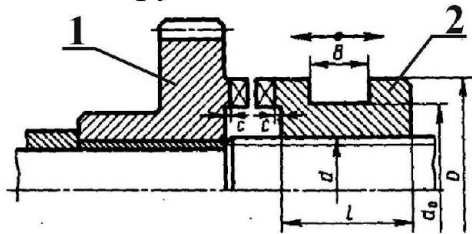
Классификация

Муфты управляемые

Муфты, основанные на зацеплении
Кулачковые или зубчатые

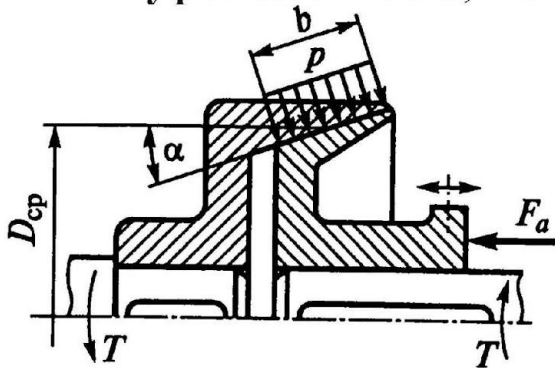
Основанные на трении
Фрикционные

Муфта кулачковая, конструктивная схема



1 – неподвижная полумуфта;
2 – подвижная полумуфта;

Муфта коническая, конструктивная схема



Для устранения самозаклинивания:

$$\alpha > \rho = \arctg f',$$

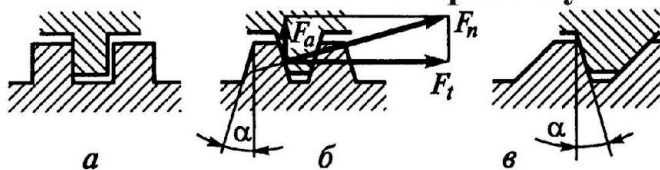
где f' – приведенный угол трения

$$f' = f / \cos \alpha$$

Условие износостойкости:

$$p = F_a / (b \pi D_{ср} \sin \alpha) \leq [p]$$

Формы кулачков



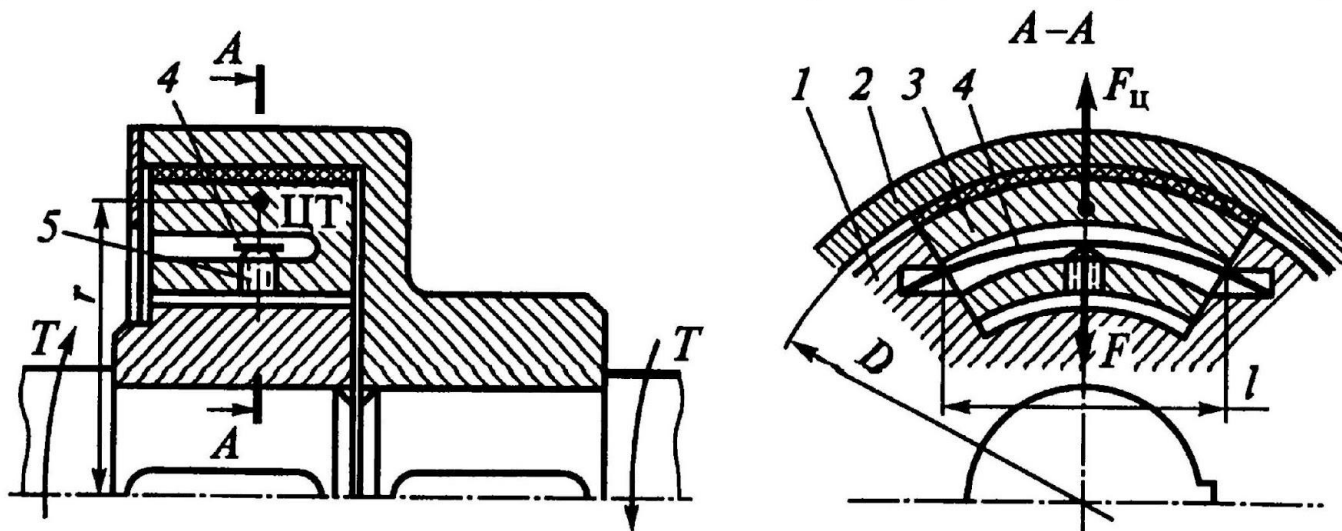
a – прямоугольный;
 $б, в$ – трапецидальный.

4.3.2.4 Муфты автоматические или самоуправляемые

4.30

Муфта центробежная

Служит для автоматического соединения валов при определенной угловой скорости



1 и 2 – полумуфты;

4 – плоская пружина;

3 – подвижная колодка;

5 – регулировочный винт.

Условие соприкосновения колодки с барабаном:

$$F \leq F_{ц} = m \cdot r \cdot \omega^2,$$

где m – масса колодки.

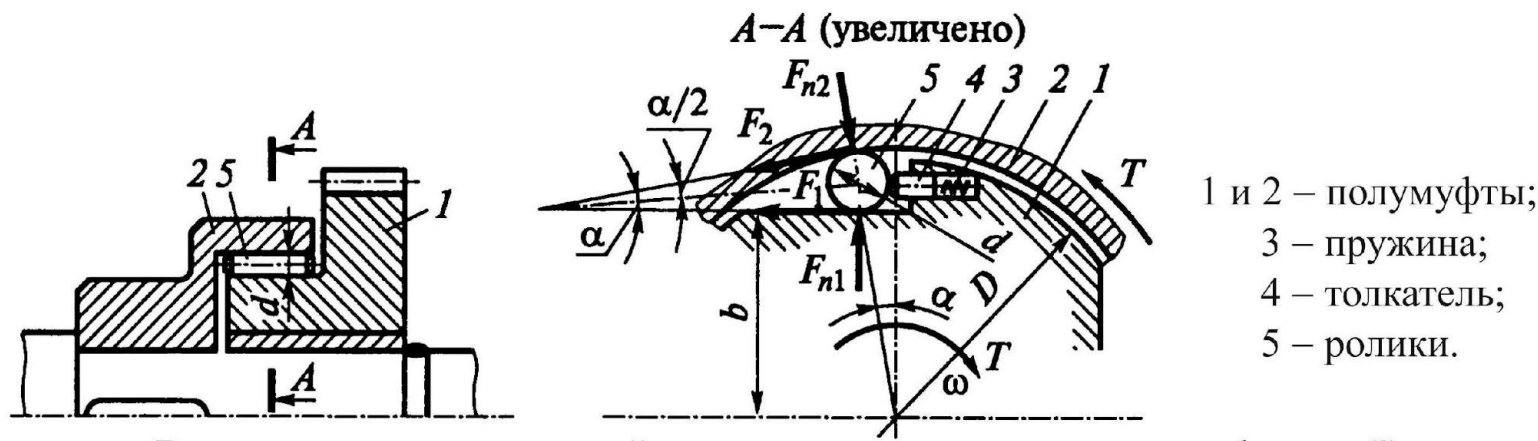
Для передачи крутящего момента T необходима угловая скорость ω_1 , определяемая из условия: $KT \leq 0,5(F_{ц} - F) f \cdot z \cdot D = 0,5m \cdot r \cdot D \cdot z \cdot f(\omega_1^2 - \omega_0^2)$,

где z – число колодок; f – коэффициент трения;

ω_0 – угловая скорость до включения муфты

Муфта свободного хода

Передают вращающий момент только в одном заданном направлении

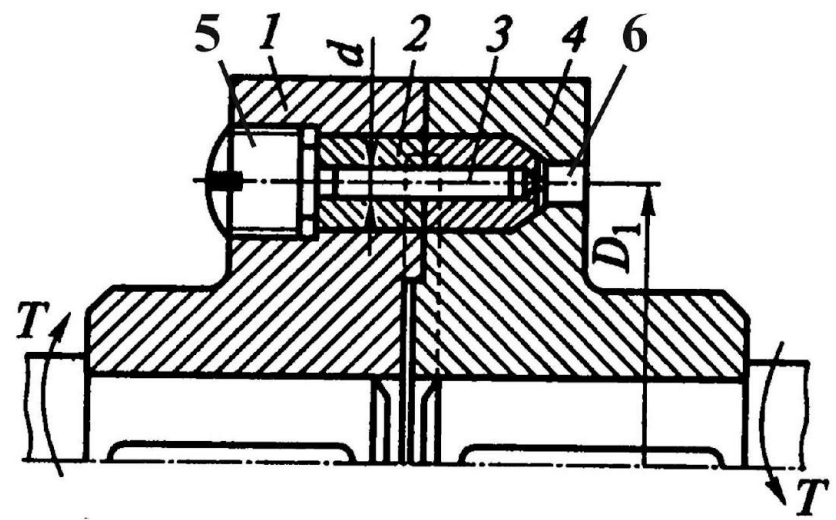


- 1 и 2 – полумуфты;
- 3 – пружина;
- 4 – толкатель;
- 5 – ролики.

Вращение передается силой трения между роликом и полумуфтами. (!)

Муфта предохранительная

Служит для защиты валов от перегрузки



- 1 и 4 – полумуфты;
- 2 – закаленные втулки;
- 3 – тарированный штифт;
- 5 – пломба;
- 6 – отверстие для выбивания втулки.