

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПРУЖИНЫ И МУФТЫ
Теоретическое пособие

СОДЕРЖАНИЕ

П Р У Ж И Н Ы.....	3
М У Ф Т Ы.....	9
Классификация муфт.....	9

П Р У Ж И Н Ы

Упругие элементы получили в машиностроении широкое распространение.

Они применяются:

а) для создания заданных постоянных сил (муфтах, передачах трением, тормозах и др.)

б) для виброизоляции (автомобили, приборы):

в) для выполнения функций двигателя (аккумуляция энергии в часах, испытательных машинах):

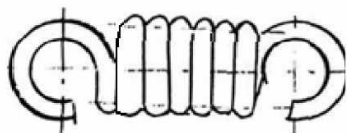
г) для восприятия энергии удара - буферные пружины:

д) для измерения сил (в приборах).

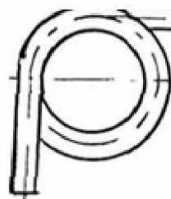
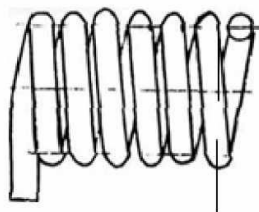
Пружины классифицируются на:



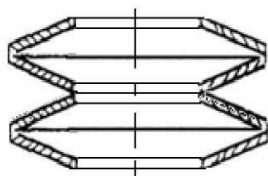
- пружины сжатия, которые навиваются с просветом, за счет которого достигают требуемой осадки. Для создания опоры торцевые витки пружины поджимают к соседним и шлифуют.



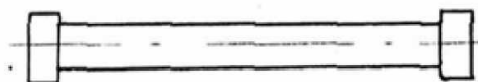
- пружины растяжения воспринимают внешние усилия с помощью специальных прицепов, которые являются слабым звеном пружины. Пружины навивают без просветов между витками.



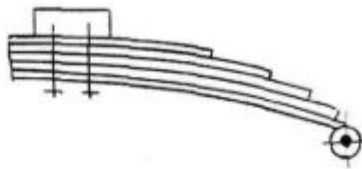
- пружины кручения навивают с малым углом подъема и с малыми зазорами между витками.



- разновидностью пружин сжатия при стесненных габаритах являются тарельчатые пружины.

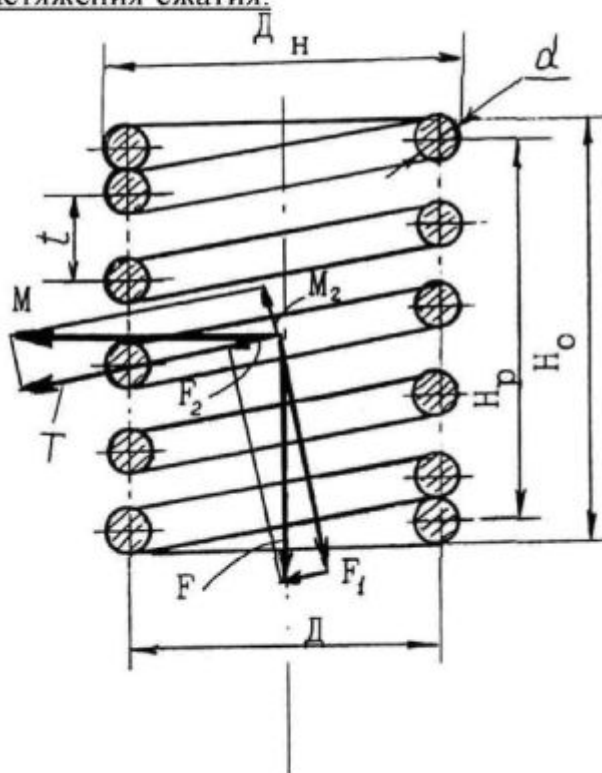


- при нестесненных габаритах по оси, значительных крутящих моментах и незначительных изгибающих моментах применяют торсионные валы.



- для восприятия больших изгибающих моментов применяют упругие элементы, работающие на изгиб - рессоры.
- Материал для пружин:
 - высокоуглеродистые стали 65, 70, 75,
 - марганцовистые 65Г, 55ГС,
 - кремнистые стали 55С2, 60С2

Самое широкое распространение получили цилиндрические витые пружины растяжения-сжатия.



Пружины характеризуются следующими геометрическими параметрами:

1. диаметром проволоки d или размером сечения витков
2. средним диаметром пружины D
3. наружный диаметр $DН = D + d$
4. Внутренний диаметр $DВ = D - d$
5. индексом пружины C - это соотношение среднего диаметра к диаметру проволоки:

$$C = D/d$$

6. шагом витков t
7. углом подъема витков α
8. длиной рабочей части пружины H_p

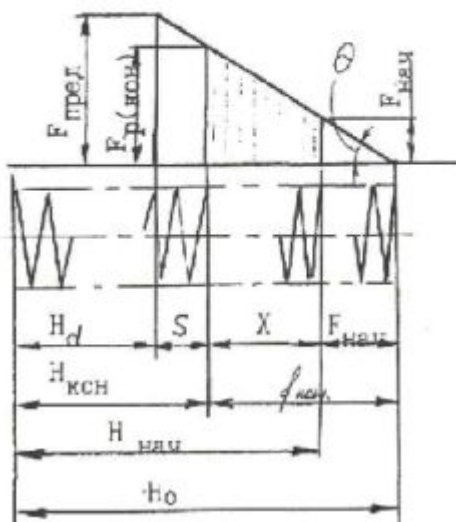
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d}; \alpha \leq 14^\circ$$

9. числом рабочих витков:

$$n = \frac{H_p}{t}$$

Эти параметры взаимосвязаны и только 4 из них можно рассматривать как основные.

Характеристика пружины сжатия.



$F_{кон}$ - наибольшая рабочая нагрузка в конце нагружения, соответствующая допускаемому рабочему напряжению.

$F_{пред}$ - предельная нагрузка, при которой еще нет остаточных деформаций, соответствующая предельному напряжению.

$F_{нач}$ – начальная установочная нагрузка, зависящая, от назначения пружины.

H_0 , $H_{нач}$, $H_{пол}$, H_c – это длины пружины, соответствующие свободному состоянию и при нагрузках $F_{нач}$, $F_{пол}$, $F_{ред}$.

Силовые факторы, действующие в любом поперечном сечении пружины растяжения и сжатия, сводятся к моменту:

$$M = \frac{F \cdot l}{2}$$

Вектор момента перпендикулярен к оси пружины и к силе F , параллельной оси пружины.

Момент M раскладывается на крутящий момент T

$$T = \frac{F \cdot l}{2} \cdot \cos \alpha \approx \frac{F \cdot l}{2} \quad \text{т.к. } \alpha \leq 12^\circ$$

и изгибающий момент $M_{из} = \frac{F \cdot l}{2} \cdot \sin \alpha$

Сила F раскладывается на перерезывающую силу $F_1 = F \cdot \cos \alpha$ и нормальную силу $F_2 = F \cdot \sin \alpha$.

Расчет пружины ведут только на кручение по T , пренебрегая другими силовыми факторами ввиду их малости.

Максимальное напряжение кручения, имеющее место во внутренних волокнах

$$\tau_{max} = \frac{k \cdot T}{W_0} = \frac{8 \cdot k \cdot F \cdot l}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau_k]; \quad [\tau_k] = 560 \div 1350 \text{ Мпа}$$

где k – коэффициент, учитывающий кривизну витков, и при $c = 4 \div 12$: $k = 1,11 \div 1,37$

W_0 – момент сопротивления кручению.

Определяем диаметр проволоки при проектном расчете

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot F_p \cdot C}{[\tau_k]}} \quad \text{а средний диаметр } D = C \cdot d$$

C – индекс пружины характеризует кривизну витка.

Осевое упругое сжатие пружины:

$$\lambda = \frac{\theta \cdot l}{2} = \frac{8 \cdot F \cdot l^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \lambda_1 \cdot n \cdot F = \lambda_1 \cdot n$$

где θ – суммарный угол закручивания витков пружины,

G – модуль упругости второго рода,

λ_1 – податливость одного витка, т.е. сжатие витка от единичной силы:

$$\lambda_1 = \frac{8C^3}{Gd}$$

Рабочее перемещение определяется:

$$X = \lambda_1 \cdot n \cdot (F - F_{нач})$$

откуда потребное число витков:

$$n = \frac{X}{\lambda_1 (F - F_{нач.})}$$

Полное число витков:

$$n_1 = n + (1,5 \div 2)$$

Дополнительные $1,5 \div 2$ витка идут на поджатие для создания опорных поверхностей у пружины.

Длина пружины в ненагруженном состоянии

$$H_0 = H_{нач.} + n(t-d).$$

Шаг пружины в зависимости от наибольшей осадки

$$t = d + \frac{(1.1 \dots 1.2)}{n} f_{кон},$$

где наибольшая осадка пружины

$$f_{кон} = n \cdot \lambda_1 \cdot F_{кон} = [\tau_k] \cdot \frac{\pi D^2 n}{Gkd}.$$

Угол наклона прямой $F = y(f)$ к оси абсцисс

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_{кон}}{f_{кон}} = \frac{F_{нач.}}{f_{нач.}} = \frac{1}{n \cdot \lambda_1}.$$

В зависимости от назначения пружины усилие предварительной затяжки

$$F_{нач.} = (0.1 \dots 0.5) F', \text{ где } F'_{нач.} \leq F' \leq F'_{кон}.$$

Витые пружины крайне редко работают одновременно на сжатие и на растяжение, т.е. симметричный цикл нагружения не характерен для пружин.

Пружины, подвергающиеся переменным напряжениям с большим числом циклов нагружения, рассчитываются дополнительно на выносливость.

При пульсационном цикле касательных напряжений τ_0 определяют

$$\frac{1}{S \cdot n_r} = \frac{\tau_{max}}{2\tau_a} (1+r) - \frac{2\tau_a}{\tau_0} (1-r),$$

где τ_a – предел прочности материала на сдвиг,

τ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле,

r – коэффициент, характеризующий цикл изменения напряжения.

Пульсирующее нагружение также встречается редко. Большинство пружин работает в условиях асимметричного нагружения при $\tau > \tau_0$.

Если известен предел усталости при знакопеременном симметричном цикле τ_{-1} , то:

$$\frac{1}{S \cdot n_r} = \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_a},$$

где τ_a – амплитуда изменения напряжений:

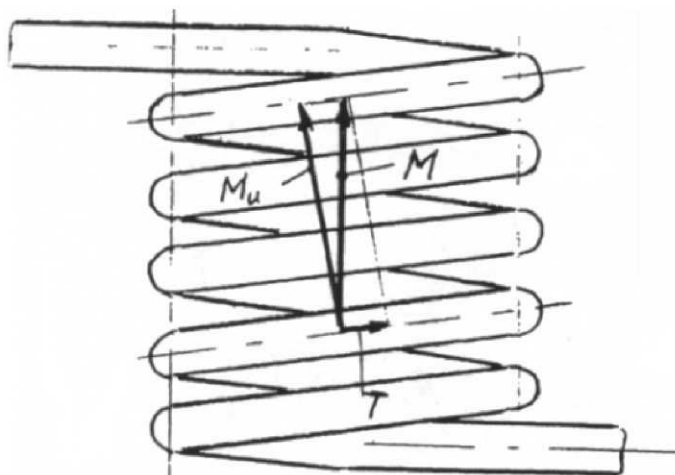
$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}; \tau_{max} = \frac{8kD}{\pi d^3} \cdot F_{max}; \tau_{min} = \frac{8kD}{\pi d^3} \cdot F_{min},$$

τ_m – среднее напряжение цикла: $\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 1.5 \div 2.2$ в зависимости от

надежности определения расчетных сил и ответственности пружины.

Пружины, подверженные ударной нагрузке рассчитывают из условия равенства энергии ударяющего тела и энергии деформации пружины.

Витые цилиндрические пружины кручения.



В каждом сечении действует момент M , равный внешнему моменту, закручивающему пружину.

Момент раскладывается на изгибающий момент: $M_{из} = M \cos \alpha$ и крутящий момент: $T = M \sin \alpha$, где $\alpha \leq 12^\circ \div 15^\circ$.

Пружину считают на изгибающий момент, пренебрегая кручением:

$$M_{из} \approx M.$$

Наибольшее напряжение изгиба на внутренней поверхности витка

$$\sigma_{\max} = \frac{kM}{W_u} \leq [\sigma_u],$$

где W_u – момент сопротивления витка на изгиб;

k – коэффициент, учитывающий кривизну витков.

Приблизительно для круглого сечения $k = \frac{4C-1}{4C-4}$, где $C = \frac{D}{d}$ – индекс пружины.

$$[\sigma_u] = 1.25[\tau_{сп}]$$

$$\text{Диаметр проволоки: } d = 2.16 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot M}{[\sigma_u]}}.$$

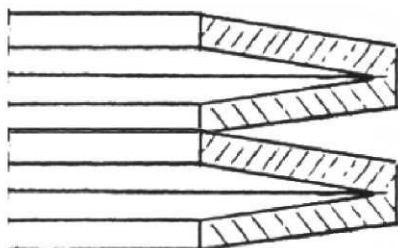
$$\text{Угол закручивания пружины } \theta = \frac{M \cdot L}{E \cdot J} = \frac{M \cdot D \cdot \pi \cdot n}{E \cdot J},$$

где J – осевой момент инерции сечения витка пружины;

E – модуль упругости материала пружины;

L – длина одного витка.

Тарельчатые пружины сжатия применяются при больших нагрузках и малых упругих перемещениях (до 52 т). Они могут демпфировать энергию колебаний. Точный расчет пружин сложен, поэтому подбирают по ГОСТ и проверяют на

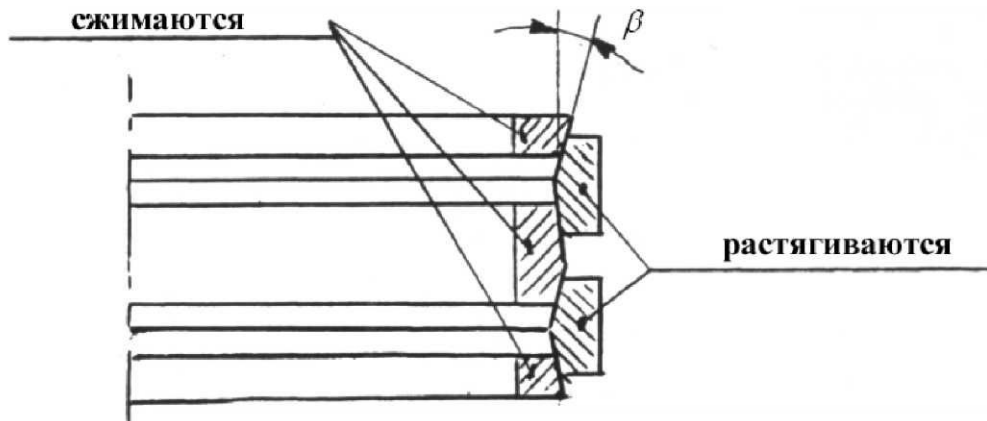


прочность по эмпирической формуле:

$$\sigma_{\max} = (0.63 \div 0.37) \frac{F_{\max}}{S} \leq [\sigma_u],$$

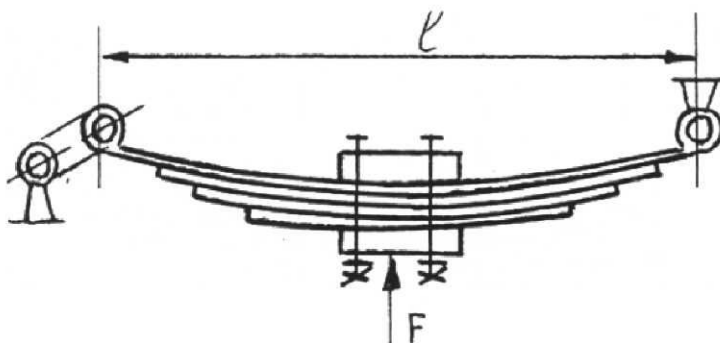
где S – толщина листа тарелки.

Кольцевые пружины сжатия состоят из комплекта стальных колец, контактирующих по коническим поверхностям. При нагружении кольца вдвигаются друг в друга.



$\beta >$ угла трения ($14^\circ \div 17^\circ$). Пружины имеют небольшие габариты при восприятии больших нагрузок. Они характеризуются большой работой трения (2/3 работы нагружения) и применяют в качестве амортизаторов – очень дороги.

Листовые рессоры



Для повышения гибкости они состояются из листов неодинаковой длины. Рессора приближается к телу равного сопротивления изгибу. Трение между листами демпфирует колебания. Материал – 60 С2; 60 С2А.

При расчёте кривизной рессоры пренебрегают.

Для полуэллиптической рессоры напряжение изгиба:

$$\sigma = \frac{M}{W \cdot n} = \frac{3F \cdot l}{2n \cdot b \cdot h^2} \leq [\sigma_u].$$

Стрела прогиба: $f = \frac{KFl^3}{4EnBh^3}.$

Из этих формул толщина листа при $E = 2 \cdot 10^5 \frac{H}{мм^2}$

$$h = \frac{1}{12 \cdot 10^5} \cdot \frac{K \cdot l^2 \cdot \sigma}{f},$$

где F – нагрузка на рессору;

l – длина рессоры;

n – количество листов;

b и h – ширина и толщина одного листа.

МУФТЫ

Назначение муфт

– передача крутящего момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и сидящими на нем деталями (шестернями, шкивами, звездочками).

Муфты представляют собой автономные узлы, присоединяемые к валам машин по простым посадочным поверхностям (цилиндрическим или коническим).

Основные типы муфт стандартизированы.

Классификация муфт:



1. Неуправляемые (постоянно-замкнутые)

1.1. Глухие

1.2. Компенсирующие жесткие

1.3. Упругие

2. Управляемые

2.1. Фрикционные

2.2. Кулачковые

3. Самоуправляемые (авт

3.1. по величине момента (предохранительные)

3.2. по величине скорости вращения (центробежные)

3.3. по направлению вращения (обгонные)

Наиболее распространенные типы муфт – постоянные муфты.

Постоянные муфты служат для постоянного соединения валов между собой или с другими вращающимися деталями. Разъединение возможно в результате разборки муфты при остановленной машине.

По относительному расположению соединяемых валов они разделяются на несколько групп:

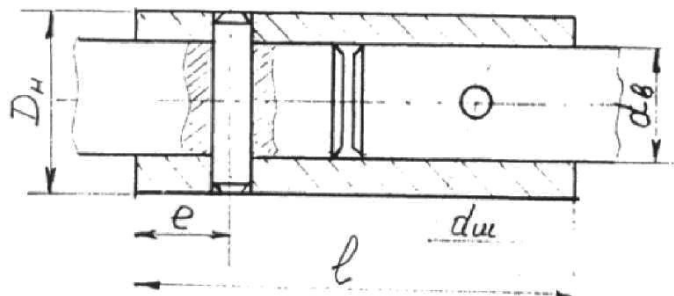
1. Глухие муфты – предназначены для жесткого соединения валов и передают не только крутящие моменты, но и изгибающие моменты, осевые силы, возникающие в системе.

2. Втулочные муфты – являются простейшими приводными муфтами.

Применяются при стесненных габаритах.

Допускаемые величины смещений осей валов: 0.002-0.050 мм.

Представляют собой втулку, насаживаемую на концы валов и закрепляемую на валах штифтами или

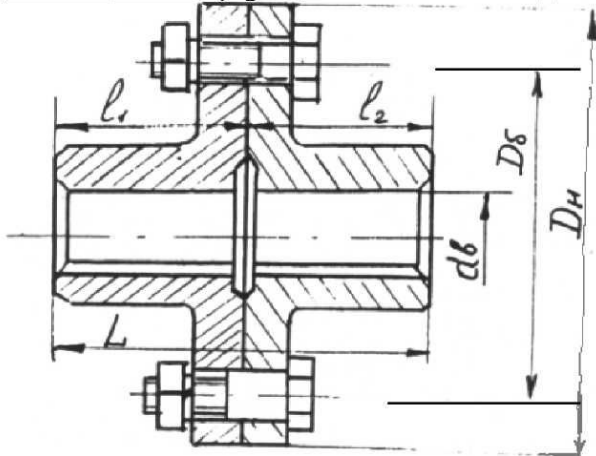


шпонками.

Осложняет монтаж, т.к. требует значительных осевых перемещений валов, затрудняет применение посадок с гарантированным натягом. Втулочные муфты применяют для валов до 100 мм.

$$l \approx 3d_a; D_n \approx 1.5d_a; e \approx \frac{3}{4}d_a; d_{ш} \approx (0.25 \div 0.3)d_a$$

Фланцевые муфты – основной вид глухих муфт.



Крутящий момент передаётся или силами трения между торцами фланцев полумуфт, либо работающими на срез болтами, установленными без зазоров в отверстия (под развёртку – более предпочтительно, т.к. муфты имеют меньшие габариты).

Взаимное центрование полумуфт достигается центрирующим буртиком или крепёжными болтами, установленными под развёртку.

$$L \approx (2.5 \div 5)d_a; D_n \approx (3 \div 5.5)d_a; D_6 \approx (2.5 \div 4)d_a$$

Муфты нормализованы.

При передаче больших моментов фланцы изготавливаются заодно с валом для обеспечения наиболее точного, жесткого и прочного соединения валов (паровые турбогенераторы, корабельные валы, вертикальные гидротурбины).

Фланцевые муфты насаживают на концы валов по посадке с гарантированным натягом. Изготавливаются из чугуна или стального литья.

При установке крепёжных болтов с зазором рассчитывается сила затяжки для необходимой передачи крутящего момента силами трения на поверхности контакта:

$$T_k \leq \frac{z \cdot F_{зам} \cdot f \cdot d_{cp}}{2}, \text{ откуда } F_{зам} = \frac{2T_k}{z \cdot f \cdot d_{cp}},$$

где $F_{зам}$ – сила затяжки одного винта (болта);

d_{cp} – средний диаметр кольцевой поверхности трения;

z – число болтов;

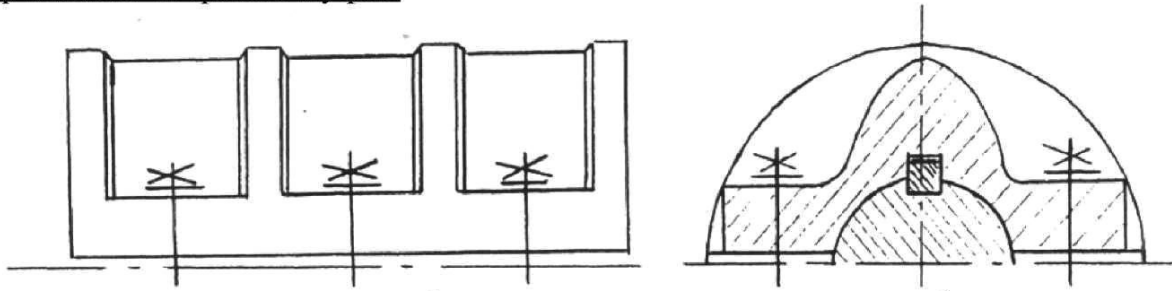
f – коэффициент трения ($f = 0.15 \div 0.20$).

Если болты работают на срез, то сила стремящаяся срезать один винт (болт) будет:

$$F = \frac{2T_k}{z \cdot d_{cp}},$$

где d_{cp} – диаметр окружности расположения болтов.

Продольно-свертные муфты



Выполняются из двух полумуфт, между которыми зажимаются болтами концы соединяемых валов.

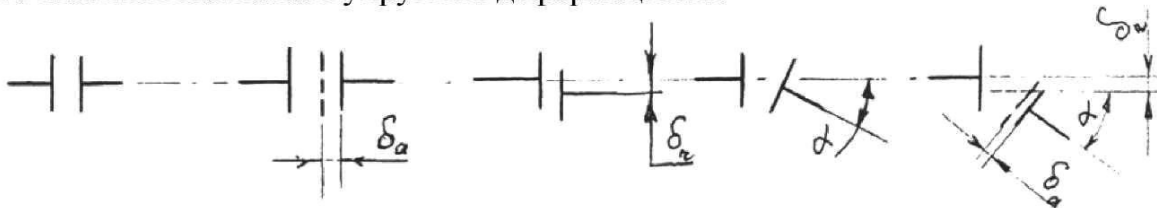
Муфты малых и средних диаметров передают крутящий момент силами трения на поверхности контакта вала и полумуфт.

Расчет продольно-свертных муфт сводится к определению размеров и числа болтов от сил трения (как клеммное соединение).

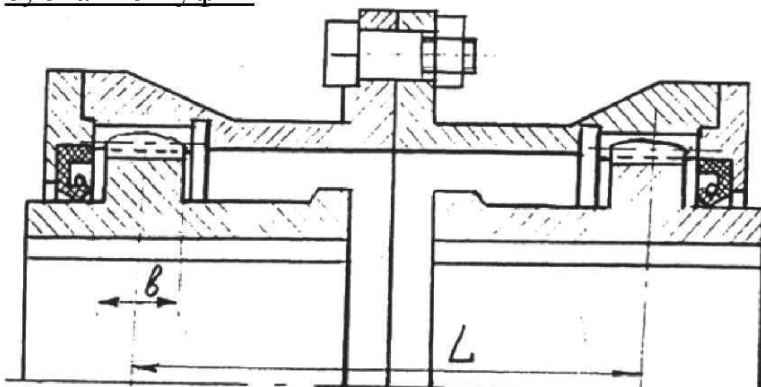
Ограниченное применение (легкий монтаж и разборка), трансмиссионные валы.

Компенсирующие муфты

Они предназначены для соединения валов с небольшими относительными смещениями и перекосами осей, связанных с неточностями изготовления, неточностями монтажа и упругими деформациями.

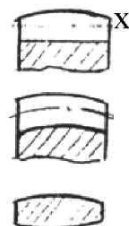


Зубчатые муфты



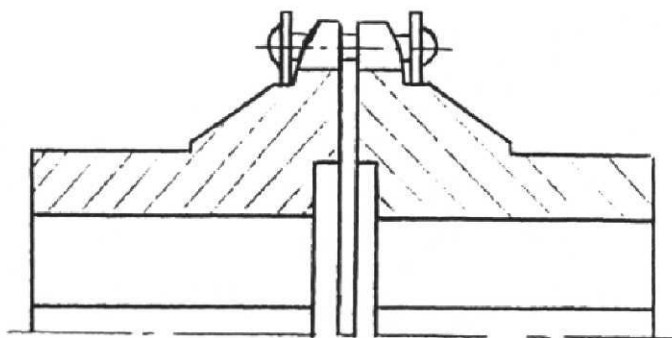
Зубчатая муфта состоит из двух втулок с внешними зубьями и одетых на них обойм с внутренними зубьями. Обоймы соединяются между собой винтами. Зубья эвольвентного профиля. Для возможности компенсации линейных и

- а) зубчатое зацепление выполняется с боковым зазором,
- б) зубья имеют сферическую поверхность,



- в) зубу придают бочкообразную форму,
 - г) венцы располагают на большом расстоянии друг от друга.
- Зубчатые муфты имеют большую несущую способность при малых габаритах, окружную скорость на зубьях до 2.5 м/с.
 Зубчатые муфты стандартизированы ГОСТом 5006-55, момент от 70 до 100000 кгм, диаметр вала от 40 до 560 мм.
 Изготавливаются из стали 40 или 45Л, позволяют перекос до 30'.

Цепные муфты

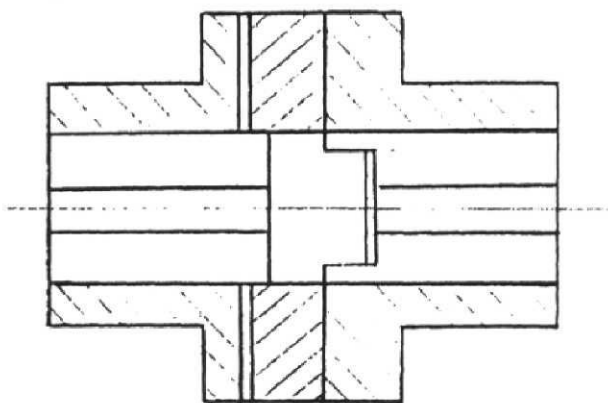


Состоят из двух цепных звездочек (насаженных на соединяемые валы и имеющих одинаковые числа зубьев), охватывающей цепи и кожуха. Муфты характеризуются простотой конструкции, относительно небольшими габаритами, простотой монтажа, допускают перекосы до 1°30'.

Нельзя применять при реверсивном движении и динамических нагрузках. Муфты нормализованы для диаметров от 18 до 125 мм и моментов от 6 до 630 кгм.

Подвижные муфты – допускают соединения валов с повышенными взаимными смещениями валов.

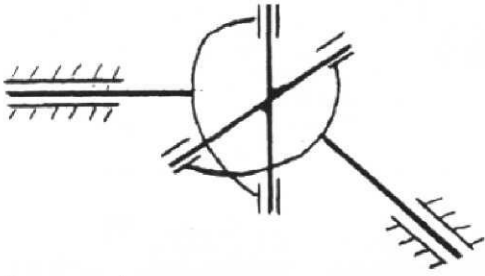
Крестовые муфты – (муфты Ольдгэма: кулачково-дисковые муфты). Служат для соединения валов с поперечными смещениями осей. Состоят из двух полумуфт с диаметрными пазами и промежуточного кулачкового плавающего диска с кулачками под углом 90° друг к другу.



Крестовые муфты стандартизированы по ГОСТ 20720-75. Грани работают на износ. Давление на грани распределяется по длине неравномерно. Рассчитывают на допускаемое давление.

Шарнирные муфты (универсальные шарниры, шарнир Гука). Служат для передачи крутящего момента между валами с взаимным наклоном валов до 40°-45°.

Муфта имеет два шарнира с двумя взаимными перпендикулярными осями.



Полумуфты выполняются в виде вилок, повернутых друг относительно друга под прямым углом. Промежуточный шарнир выполнен в виде крестовины.

Шарнирные муфты рассчитываются по напряжениям смятия в шарнирах и на прочность вилок и крестовины или кольца. Малогабаритные муфты стандартизованы.

Упругие муфты предназначены кроме передачи крутящего момента смягчать динамические нагрузки и допускают некоторую компенсацию неточностей взаимного положения валов.

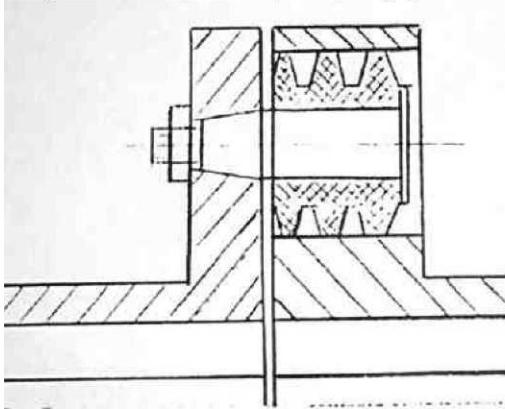
Основной частью упругой муфты, определяющей ее свойства и конструкцию, является упругий элемент.

Материалом для упругих элементов служит в основном сталь и резина.

Резина способна допускать большие деформации с рассеянием на единицу объема значительного количества энергии.

Муфты с резиновым упругим элементом проще технологически чем стальные, но долговечность меньше.

втулочно - пальцевые муфты МУВП состоят из 2-х полумуфт.



В одной из них закреплены коническими хвостами пальцы на которых закреплены резиновые втулки, составленные из колец трапециевидного профиля для выравнивания напряжений.

Материал - чугун или сталь 30 или сталь 35 или 35Л, пальцы - сталь 45.

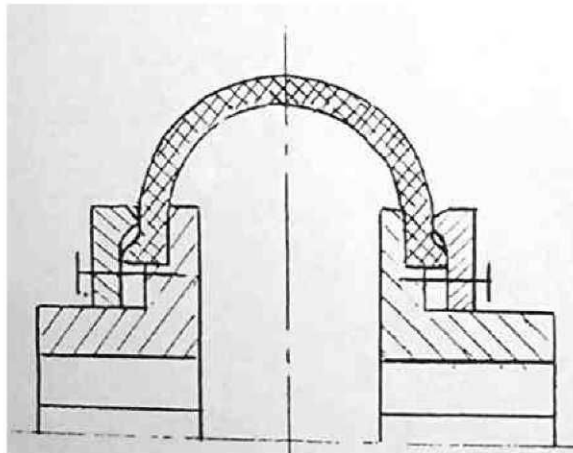
Критерием работоспособности муфт является стойкость резиновых втулок.

Расчет муфт производится по допускаемым давлениям между пальцами и резиновыми кольцами в предположении, что момент распределяется между пальцами равномерно, $[P] < 30 \text{ кг.см}$

Пальцы муфт рассчитывают на изгиб. Муфты стандартизованы по ГОСТу 21424- 75

Муфты с упругой резиновой торообразной оболочкой

Состоит из двух полумуфт : резиновой или резино-кордной упругой оболочки и прижимных колец.



Способна компенсировать значительные неточности расположения валов, легкость монтажа и замены упругого элемента, но имеет большие габариты.

Допустимые смещения: радиальные — $2 \div 6$ мм; осевые — $3 \div 6$ мм; угловые — $2^\circ \div 6^\circ$.
Максимальный угол закручивания $5^\circ \div 30^\circ$.
Передаваемый крутящий момент $M_k = 1 \div 3500$ кГм.

Постоянные муфты подбираются в зависимости от расчетного момента $M_p = K_1 \cdot K_2 \cdot M_n$, где M_n — номинальный (наиболее длительно действующий) крутящий момент;

K_1 — коэффициент, учитывающий степень ответственности передачи, $K_1 = 1 \div 1,8$;

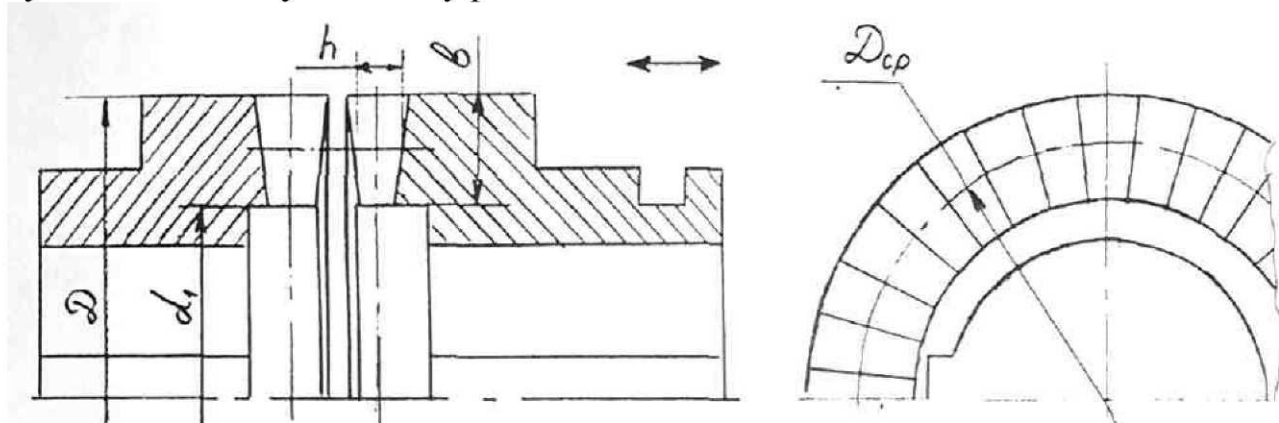
K_2 — коэффициент, учитывающий условия работы муфты, $K_2 = 1 \div 1,5$.

Муфту выбирают из условия: $M_m \geq M_p$, где M_m — наибольший крутящий момент, который способна передавать муфта из таблиц на муфты.

Сцепные муфты (управляемые муфты).

Сцепные муфты предназначены для соединения и разъединения валов при вращении их или в покое.

Для передачи значительных моментов в условиях стесненных габаритов при нечастых включениях и необязательности плавности включений применяются кулачковые или зубчатые муфты.



Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт с торцовыми кулачками, входящими во впадины между кулачками сопряженной полумуфты.

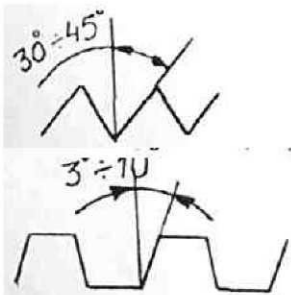
Включение и выключение осуществляется осевым перемещением одной полумуфты на шлицах или на направляющих шпанках.

Они требуют точного центрирования вала. Они характеризуются полным отсутствием проскальзывания, малыми габаритами, но включение возможно при $V_1 - V_2 \leq 1$ м/с.

Применяют следующие профили кулачков:



Треугольный профиль - число кулачков 15 - 60, легкость и быстрота включения.



3. Прямоугольный профиль

2. Трапецеидальный профиль - число кулачков 3 - 15, большие моменты и скорости.

- не требует силы прижатия, не обеспечивают беззазорного сцепления, работает при неполном включении.



4. Нессиметричные профили

неревверсивные приводы, легкость включения. Критериями работоспособности являются прочность и долговечность кулачков по контактным напряжениям и изгибу.

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_k}{D_{CP} \cdot Z \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{CM}]$$

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot k \cdot M_u \cdot h}{D_{CP} \cdot Z \cdot W} \leq [\sigma_u]$$

Где:

T_k - передаваемый крутящий момент,

D_{CP} - средний диаметр кулачков

Z - число кулачков

b - ширина кулачков, измеряемая по радиусу,

h - высота кулачка,

k - Коэффициент неравномерности работы, $k=2 - 3$,

W - момент сопротивления кулачка на изгиб.

Фрикционные муфты. Среди различных типов сцепных муфт фрикционные муфты получили наибольшее распространение.

Работа этих муфт основана на создании сил трения между элементами муфты, за счет которых и осуществляется передача крутящего момента. Они допускают плавное сцепление при любой скорости. В период включения муфты, т.е. в период разгона привода в ней имеют место скольжение, при установившемся движении скольжение отсутствует. Скольжение возможно при пиковых нагрузках

и муфта может служить предохранительным звеном.

Фрикционные муфты по форме рабочих поверхностей разделяются на: дисковые (плоские поверхности дисков), конусные (рабочая поверхность коническая), цилиндрические колодочные.

По условиям смазки муфты разделяются на: сухие и масляные (работающие со смазкой).

По механизму управления и энергии управления муфты разделяются на:

-управляемые мускульной силой,

-управляемые механической силой (гидравлические или пневматические).

-управляемые электрической энергией.

По принципу работы механизмов управления муфты разделяются: -муфты с рычажным или рычажно-кулачковым механизмами, -муфты с гидравлическим управлением, -муфты с пневматическим управлением, -муфты с электромагнитным управлением.

Расчеты муфт ведутся на прочность сцепления и на стойкость рабочих поверхностей по допускаемому давлению.

Тепловые расчёты проводятся на основе подобия, т.е. расчёты, распространяющие результаты испытания одного типоразмера при известных режимах работы на другие любые режимы и размеры муфт.

К материалам предъявляются следующие требования:

высокий коэффициент трения и его стабильность;

износостойкость, включая сопротивляемость заеданию;

теплостойкость и высокая теплопроводность.

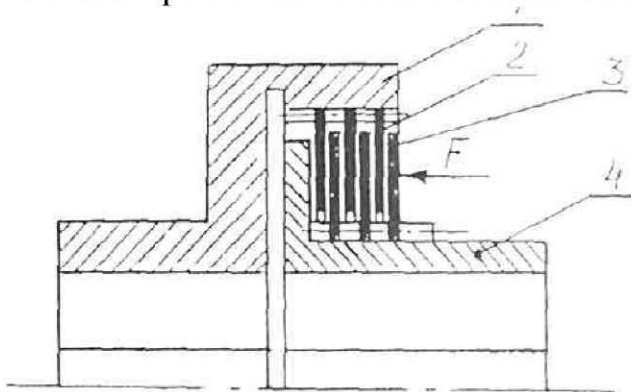
В сухих муфтах применяют пары сталь или чугун по обкладкам из антифрикционного материала на асбестовой основе.

При высоких температурах специальный теплостойкий фрикционный материал: ретинакс-асбест, барий и фенолформальдегидная смола.

Диски с металлокерамическими обкладками, образуемыми методом спекания (медь, олово, свинец и графит).

Дисковые муфты

В масле применяют сталь по стали или сталь по металлокерамическим обкладкам.



Дисковая муфта состоит из наружной полумуфты 1 и дисков 2 наружной полумуфты, внутренней полумуфты 4 и её дисков 3.

Сжатие дисков достигается или с помощью пружин или с помощью рычагов,

гидравликой или пневматикой, электромагнитным способом.

Основные достоинства: -большая несущая способность при малых габаритах, - плавность включения, -возможность варьирования числа дисков.

Недостатки: -плохая расцепляемость.

В сухих муфтах наружные диски выполняются с фрикционными обкладками .

Для улучшения расцепляемости применяют пружины или половина дисков делается в свободном состоянии неплоскими(волнистыми или конусными) и сами представляют собой пружины.