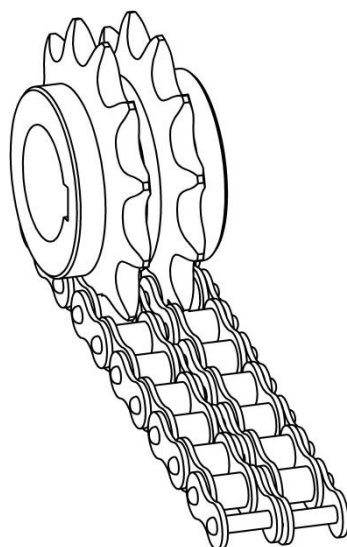
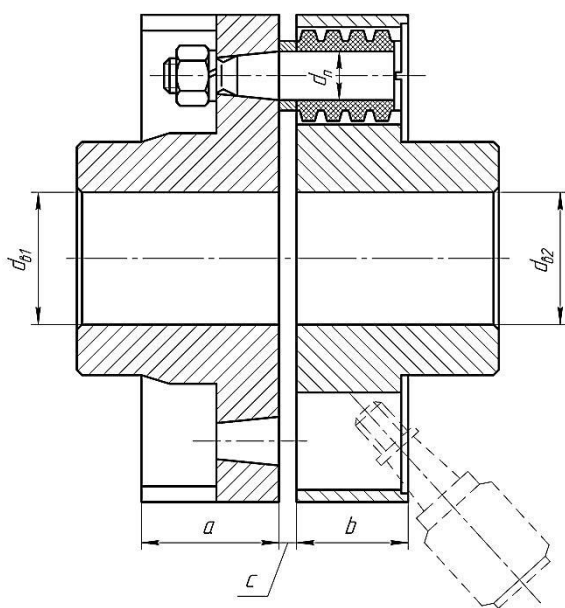


МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФГБОУ ВПО СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «МЕХАНИКА И КОМПЬЮТЕРНАЯ ГРАФИКА»

**МУФТЫ МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ,  
КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ  
ПРОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ**

Учебное пособие  
для студентов факультета механизации  
сельского хозяйства



Ставрополь – 2014

Авторский коллектив: В.Е. Кулаев, А.В. Орлянский,  
Л.И. Яковлева, Д.С. Калугин,  
В.А. Лиханос, В.Ю. Гальков, Е.В. Кулаев

Компьютерная верстка – Носов И.А.

Под редакцией профессора В.Е. Кулаева

Рецензент

д.э.н., к.т.н., профессор Б.А. Доронин

Учебное пособие

по дисциплине: «Детали машин и основы конструирования раздела  
«Муфты механические для соединения валов»

для студентов факультета механизации сельского хозяйства

Учебное пособие одобрено и рекомендовано в печать методической  
комиссией факультета механизации сельского хозяйства  
Ставропольского Государственного аграрного университета  
(протокол № 7 от 20 января 2014 г.)

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Муфты приводов механизмов и машин осуществляют соединение валов и являются ответственными узлами, определяющими во многих случаях надежность и долговечность всей машины. Основное назначение муфт – передача вращения и крутящего момента (без изменения их величины и направлений) с одного вала на другой. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Нередко муфты используют для включения и выключения исполнительных узлов машин (управляемые муфты); для предохранения частей машины от поломок вследствие перегрузок (предохранительные муфты); для компенсации вредного влияния несоосности и перекоса валов (компенсирующие муфты); для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т.д.

Из изложенного следует уточнить, что необходимость применения муфт в технике вызвана различными обстоятельствами: получением длинных валов, изготавливаемых из отдельных частей; компенсацией вредного влияния несоосности и перекоса валов, получаемые неточностью изготовления или монтажа; снижением динамических нагрузок, демпфированием колебаний, амортизированием толчков и колебаний; включением и выключением одного из валов при постоянном вращении другого вала. Муфты применяют также для соединения валов с зубчатыми колесами, шкивами ременных передач и другими деталями. Наиболее часто применяемая схема муфт в приводах машин имеет вид: двигатель – муфта – редуктор – муфта – исполнительный механизм (ленточный или скребковый транспортер, дробилка, механизм подъема грузоподъемного крана и т.д.).

Большинство муфт стандартизированы или нормализованы (размеры по нормам машиностроения). Выбор их производят по расчетному крутящему моменту  $T_p$ .

$$T_p = T * K_p$$

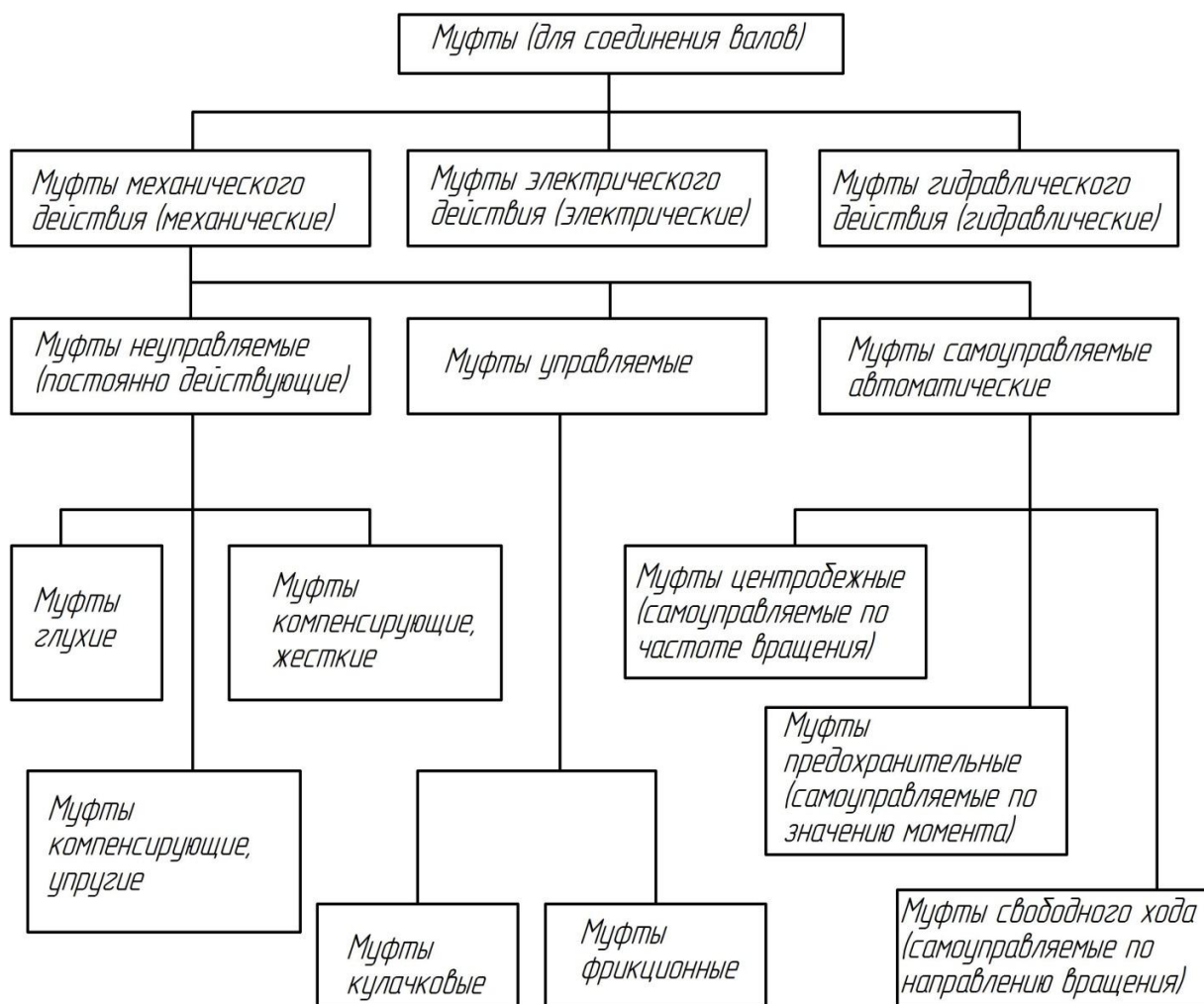
где  $K_p$  – коэффициент режима работы, зависящий от рода приводного двигателя и типа рабочей машины;

$T$  – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой. Коэффициент режима работы « $K_p$ » приводят в справочной литературе. Так, в частности,  $K_p$  где в качестве двигателя применяется электродвигатель, то коэффициент « $K_p$ » рекомендуется (см. Приложение 1).

При необходимости производят проверочные расчеты отдельных деталей выбранной по ГОСТ муфты.

Применяемые в современном машиностроении муфты по конструкции, назначению и принципу действия разнообразны и многочисленны. Ниже приводится схема классификации муфт по рекомендации МТУ им. Н.Э. Баумана. При этом в курсе деталей машин рассматривают только муфты механического действия.

### Схема классификации муфт, применяемых в машиностроении



Многообразие существующих конструкций муфт затрудняет проведение точного рассмотрения всех их типов. В данной работе рассматривают наиболее распространенные в машиностроении муфты.

## 1. МУФТЫ ГЛУХИЕ (ЖЕСТКИЕ)

Глухие (жесткие) муфты применяют для постоянного жесткого соединения соосных валов в приводах и передачах, где требуется жесткое и надежное соединение отдельных валов в длинный составной вал. В передачах применяют, где имеет место переменная скорость вращения в режиме частого пуска. Сравнительно небольшой маховой момент является их достоинством. Эти муфты не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов. Существует три разновидности глухих (жестких) муфт: втулочные, фланцевые, продольно – свертные.

### 1.1. Муфты втулочные (по ГОСТ 24246-96)

Втулочные муфты – наиболее простой вид глухих муфт. Достоинствами их являются простота конструкции и изготовления, малые габаритные размеры и низкая стоимость. Недостаток – сложность монтажа и демонтажа.

Применяются эти муфты преимущественно в легких машинах для соединения валов диаметром до 100мм. Соединение валов с втулками осуществляется с помощью штифтов, шпонок и шлицев. На рис. 1.1. показаны втулочные муфты с штифтами, сегментными шпонками и шлицами.

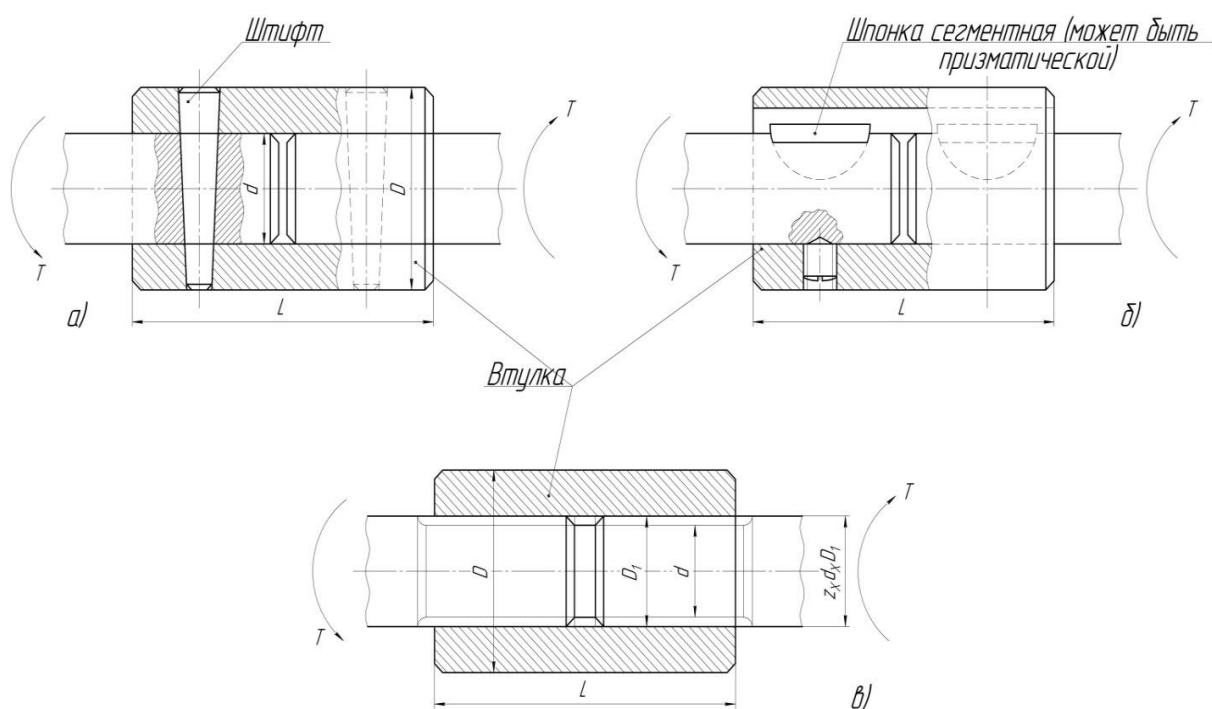


Рисунок 1.1. Муфты глухие (жесткие) втулочные  
а) – штифтовая, б) – шпоночная, в) – шлицевая

Размеры втулочных муфт принимают по ГОСТ 24246-96 или по нормалам машиностроения:

штифтовые: МН 1067-60; шпоночные: МН 1068-60;

шлицевые: МН 1069-60.

Как видно из рис. 1.1. втулочные муфты по ГОСТ изготавливают в трех исполнениях: штифтовые (исполнение 1); шпоночные (исполнение 2); шлицевые (исполнение 3).

Основные размеры втулочных муфт:

$D = (1,5 \dots 2,0)d$ ;  $L = (2,8 \dots 4,0)d$ ;  $d$  – по расчету вала. Штифты принимают по ГОСТ 3129-79, шпоночные пазы должны соответствовать ГОСТ 24071-97 (сегментные) и ГОСТ 23360-78 (призматические), шлицевые соединения по ГОСТ 1139-80.

Материал втулок рекомендуется Сталь 45.

Максимальный передаваемый крутящий момент « $T$ » ориентировочно: со штифтами  $4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; со шпонками  $5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; со шлицами  $12 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Обозначенные муфты исполнения 2 (шпоночные), передающие крутящий момент  $2300 \text{ Н} \cdot \text{м}$  с диаметром вала  $d = 50 \text{ мм}$ : муфта втулочная 1-2300-50 ГОСТ 24246-96.

## 1.2. Муфты поперечно – свертные (фланцевые) (ГОСТ 20761-96)

Наиболее распространённая из глухих (жестких) муфт, разъёмная в плоскости, перпендикулярная оси вала, состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы валов и соединенных между собой болтами (рис. 1.2.) Достоинствами этих муфт являются: удобный монтаж и демонтаж; точное, жесткое, надежное соединение валов; способность передавать большие крутящие моменты до  $T = 4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

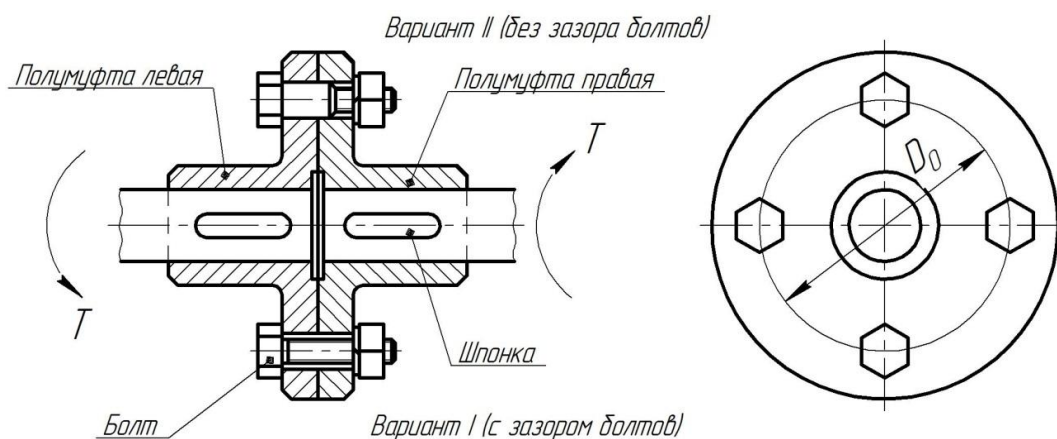


Рисунок 1.2. Фланцевая муфта

Полумуфты насаживаются на концы валов и соединяются между собой болтами, которые могут быть поставлены с зазором (Вариант I) и без зазора (вариант II). При постановке болтов с зазором крутящий момент передается за счет сил трения между торцовыми поверхностями полумуфт, производят проверочные расчеты болтов на растяжение, а когда болты поставлены без зазора производят расчеты стержней болтов на срез. Материал полумуфты Сталь 40, Сталь 35Л, допускается изготовление полумуфт из чугуна СЧ 40. Применяют фланцевые муфты для диаметров валов до 250 мм и частоте вращения  $1000 \text{ мин}^{-1}$  и более для муфт малых диаметров. Муфты выбирают по предварительному крутящему моменту «Т» с учетом диаметров валов и производят проверочные расчеты:

Вариант I – болты поставлены с зазором. Проверочные расчеты производят на растяжение болта. Болты затягивают так, чтобы силы трения на торцах полумуфт обеспечили передачу крутящего момента «Т».

$$\sigma_p = \frac{8T * K_p}{D_0 * f * z * \pi * d_1^2} \leq [\sigma]_p$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*м;  
 $K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);  
 $D_0$  – диаметр расположения болтов, мм;  
 $f$  – коэффициент трения,  $f \approx 0,1 \dots 0,2$ ;  
 $z$  – количество болтов,  $z = 4 \dots 8$ ;  
 $d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта, мм;  
 $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение материала болта на растяжение,  
 $[\sigma]_p \approx 50 \dots 100 \text{ Мпа}$

Вариант II – болты поставлены без зазора (призонные болты). В этом случае проверяют работоспособность болтов на срез по диаметру стержня.

$$\tau_{cp} = \frac{8T * K_p}{\pi * D_0 * z * d_0^2} \leq [\tau]_{cp}$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*м;  
 $K_p$  – коэффициент режима работы;  
 $D_0$  – диаметр расположения болтов;  
 $z$  – количество болтов;  
 $d_0$  – диаметр стержня болта;  
 $[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжение на срез материала болта,  
 $[\tau]_{cp} \approx 50 \dots 90 \text{ Мпа}$

### 1.3. Муфты продольно – свертные (по нормали машиностроения МН 2600 – 61)

Муфта состоит из двух полумуфт, разделенных по плоскости, проходящей через оси соединения валов. Применяются, как и втулочные, для соединения валов одинакового диаметра. Полумуфты стягиваются болтами так, чтобы силы трения обеспечили передачу крутящего момента. Достоинствами муфты являются удобный монтаж и демонтаж без смещения валов. Недостатки: трудность балансировки и сложность изготовления, непригодность их при ударных нагрузках. Муфты применяют только в тихоходных передачах. Материал полумуфт СЧ 40. Максимальный передаваемый крутящий момент до  $T = 12 * 10^3 \text{ Н} * \text{м}$ .

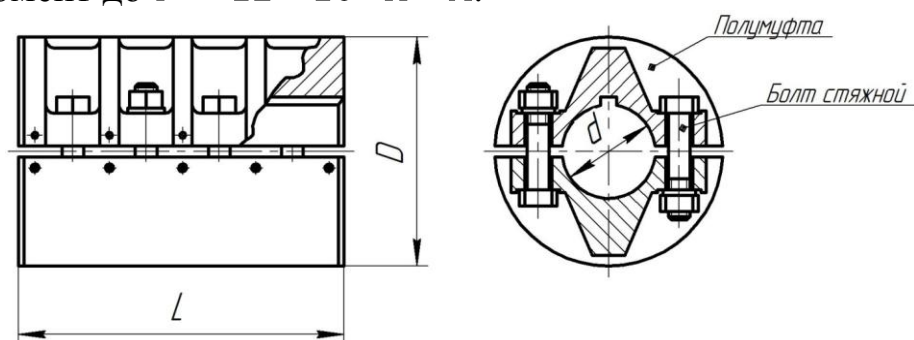


Рисунок 1.3. Муфта продольно – свертная

Дополнительно полумуфты соединяются с валами шпонками. Как и все жесткие муфты, муфта требует строгой соосности валов. Расчет выполняется из предположения, что крутящий момент передается только за счет сил трения.

Сила затяжки  $F_1$  одного болта составит:

$$F_1 = \frac{T * K_p}{d * z * f'}$$

где  $T$  – крутящий момент, Н\*м;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$d$  – диаметр вала;

$f$  – коэффициент трения,  $f \approx 0,1 \dots 0,2$ ;

$z$  – количество болтов;

Необходимый внутренний диаметр болта определяется:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi * [\sigma]_p}}$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение материала болта на растяжение,  
 $[\sigma]_p \approx 40 \dots 80 \text{ Мпа}$ .



## 2. МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ ЖЕСТКИЕ

При соединении двух валов муфтой могут иметь место различные отклонения от номинального расположения валов (рис. 2.).

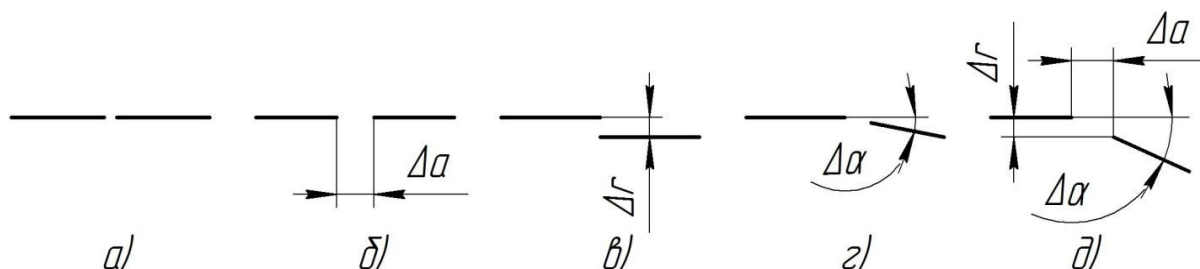


Рисунок 2 Виды отклонений от номинального расположения валов

- а) – номинальное расположение; б) – продольное смещение;  
в) – радиальное смещение; г) – угловое смещение;  
д) – комбинированное смещение.

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, вызываемые неточностью изготовления деталей муфты и монтажа. Различают три вида отклонений от номинального расположения валов (рис. 2).

На практике чаще всего встречается комбинированное смещение валов, которое принято называть «несоосность валов». В отличие от глухих муфт, которые приводят к соосности валы путем деформирования валов и опор (валы и опоры дополнительно нагружаются), компенсирующие муфты приводят валы к соосности за счет подвижности жестких деталей (компенсирующие жесткие муфты) или за счет деформации упругих элементов (упругие муфты).

### 2.1. Крестовые компенсирующие муфты (по ГОСТ 20720 – 75)

Эти муфты изготавливают двух типов: кулачковая дисковая (рис. 2.1.а) и муфты с вкладышем (рис. 2.1.б). Муфты состоят из полумуфт 1 и 2, диска 3 или вкладыша 3. На рис. 2.1. показан для кулачково – дисковой муфты кожух 4, а для муфты с вкладышем показано резьбовое отверстие 4 для смазки. Полумуфты и диск изготавливают из стали Ст 3, Ст 4, Ст 5. Вкладыш муфты изготавливают обычно из текстолита.

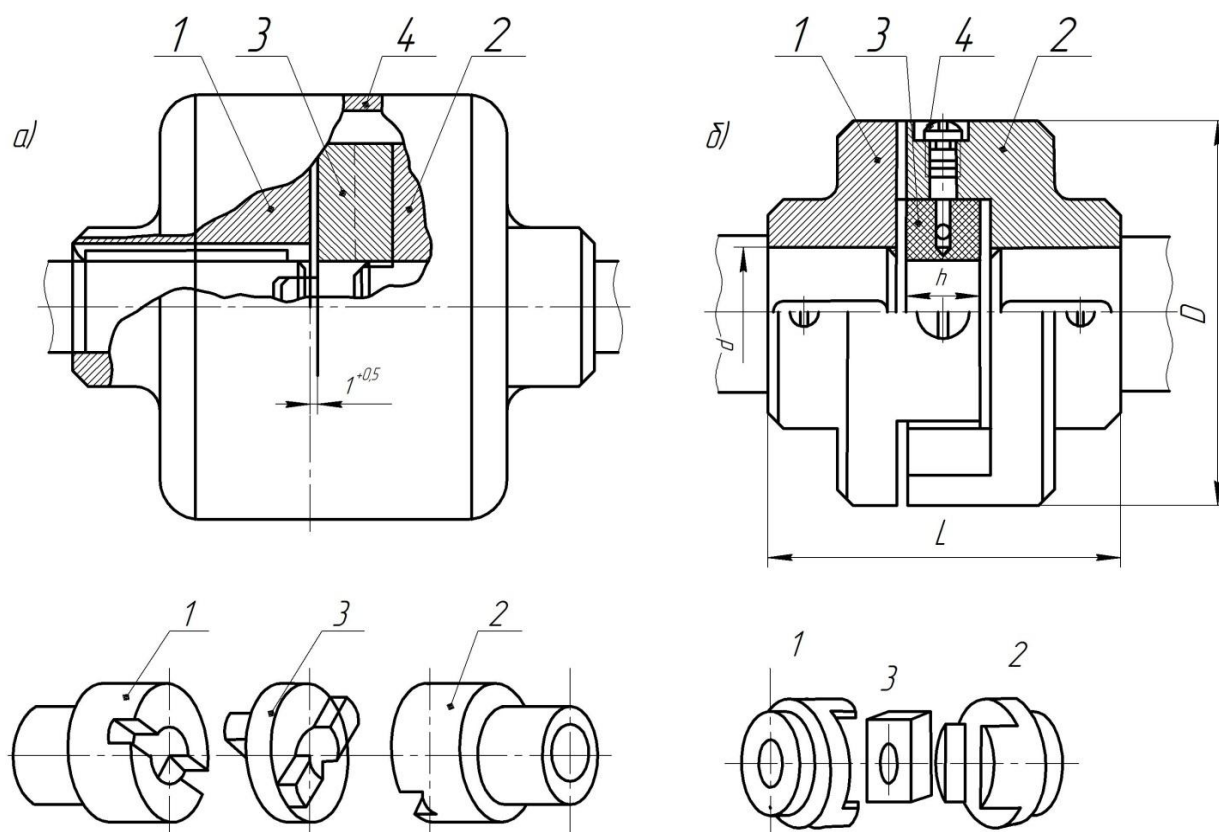


Рисунок 2.1. Крестовые компенсирующие муфты

Муфты кулачково – дисковые (муфта крестовая, муфта Ольдгена, муфта плавающая) применяются для соединения валов со значительным радиальным смещением, допускают также незначительные угловые отклонения и осевые смещения. Допускаемое радиальное смещение  $[\Delta r] \leq 0,04d$ ; Допускаемые угловые смещение  $[\Delta \alpha] \leq 0^\circ 30'$ .

Проверочные расчет на прочность крестовых (кулачково – дисковых муфт) рекомендуется производить по максимальному давлению на рабочих поверхностях сопряженных деталей муфты.

$$P_{max} = \frac{8T * K_p}{D^2 * h} \leq [P],$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$D$  – наружный диаметр муфты, мм;

$h$  - рабочая высота выступов диска, мм;

$[P]$  – допускаемое давление на рабочих поверхностях муфты,

$[P] = 15 \dots 25$  МПа (плавающий диск стальной);

$[P] = 8 \dots 10$  Мпа (плавающий диск текстолитовый).

Достоинство крестовых муфт (с диском и вкладышем): способность компенсировать радиальные смещения валов.

Недостаток муфт: значительный износ рабочих поверхностей, наличие центробежной силы на диск или вкладыш.

## 2.2. Цепные муфты (по ГОСТ 20742 – 93)

Цепные муфты применяют для соединения валов диаметром от 20 до 150 мм при передаче вращающего момента от 60 до 8000 Н\*м с частотой вращения 500... 1600 мин<sup>-1</sup>.

Муфта состоит из двух полумуфт (звездочек) с одинаковым числом зубьев и охватывающей их общей цепи и кожуха (рис. 2.2.). Охватывающая цепь может быть однорядной или двухрядной.

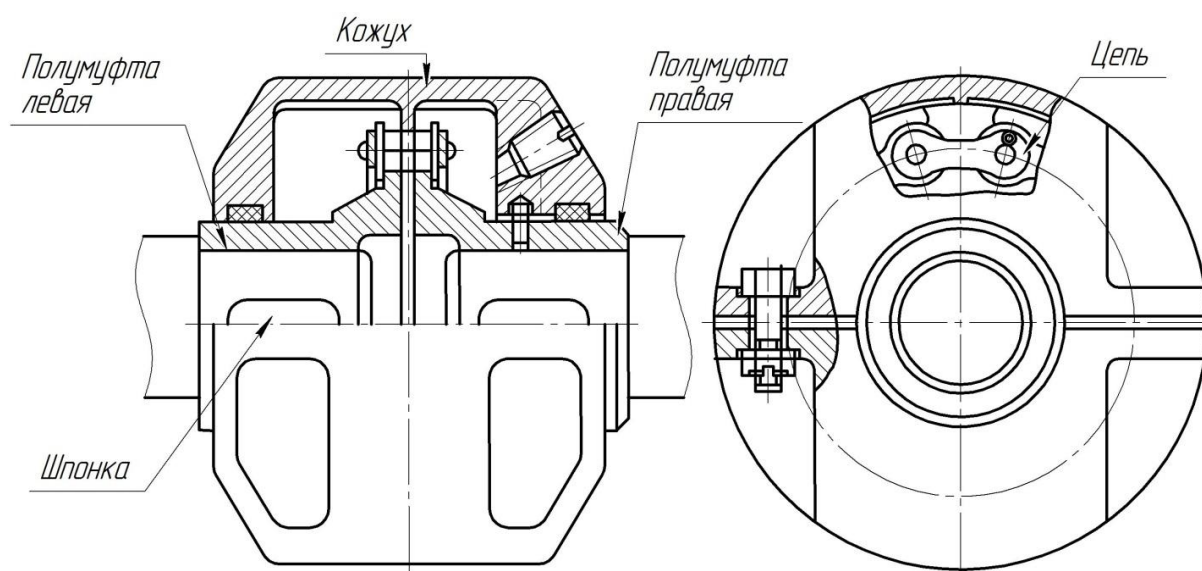


Рисунок 2.2. Муфта цепная

Достоинства цепной муфты: простота конструкции и обслуживания; надежность работы; технологичность изготовления; малые габариты и масса; удобный монтаж и демонтаж; способность компенсировать радиальных  $\Delta r$  и угловых  $\Delta \alpha$  смещений валов.

$$\Delta r \leq 1,2 \text{ мм}; \Delta \alpha \leq 1^\circ$$

Недостатки: наличие угловых зазоров и мертвого хода; не рекомендуются в реверсивных передачах и при динамических нагрузках.

Полумуфты изготавливаются из стали 45 и 45Л и передают крутящий момент посредством шпоночных соединений. Цепь подбирается роликовая по ГОСТ 13568 – 75.

### 2.3. Муфты зубчатые (по ГОСТ 5006 – 83)

Зубчатые муфты применяются для соединения валов диаметром от 40 до 500 мм. Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 с наружными зубьями и двух половин обоймы 3 и 4 с внутренними зубьями, сцепляющимися с зубьями полумуфт (рис. 2.3.). Зубья полумуфт и полуобойм выполняют с эвольвентным профилем.

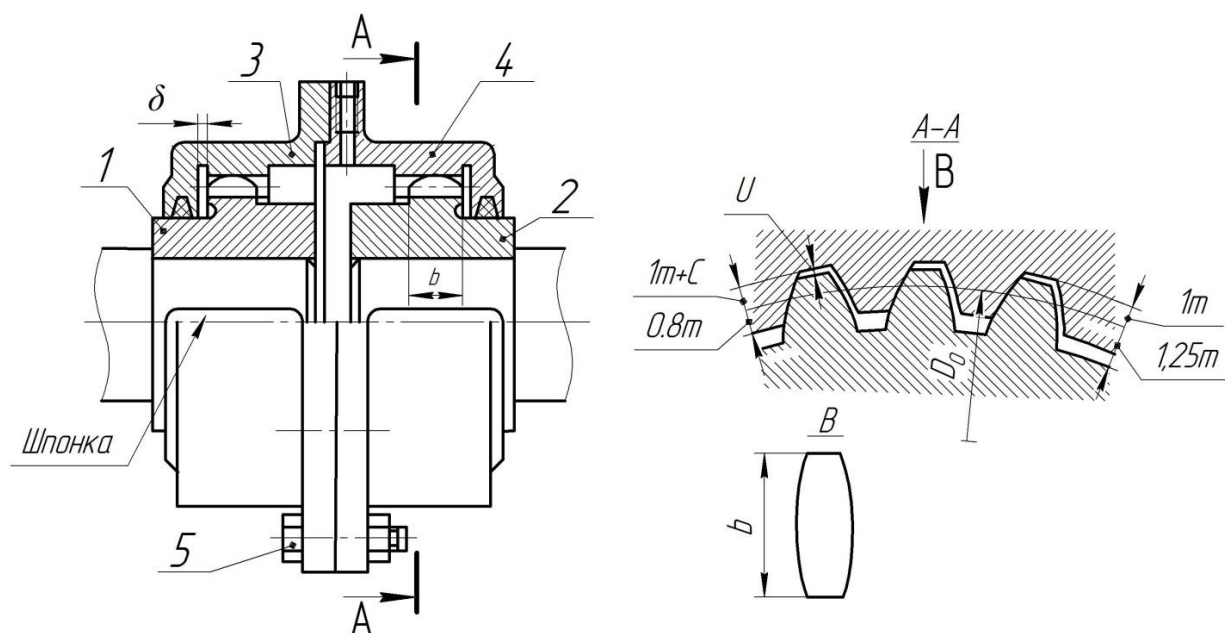


Рисунок 2.3. Муфта зубчатая

Полумуфты 1 и 2 и полуобоймы 3 и 4 изготавливаются из стали 40Х, 45 или из стального литья 45Л. Валы соединяются с полумуфтами шпоночным или шлицевым соединением. Полуобоймы 3 и 4 соединяются жестко прецизионными болтами 5.

Достоинства зубчатых муфт: небольшие габариты и масса; большая нагрузочная способность; высокие окружные скорости; способность компенсировать все виды несоосности валов (радиальное смещение  $\Delta r$ , угловое смещение  $\Delta \alpha$ , осевое смещение  $\Delta a$ ). Основными являются  $\Delta r$  и  $\Delta \alpha$ .

$$[\Delta r] \leq 0,25 \dots 0,70 \text{ мм. } [\Delta \alpha] \leq 30' \dots 50'.$$

При  $\Delta r = 0$ :  $[\Delta \alpha] \leq 1^\circ 30'$ ; при  $\Delta \alpha = 0$ :  $[\Delta r] \leq 1,5 \dots 2,0 \text{ мм.}$

Основным критерием работоспособности зубчатой муфты является износ рабочих поверхностей зубьев. Поэтому ориентировочный проверочный расчет муфт производят по напряжениям смятия " $\sigma_{см}$ ".

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T * K_p}{D_0^2 * b} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$D_0$  – делительный диаметр зубьев, мм (см. рис. 2.3.);

$b$  – длина зуба, мм;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 12 \dots 15 \text{ Мпа}$ .

## 2.4. Шарнирные муфты (ГОСТ 5147 – 80)

В шарнирных муфтах использован принцип пространственного шарнира Гука. Такие муфты служат для передачи крутящего момента между валами, имеющими большое угловое смещение  $\Delta\alpha$  до  $40 - 45^\circ$ . Конструкции и размеры шарнирных муфт самые различные (рис. 2.4.а). Обычно простейшая шарнирная муфта состоит из двух полумуфт – вилок 1 и 2, насаженных на концы валов, и крестовины 3. Недостаток этой муфты – неравномерное вращение ведомого вала. Для исключения этого недостатка применяют сдвоенную шарнирную муфту (рис. 2.4.б). Применение телескопического промежуточного вала обеспечивает смещение валов в процессе работы (рис. 2.4.в.). Такой принцип работы шарнирных муфт широко используется в карданных валах автомобилей.

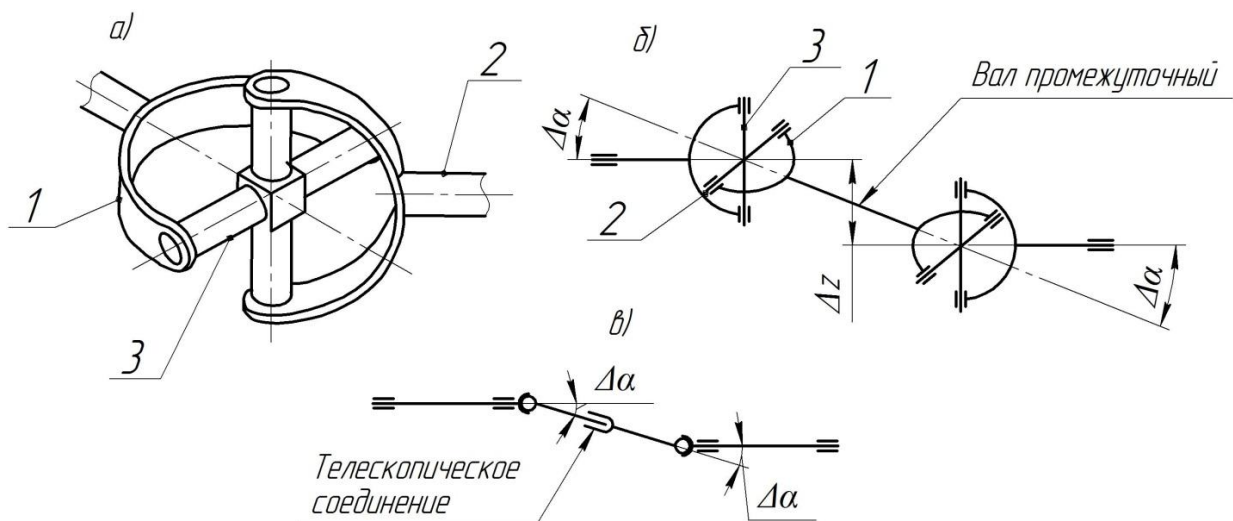


Рисунок 2.4. Муфты шарнирные

Соединяя две муфты, можно обеспечить передачу крутящего момента при значительном радиальном смещении " $\Delta r$ " валов.

Шарнирные муфты подразделяются на малогабаритные ( $T \approx$  до  $1,3 * 10^3$  Н \* м, диаметр валов  $d = 40 \dots 50$  мм) и крупногабаритные ( $T \approx$  до  $8 * 10^5$  Н \* м). Шарнирные муфты в приводах сельскохозяйственных машин принимаются по ГОСТ 2752-55. Вилки шарнирных муфт изготавливают обычно из сталей 45, 45Х, а крестовины из стали 20Х с цементацией и закалкой. Телескопичность промежуточного вала в карданах автомобилей обеспечивается шлицевым соединением одной из вилок с валом. В цапфах крестовин применяют игольчатые подшипники. Конструкцию малогабаритных муфт смотри в Приложении 8.5.



### 3. МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ УПРУГИЕ

Муфты компенсирующие упругие служат для уменьшения динамических нагрузок и предохраняют соединения валов от резонансных колебаний и позволяют несколько компенсировать несоосность валов. Основные характеристики упругих муфт: податливость и демпфирующая способность за счет использования в них упругих элементов. По материалу упругих муфт они делятся на муфты с неметаллическими и металлическими упругими элементами. Основным материал неметаллических элементов – резина, а металлических элементов – различные стальные пружины.

#### 3.1. Муфты упругие втулочно – пальцевые (МУВП ГОСТ 21424 – 93)

Муфта типа МУВП широко применяются в машиностроении для соединения валов диаметром  $d = 10 \dots 160\text{мм}$  (рис. 3.1.). Они состоят из двух полумуфт 1 и 2, насаженных на концы валов 3 и 4 со шпонками 5 и 6, стальных пальцев 7, закрепленных в одной из полумуфт с посадкой на конус гайками 8; упругих резиновых втулок 9. Отверстия в полумуфтах могут быть коническими.

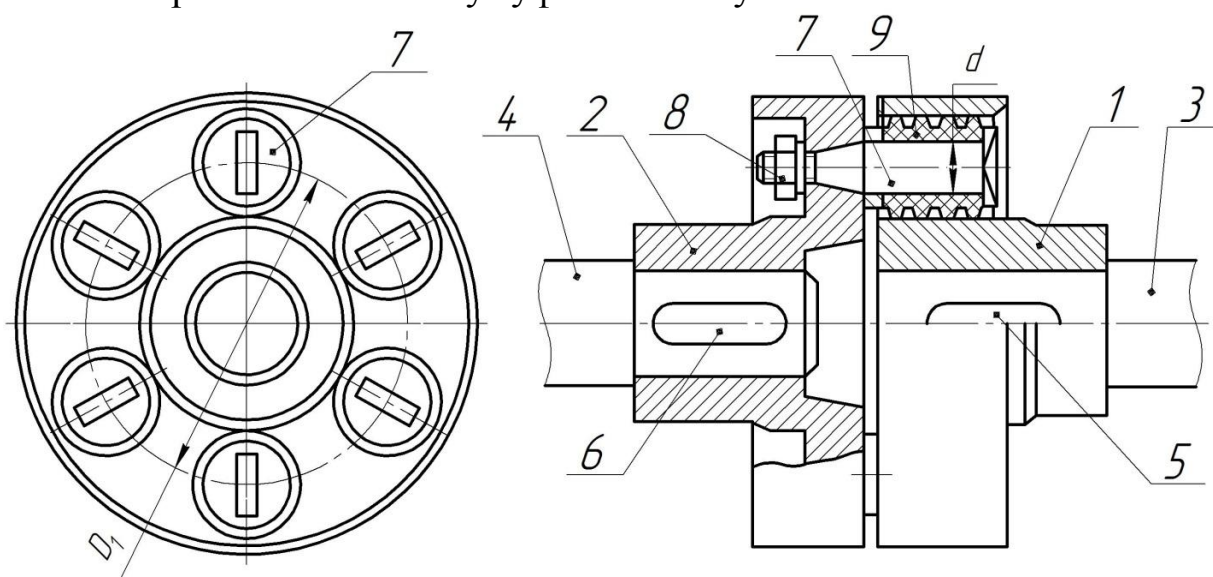


Рисунок 3.1. Муфта упругая втулочно – пальцевая

Втулочно – пальцевые муфты обладают низкими компенсационными свойствами. Даже при небольших смещениях валов резиновые втулки быстро изнашиваются. Широкое применение этой муфты в приводах машин объясняется такими достоинствами, как легкость изготовления, простота упругих элементов и удобство их замены.

Полумуфты изготавливаются из чугуна СЧ 40, стали 30 или стального литья 35Л. Материал пальцев – сталь 45.

Расчет выбранной стандартной муфты по крутящему моменту с учетом диаметров валов состоит из проверочного расчета пальцев 7 на изгиб и упругих элементов 9 на смятие.

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{T * K_p * l}{0,1 * d^3 * z * D_1} \leq [\sigma]_{\text{из}}; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{2 * T * K_p}{z * D_1 * l * d} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$D_1$  – диаметр расположения центров пальцев, мм;

$d$  – диаметр пальца под резиновыми кольцами или втулкой, мм;

$l$  – длина втулки, мм;

$z$  – число пальцев, мм;

$[\sigma]_{\text{из}}$  – допускаемое напряжение на изгиб пальцев,  $[\sigma]_{\text{см}} = 60 \dots 80$  Мпа;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение смятия для резины,  $[\sigma]_{\text{см}} = 2 \dots 4$  Мпа.

### 3.2. Муфты упругие со звездочкой (ГОСТ 14084 – 76)

Муфта упругая со звездочкой состоит из двух полумуфт 1 и 2 с торцовыми кулачками трапецеидального сечения каждая (рис. 3.2.). Кулачки входят в соответствующие впадины промежуточного между полумуфтами упругой звездочки 3 из технической резины.

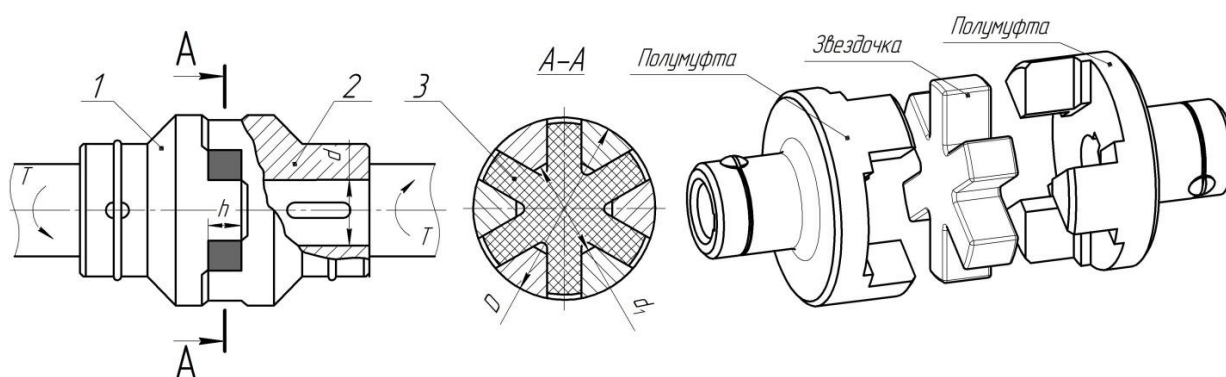


Рисунок 3.2. Муфта упругая со звездочкой

Полумуфты 1 и 2 образуют с валами шпоночного или шлицевые соединения. Материал полумуфт Ст 3. Размеры муфты принимают по ГОСТ. Достоинства муфты: легкость сборки и разборки; компенсация



несоосности валов; надежность работы при эксплуатации. Недостатки: небольшие диаметры валов; небольшой передаваемый момент; необходимость сдвига валов или полумуфт при монтаже.

Применяемые для диаметров валов  $d = 12 \dots 45$  мм; допускают смещения валов: радиальные –  $[\Delta r] \leq 0,5$  мм; угловые –  $[\Delta \alpha] \leq 1,5^\circ$ . Максимальный передаваемый момент  $T \leq 400$  Н \* м. Допускается неодинаковость валов до 20%.

Проверочный расчет заключается в определении работоспособности ее по напряжениям смятия упругого элемента.

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{24 * D * T * K}{z * h(D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$D$  – наружный диаметр, мм;

$d_1$  – внутренний диаметр расположения кулачков, мм;

$h$  – высота кулачков, мм;

$z$  – число зубьев звездочки, мм;

$[\sigma]_{\text{см}} = 2 \dots 10$  Мпа.

### 3.3. Муфта с торообразными оболочками (ГОСТ 20884 – 82)

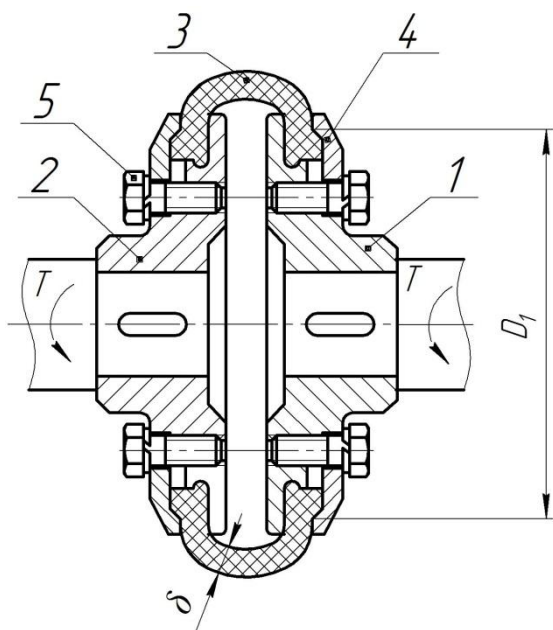


Рисунок 3.3. Муфта с торообразной оболочкой

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2, торообразной оболочки 3, двух колец 4, которые с помощью винтов 5 закрепляют оболочку на полумуфтах. Материал полумуфт Ст 3 или чугун СЧ 40, оболочка – резина. Диаметры валов  $d = 14 \dots 240$  мм, крутящий момент  $T = 20 - 40 * 10^3$  Н \* м.

Достоинства:

высокая компенсирующая способность (радиальное смещение валов  $\Delta r \leq 3 \dots 4$  мм; угловые –  $\Delta \alpha \leq 1,5^\circ$ )

Недостаток:

большие диаметральные размеры.

Проверочный расчет производят на срез оболочки у зажима

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 * T * K_p}{\pi D_1^2 * \delta} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1)

$[\tau]_{\text{ср}} = 0,4 \dots 0,5$  Мпа.

## 4. МУФТЫ УПРАВЛЯЕМЫЕ ИЛИ СЦЕПНЫЕ

Муфты управляемые позволяют соединять или разъединять валы в подвижном или неподвижном состоянии с помощью специальных механизмов. Их используют в коробках передач и других механизмах при необходимости изменения режима работы. Передача вращающего момента может быть за счет зацепления (кулачковые и зубчатые муфты) либо за счет сил трения (фрикционные муфты).

### 4.1. Муфты кулачковые односторонние

В этих муфтах вращающий момент передается за счет взаимного зацепления посредством выступов (кулачков). Полумуфты 1 и 2 (рис 4.1.) входят в зацепление за счет осевого передвижения одной из полумуфт (на рисунке полумуфта 2).

Сцепление полумуфт происходит за счет торцевых кулачков 4.

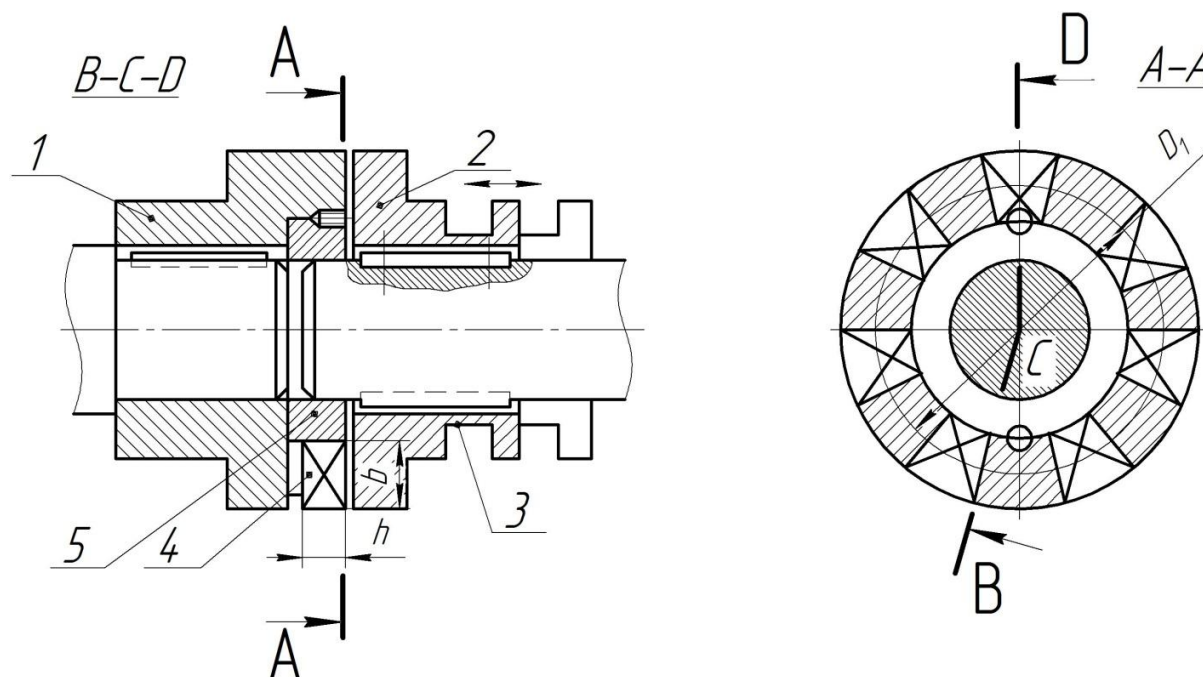


Рисунок 4.1. Муфта кулачковая односторонняя

Втулка 5 служит для центровки валов. Одна полумуфта (левая) неподвижна. Правая полумуфта перемещается отводкой в пазу 3.

Достоинства: малые габаритные размеры и отсутствие относительного поворота соединяемых валов. Недостатки: отсутствие плавности включения и выключения (включение и выключение муфты при относительном вращении валов вызывают удары); точное центрирование валов.

Полумуфты изготавливают обычно из сталей 20, 20Х, 40, 40Х (HRC 50...60).

Размеры муфт принимают по таблицам [5] нормалей машиностроения и производят проверочные расчеты на износостойкость по удельному давлению рабочих поверхностей кулачков и на прочность по напряжению изгиба.

Расчет по удельному давлению:

$$P = \frac{2T * K_p * K_1}{z * D_1 * b * h} \leq [P];$$

Расчет по напряжению изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{2T * K_p * K_1}{z * D_1 * W} \leq [\sigma]_{из},$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$K_1$  – коэффициент неравномерности работы кулачков,

$K_1 = 2 \dots 3$ ;

$D_1$  – диаметр средней окружности кулачков, мм;

$d_1$  – внутренний диаметр расположения кулачков, мм;

$h$  – высота кулачка, мм;

$z$  – число кулачков;

$b$  – ширина кулачка, мм;

$W$  – момент сопротивления сечения кулачка при изгибе,

$$W = \frac{b * h^2}{6};$$

$[P], [\sigma]_{из}$  – допускаемые значения давления (Мпа) и напряжения изгиба (Мпа);

$[P] = [\sigma]_{из} = 30 \dots 40$  Мпа (включение муфт на ходу);

$[P] = [\sigma]_{из} = 80 \dots 120$  Мпа (включение при неподвижных валах).

## 4.2. Муфты кулачковые двусторонние

Муфта кулачковая двусторонняя, как все муфты служит для передачи крутящего момента и кроме этого, имея возможность переключения муфты 1 с кулачками 2 влево или в право, получать на валу рабочей машины две скорости вращения и два крутящих момента (рис. 4.2.). Муфты соединяются с валом 2 шпоночным соединением (шпонка направляющая) или шлицевым соединением, как на рисунке.

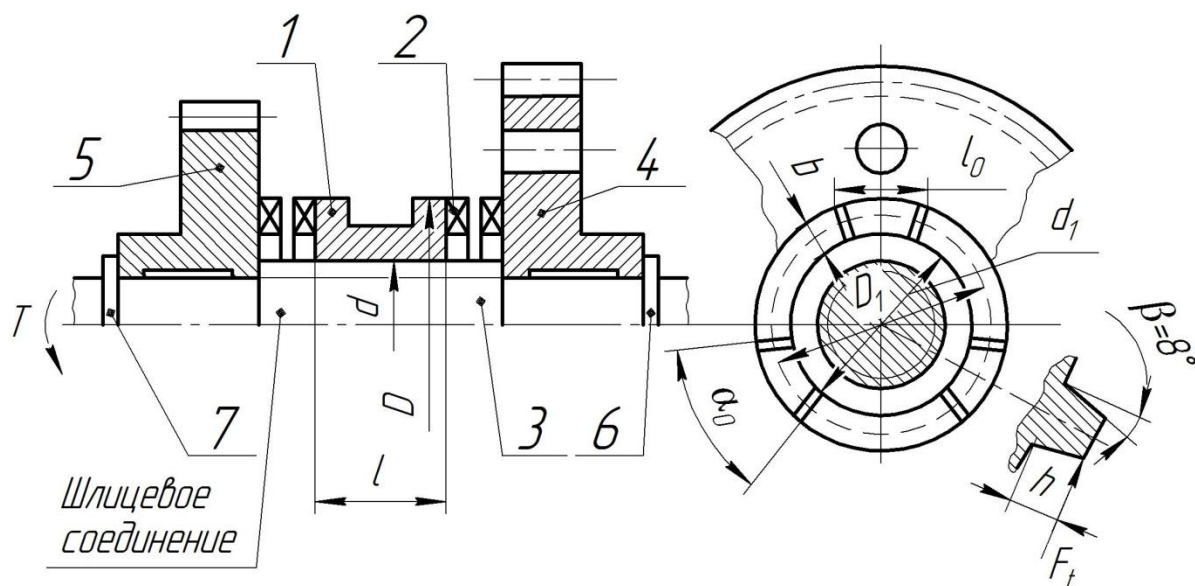


Рисунок 4.2. Муфта кулачковая двусторонняя

Зубчатые колеса 4 и 5 с кулачками на торцах обеспечивают изменение режима работы рабочей машины. Осевому перемещению зубчатых колес препятствуют пружинные упорные кольца 6 и 7. Материал муфты и кулачков стали цементируемые 20, 20Х или нецементируемые 40, 45, 40Х (HRC 50...60).

Основные размеры муфты принимают по таблицам [5] нормалей машиностроения, где эти размеры относительно диаметра вала « $d$ » ориентировочно следующие:  $D = 2d$ ;  $d_1 = 1,25d$ ;  $l = (1,4 \dots 1,5)d$ ;  $l_0 = (0,53 \dots 0,80)d$  при  $d = 80 \dots 20\text{ мм}$ ;  $h = 4\text{ мм}$  ( $d = 20 \dots 30\text{ мм}$ );  $h = 6\text{ мм}$  ( $d = 32 \dots 42\text{ мм}$ );  $h = 8\text{ мм}$  ( $d = 50 \dots 60\text{ мм}$ );  $h = 10\text{ мм}$  ( $d = 70 \dots 80\text{ мм}$ );  $b = \frac{(D-d_1)}{2}$ ;  $d$  – диаметр вала устанавливается из расчета вала на прочность и выносливость.

Проверочные расчеты производят для обеспечения работоспособности муфты по удельному давлению "Р" на рабочих поверхностях кулачков и по напряжениям изгиба кулачка  $[\sigma]_{из}$ .

$$P = \frac{2T * K_p * K_1}{z * D_1 * b * h} \leq [P]; \quad \sigma_{из} = \frac{12T * K_p * K_1}{z * D_1 * b * l_0^2} \leq [\sigma]_{из}, \quad [3]$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$K_1$  – коэффициент неравномерности нагрузки по кулачкам,

$K_1 = 2 \dots 3$ ;

$z$  – число кулачков  $z = 3 - 8$ ;

$[P], [\sigma]_{из}$  – допускаемые значения давления и напряжения изгиба материала кулачков;

$[P] = [\sigma]_{из} = 30 \dots 40$  Мпа (переключение на ходу при малых оборотах);  $[P] = [\sigma]_{из} = 80 \dots 120$  Мпа (переключение при остановке вращения вала).

### 4.3. Муфты зубчатые управляемые

По устройству и методике расчета эти муфты подобны зубчатым компенсирующим муфтам (см. ранее 2.3.) с той разницей, что здесь обойма (полумуфта) 1 изготавливается подвижной, а вторая полумуфта 2 соединяется с валом неподвижно (рис. 4.3.а). Полумуфта 1 и 2 представляют собой зубчатые колеса с одинаковым числом зубьев " $z$ " и одинаковым модулем.

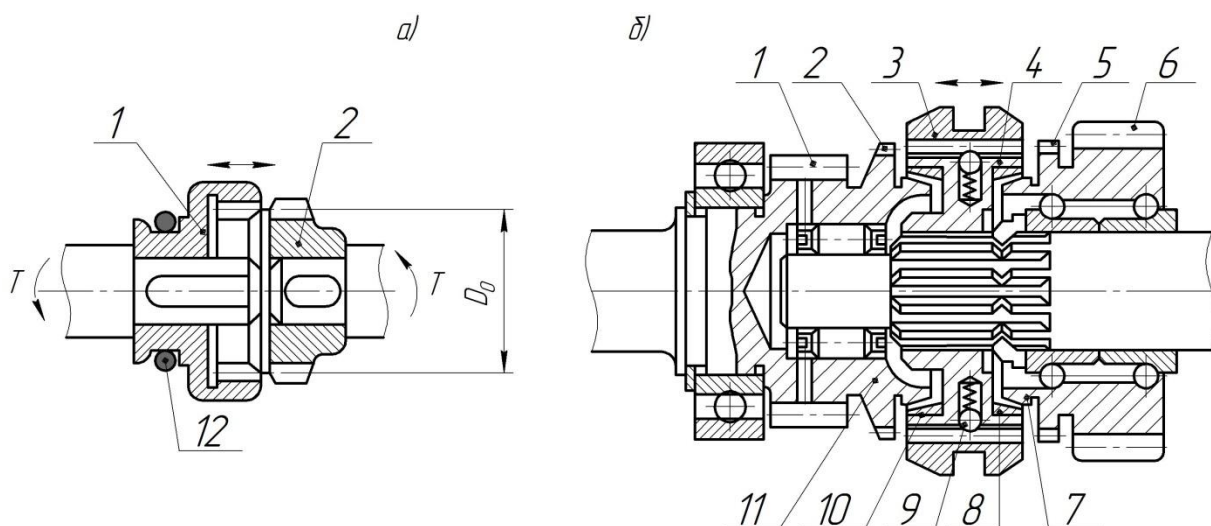


Рисунок 4.3. Муфты зубчатые управляемые

а) – муфта простой конструкции;

б) – муфта зубчатая с синхронизатором

Достоинства этих муфт такие же, как для неуправляемых компенсирующих зубчатых муфт: небольшие габариты и масса; большая нагрузочная способность; высокие окружные скорости; способность компенсировать все виды несоосности валов (радиальное

смещение  $\Delta r$ , угловое смещение  $\Delta \alpha$ , осевое смещение  $\Delta a$ ). Основными являются  $\Delta r$  и  $\Delta \alpha$ .

$[\Delta r] \leq 0,25 \dots 0,70$  мм.  $[\Delta \alpha] \leq 30' \dots 50'$ . Недостатки: сложность изготовления.

Муфта зубчатая управляемая с синхронизатором (рис. 4.3.б) предназначена для поочередного включения шестерен 1 и 6. Она состоит из подвижной обоймы 3 с внутренними зубьями; неподвижной зубчатой направляющей 4 с наружными зубьями, которая находится в постоянном сцеплении с обоймой 3 и соединена с валом шлицами; двух неподвижных полумуфт 2 и 5 с наружными зубьями. Для устранения ударов и шума при включении применяют синхронизаторы. Синхронизатор состоит из двух конусных муфт с полумуфтами 10; 8 и 11; 7. При осевом перемещении обоймы 3 вначале включается конусная муфта и происходит выравнивание угловых скоростей полумуфт зубчатой муфты. При перемещении обоймы 3 шарики 9 утопают внутрь полумуфты 4.

Материалы полумуфт из стали 45, 40Х (HRC $\geq$ 40).

Основным критерием работоспособности зубчатых муфт является износ рабочих поверхностей зубьев. Ориентировочный проверочный расчет муфт производят по напряжениям смятия рабочих поверхностей зубьев.

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{T * K_p}{D_0^2 * b} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad [2]$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$D_0$  – делительный диаметр зубьев, мм;

$b$  – длина зуба, мм;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения смятия,  $[\sigma]_{\text{см}} = 12 \dots 15$  Мпа.

#### 4.4. Муфты фрикционные управляемые

В муфтах фрикционных передача крутящего момента от одного вала к другому происходит за счет сил трения. Из управляемых механических муфт они наиболее распространённые. По форме рабочих поверхностей различают цилиндрические, конические, дисковые (рис.4.4.). Достоинства: плавное включение и выключение; предохранительные свойства. Недостатки: непригодность в тех случаях, когда требуется строгое совпадение угловых скоростей соединяемых валов.

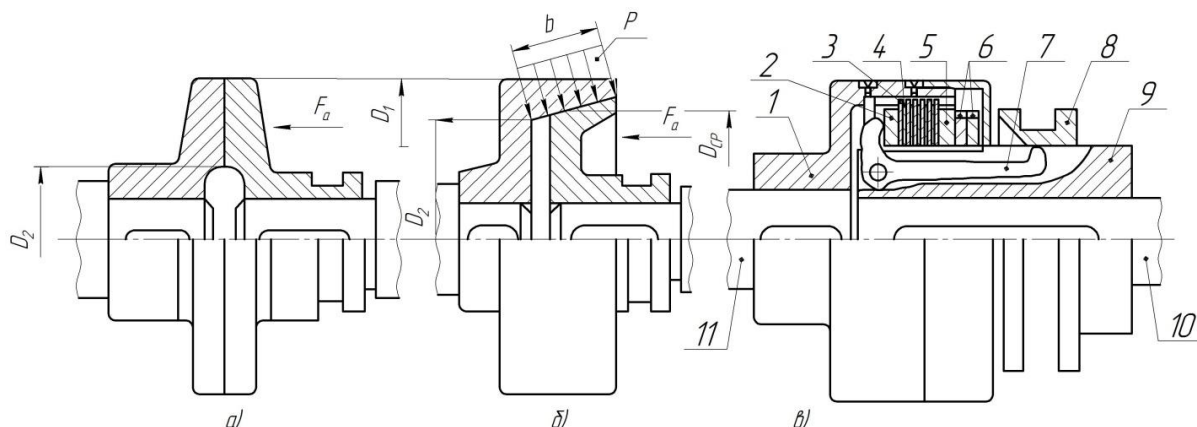


Рисунок 4.4. Муфты фрикционные управляемые

а) – однодисковая; б) – коническая; в) – многодисковая;

а) – Однодисковая муфта (рис. 4.4.а) применяются относительно редко, материал рабочих деталей (полумуфты) сталь 45, 40Х или чугун СЧ35 (чугун по чугуну или чугун по закаленной стали). Одна полумуфта 1 на валу неподвижна, вторая полумуфта 2 имеет осевые перемещение для прижатия к первой полумуфте с силой " $F_a$ ".

$$F_a = \frac{T * K_p}{f * r_{cp}}$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$f$  – коэффициент трения,

$f \approx 0,06 \dots 0,12$  (работа со смазкой),

$f \approx 0,15 \dots 0,30$  (работа без смазки);

$r_{cp}$  – средний радиус,

$$r_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}, \text{ мм.}$$

Работоспособность проверяется по удельному давлению " $P$ " на трущихся поверхностях.

$$P = \frac{4 * F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [P],$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – диаметральные размеры полумуфт;

$[P]$  – допускаемое удельное давление, Мпа со смазкой:

$[P] = 0,6 \dots 0,8$  (сталь по стали, чугун по чугуну);  $[P] = 0,4 \dots 0,6$  (текстолит по стали).

Допускаемые удельное давление без смазки:

$[P] = 0,2 \dots 0,3$  (асбест или феродо по стали, чугун по чугуну или стали).

б) – Конические фрикционные муфты отличаются той особенностью, что при прочих равных условиях требуют меньших



усилий прижатия, но требуют высокой точности соосности валов. От действия силы " $F_a$ " (рис. 4.4.б) на коническую поверхность возникают силы трения, которые обеспечивают передачу крутящего момента. От силы " $F_a$ " на конической поверхности создается удельное давление " $P$ " по длине конуса " $b$ " (см. рисунок).

$$F_a = P * b * \pi * D_{cp} * \sin \alpha,$$

где  $\alpha^\circ$  – угол конуса;  $b$  – длина конуса, мм;  $P$  – удельное давление на конусной поверхности, Мпа;  $D_{cp}$  – средний диаметр конусной поверхности,  $D_{cp} = D_2 + \frac{D_1 - D_2}{2}$ .

Крутящий момент от сил трения, направленных по касательной к конусной поверхности должен уравновесить приложенный крутящий момент.

$$T * K_p = \frac{F_a * D_{cp}}{2} * \frac{f}{\sin \alpha} = F_a * \frac{D_{cp}}{2} * f',$$

где  $f' = \frac{f}{\sin \alpha}$  – приведенный коэффициент трения;  $f$  – коэффициент трения на плоскости (сталь по стали, чугун по чугуну  $f \approx 0,06 \dots 0,08$ ; текстолит по стали  $f \approx 0,12$ ; это со смазкой, без смазки  $f \approx 0,3 \dots 0,9$ .

$T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;  $K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1).

Из выше изложенного видно, что с уменьшением угла конуса " $\alpha$ " возрастает приведенный коэффициент трения " $f'$ ". Однако сильно уменьшать угол конуса не рекомендуется, может произойти заклинивание полумуфт. Рекомендуется  $\alpha > \rho$ ,  $\operatorname{tg} \rho = f$ , здесь  $\rho$  – угол трения.

Работоспособность выявляется по износу с учетом удельного давления " $P$ ".

$$P = \frac{F_a}{b * \pi * D_{cp} * \sin \alpha} \leq [P], \quad [2]$$

где  $[P]$  – допускаемое удельное давление, Мпа (см. ранее 4.4.).

Конические муфты широко используются в синхронизаторах коробок передач.

в) – Многодисковая фрикционная муфта нашла широкое распространение, особенно в станкостроении. Она состоит из двух неподвижных полумуфт 1 и 9 (рис. 4.4.в), нескольких наружных 3 и внутренних 4 дисков, двух упорных колец 2 и 5, упорных гаек 6, механизма включения муфты и подвижной втулки 8. Наружные диски соединяются с полумуфтой 1, а внутренние 4 – с полумуфтой 9. При включении муфты между дисками образуются силы трения,

которые способствуют передаче крутящего момента от одной полумуфты к другой.

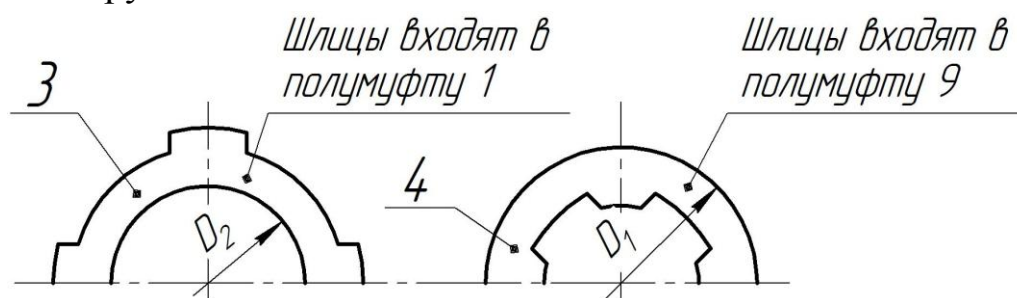


Рисунок 4.4.1. Конструкция наружных 3 и внутренних 4 дисков многодисковой муфты

Как и в однодисковой (одна пара дисков) муфте, в многодисковой приложенный крутящий момент " $T$ " должен уравниваться моментом сил трения между дисками. Поэтому сила прижатия " $F_a$ " дисков составляет:

$$F_a = \frac{T * K_p}{f * r_{cp} * z}$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

$f$  – коэффициент трения между дисками;

$r_{cp}$  – средний радиус рабочих поверхностей дисков,  $r_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ , мм.

$z$  – число пар трущихся поверхностей,  $z = n - 1$ ;

$n$  – число дисков.

Таким образом многодисковая муфта может передавать в " $z$ " раз больше крутящий момент, чем муфта с одной парой трущихся поверхностей (однодисковые муфты).

Сила прижатия " $F_a$ " дисков ограничивается допустимым средним давлением  $[P]$  на трущихся поверхностях.

$$P = \frac{4 * F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [P]$$

Основные размеры многодисковых муфт принимают по таблицам нормали машиностроения МН 5664 – 65.

Имеются муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением. На рис. 4.4.в показана многодисковая муфта с механическим управлением. Передвигая втулку 8 налево, рычажная система 7 механизма включения зажимает диски и полумуфты 1 и 9 включаются и передают крутящий момент от вала 10 на вал 11 или наоборот.

## 5. МУФТЫ САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ АВТОМАТИЧЕСКИЕ

Муфты самоуправляемые или автоматические предназначены для автоматического разъединения или соединения валов. Различают следующие механические муфты: предохранительные для защиты машин от перегрузок; обгонные (муфты свободного хода) для передачи момента только в одном направлении; центробежные для автоматического включения или выключения при определенной частоте вращения ведущего вала.

### 5.1. Муфты предохранительные

Предохранительные муфты подразделяются на муфты с разрушаемым и не разрушаемыми элементами (рис. 5.1.)

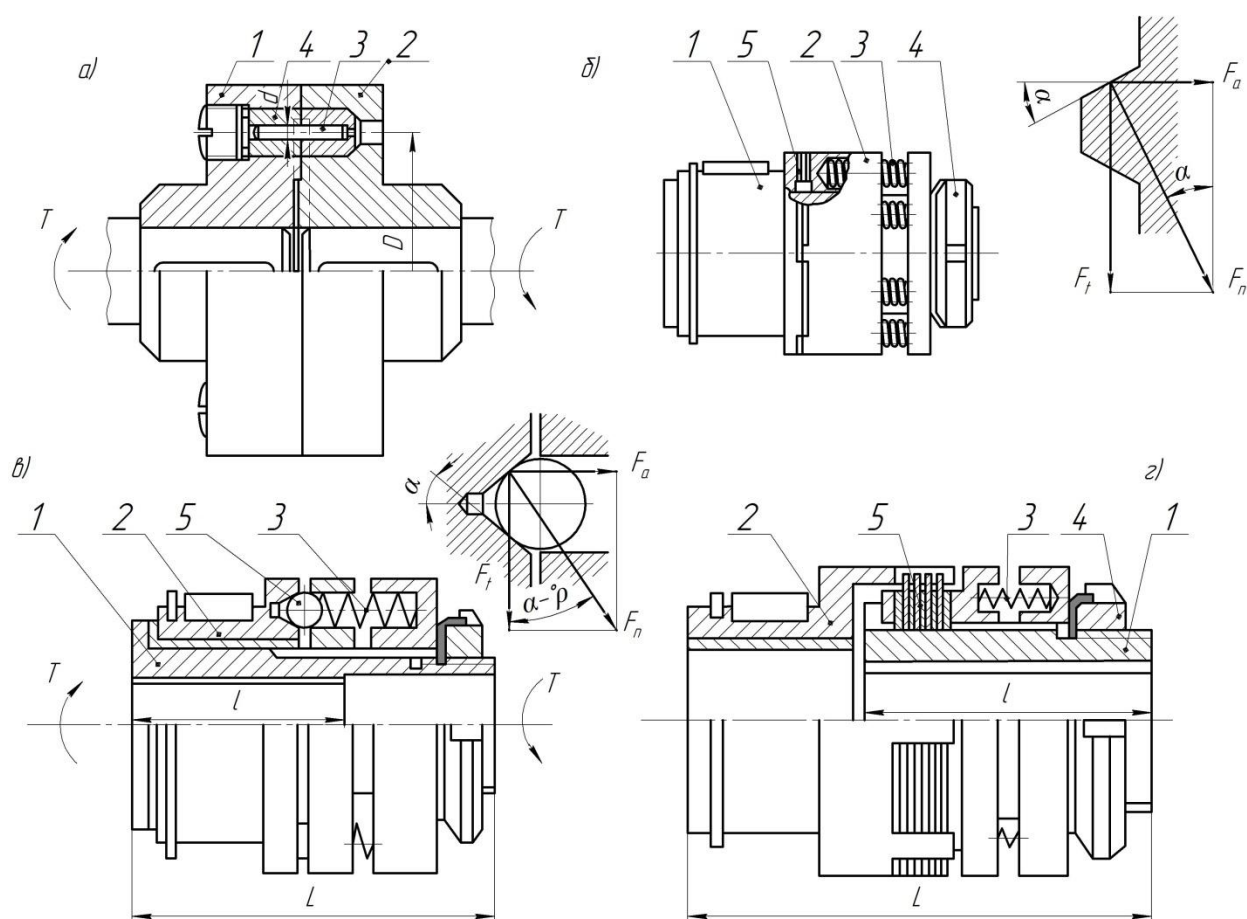


Рисунок 5.1. Предохранительные муфты

- а) – муфта с разрушающимся элементом (нормаль Р95 – 1)
- б) – муфта предохранительная кулачковая (ГОСТ 15620 – 77)
- в) – муфта предохранительная шариковая (ГОСТ 15621 – 77)
- г) – муфта предохранительная кулачковая (ГОСТ 15622 – 77)

а) – Муфта со срезными штифтами (рис. 5.1.а) состоит из двух дисковых полумуфт 1 и 2, которые соединены между собой стальными штифтами 3. Штифты заключены в стальные закаленные втулки 4.

Достоинства: простота конструкции и небольшие габариты.

Недостатки: невысокая точность срабатывания; постепенное снижение прочности штифта из-за усталостных напряжений; необходимость замены штифтами после срабатывания; строгая центровка валов.

Выборную по таблицам нормалей муфту проверяют ее работоспособность: определяют возможный крутящий момент или необходимый диаметр штифта.

$$T * K_p = \frac{z * D * \pi * d^2}{K_z * 2 * 4} * [\tau]_{cp}; d = \sqrt{\frac{8 * T * K_p * K_z}{z * D * \pi * [\tau]_{cp}}}, \quad [2]$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;  $K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);  $z$  – число штифтов (обычно  $z = 1$  или  $2$ );  $D$  – диаметр расположения штифтов, мм;  $d$  – диаметр штифта, мм;  $K_z$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки (при  $z = 1, K_z = 1$ ; при  $z = 2, K_z = 2$ );  $[\tau]_{cp}$  – допускаемые напряжения штифта на срез, для стали 45 или 50 с закалкой  $[\tau]_{cp} \approx 420$  МПа.

Муфты рекомендуются при малых вероятностях больших перегрузок.

б) – Муфта предохранительная кулачковая (рис. 5.1.б) состоит из полумуфт 1 и 2, которые входят в зацепление с помощью кулачков 5 на торцах полумуфт (кулачки трапецеидальной формы с углом профиля  $\alpha \approx 40^\circ$ ). Полумуфта 2 постоянно прижата к первой путем нескольких пружин 3. Сила прижатия регулируется гайкой 4. При передаче крутящего момента " $T$ " действует окружное усилие " $F_t$ ",  $F_t = \frac{2T}{D_{cp}}$ , где  $D_{cp}$  – средний диаметр действия силы " $F_t$ ", которая развивает осевое усилие " $F_a$ ", стремящее раздвинуть полумуфты (выключить муфту). Эта сила ( $F_a$ ) должна уравновеситься силой прижатия пружин 3. Потребную силу прижатия пружин " $F_{пр}$ " определяют ориентировочно  $F_{пр} \approx \frac{2 * T * K_p * tg \alpha}{D_{cp}}$ . Более точные

$$F_{пр} = \frac{2 * T * K_p}{D_{cp}} \left[ tg(\alpha - \rho_1) - \frac{D_{cp}}{d} f_2 \right], \quad [4]$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы ( $K_p = 1,3$ );  $D_{cp}$  – средний диаметр расположения кулачков, мм;  $\alpha$  – угол профиля кулачка (см.рис.5.1.б);  $\rho_1$  – угол трения в зацеплении кулачков ( $\rho_1 \approx 6^\circ \dots 8^\circ$ );  $d$  – диаметр вала, мм;  $f_2$  – коэффициент трения в шпоночном или шлицевом соединении ( $f_2 = 0,15 \dots 0,16$ ).

В соответствии с силой " $F_{пр}$ " подбирают пружины 3, осадку их регулируют гайкой 4.

Недостатком предохранительных кулачковых муфт является большой шум при перегрузках (удары кулачков). Поэтому при высокой частоте вращения такие муфты не рекомендуются.

в), г) – Муфты предохранительные шариковые (рис.5.1.в) и фрикционные дисковые (рис.5.1.г) работают аналогично кулачковым с той разницей, что их соединение полумуфты 1 и 2 происходит шариками и дисками фрикционными 5. Постоянное прижатие полумуфт обеспечивается пружинами 3. Необходимое усилие прижатия осуществляется сжатием пружин гайками 4.

В шариковых муфтах трение скольжения в кулачковых муфтах заменено трением качения на шариках, эти муфты проще в изготовлении, более надежны в работе. Для нормальной работы надо пружинами прижать к полумуфте шарики с силой " $F_{пр}$ ".

$$F_{пр} \geq F_a = F_t [tg(\alpha - \rho) - f], \quad [4]$$

где  $F_a$  – осевая сила, которая выталкивает шарик из зацепления;  
 $F_t$  – окружная сила, Н,  $F_t = \frac{2T}{d}$ ;  $\alpha$  – угол наклона касательной в точке контакта шарика к оси муфты;  $\rho$  – угол трения между шариками и поверхностью полумуфты ( $\rho = 6^\circ \dots 8^\circ$ );  
 $f$  – коэффициент трения между шариками и стенками отверстий,  
 $f \approx 0,12$ ;

В фрикционных предохранительных муфтах крутящий момент передается за счет сил трения. Режим работы регулируется силой зажатия дисков за счет пружин сжатия 3 (рис. 5.1.г).

Достоинства: большая несущая способность; плавность работы; простота эксплуатации и ухода.

Недостатки: невысокая точность срабатывания; выделение теплоты разогревом трущихся поверхностей.

Для выбранной по ГОСТ муфты проверяют число поверхностей трения:

$$z = \frac{8 * T * K_p}{[\pi(D_H^2 - D_B^2) * D_{cp} * f_0 * [q]]}, \quad [4]$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;  $K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);  $D_H$ ,  $D_B$  – наружный и внутренний диаметры дисков (см. рис.4.4.1), мм;  $D_{cp}$  – средний диаметр, мм,  $D_{cp} = \frac{(D_H + D_B)}{2}$ ;  $f_0$  – коэффициент трения,  $f_0 = 0,05 \dots 0,1$  со смазкой,  $f_0 = 0,2 \dots 0,3$  – без смазки;  $[q]$  – допускаемое давление на трущихся поверхностях,  $[q] = 0,2 \dots 0,4$  МПа – со смазкой,  $[q] = 0,1 \dots 0,2$  МПа – без смазки.

## 5.2. Муфты центробежные

Центробежные муфты служат для автоматического включения (выключения) муфты при определенных угловых скоростях за счет действия центробежных сил. В технике встречаются муфты различной конструкции. На рис. 5.2. представлена муфта простейшей конструкции.

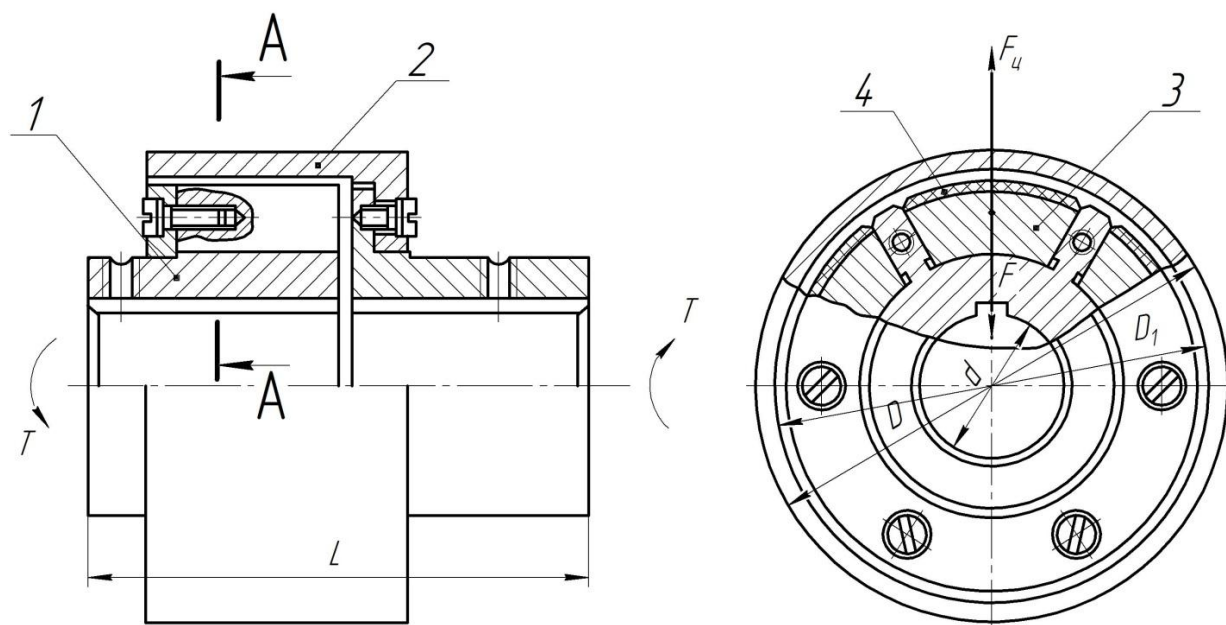


Рисунок 5.2. Конструкция простейшей центробежной муфты

Полумуфты 1 и 2 установлены на ведущем и ведомом валах (на рисунке валы не показаны) и с помощью шпонок передают крутящий момент полумуфтам посредством колодок 3 с фрикционными накладками 4. При определенной угловой скорости " $\omega$ " на колодку действуют центробежная сила  $F_{ц} = m * r * \omega^2$  и сила тяжести колодки  $F = mg$ , где  $m$  – масса колодки, кг;  $r$  – расстояние центра тяжести

колодки от оси вращения, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения ведущего вала, рад/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Сцепление колодок, находящихся на полумуфте 1, с полумуфтой 2 может быть при условии  $F_{ц} > F$ .

Муфты эти автоматически соединяют валы, когда угловая скорость превысит некоторое заданное значение. Поэтому они являются самоуправляемые по угловой скорости. При достижении ведущим валом определенной частоты вращения центробежные силы, действуют на колодку, преодолевают силы тяжести " $F$ " и прижимают эти колодки к другой полумуфте; в результате чего полумуфты и соединяемые ими валы сцепляются и передают крутящий момент.

Условие нормальной работы муфты выражается следующим неравенством:

$$0,5(F_{ц} - F) * f * z * D_1 \geq T * K_p, \quad [2]$$

где  $F_{ц}$  и  $F$  – центробежная сила и сила тяжести, Н;

$f$  – коэффициент трения (прессованный асбест или феродо по стали или чугуна  $f = 0,30 \dots 0,35$ );

$z$  – число колодок;

$D_1$  – диаметр расположения силы трения колодок, мм;

$T$  – передаваемый крутящий момент, Н\*мм;

$K_p$  – коэффициент режима работы (см. Приложение 1);

### 5.3. Муфты свободного хода (самоуправляемые по направлению вращения)

Эти муфты автоматически сцепляют и расцепляют валы в зависимости от соотношения частоты вращения валов. На рис. 5.3. показана наиболее распространённая муфта свободного хода – обгонная фрикционная с роликами.

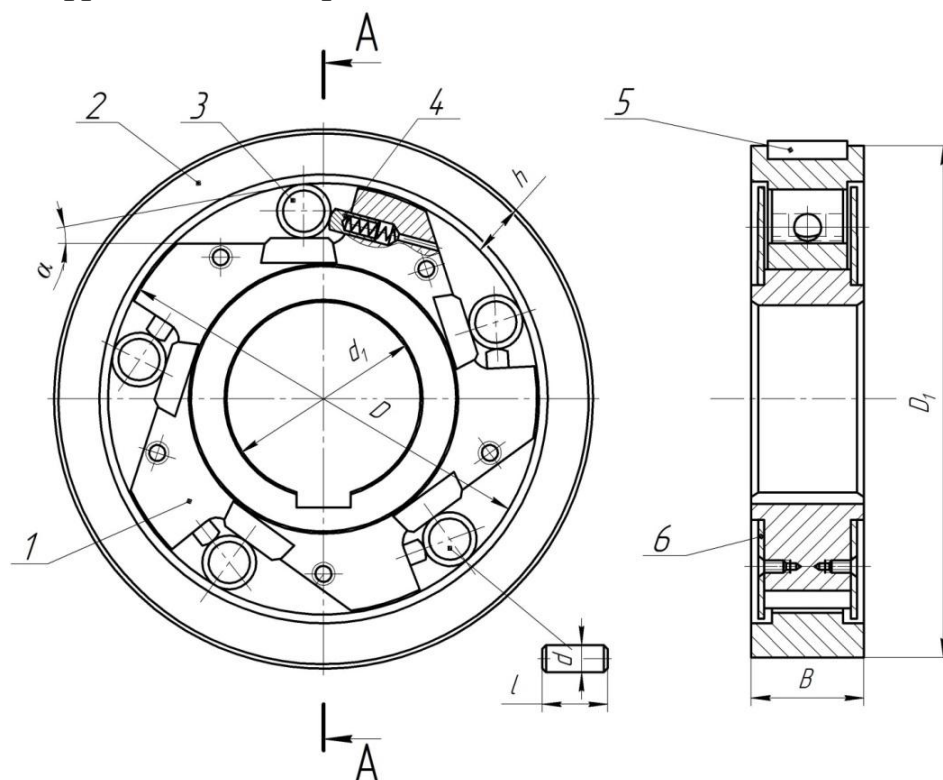


Рисунок 5.3. Муфта свободного хода (МН 3 – 61)

Обгонная муфта (муфта свободного хода) состоит из двух полумуфт – звездочки 1 и обоймы 2 – роликов 3, расположенных в пазах между звездочкой и обоймой. Каждый ролик отжимается пружиной 4 в сужающуюся часть паза. Если ведущая полумуфта – звездочка, то сцепление валов может происходить только при вращении ее по часовой стрелке, а если ведущей является обойма, то крутящий момент передается через шпонку 5 звездочке, когда обойма вращается против часовой стрелки. Щеки 6 в форме шайб не дают роликам выпасть из обоймы.

Размеры муфты принимают по нормали машиностроения МН 3 – 61, которые имеют ориентировочно следующие значения [5]:

диаметр ролика  $d \approx 0,59 \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_p}{z}}$ , здесь  $T$  – передаваемый крутящий момент Н\*мм;  $z$  – число роликов ( $z = 3 \dots 8$ ); диаметр внутренней обоймы  $D = 8d$ ; толщина обоймы  $h = (0,12 \dots 0,20)D$ ;  $D_1 = D + 2h$ ;



длина ролика  $l = 1,5 * d$ ; диаметр вала « $d$ » – из расчета вала;  $B = (0,25 \dots 0,30)D$ ;

Проверочный расчет на контактную прочность производят поверхности роликов и рабочих поверхностей полумуфт.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{8 * T * K_p * E_{\text{пр}}}{z * D * l * \alpha}} \leq [\sigma]_H, \quad [2]$$

где  $K_p$  – коэффициент режима работы ( $K_p \approx 1,3 \dots 1,5$ );  
 $\alpha$  – угол заклинивания роликов,  
 $\alpha = 6^\circ \dots 8^\circ$  (0,10 ... 0,12 рад)

$E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости,

( $E_{\text{пр}} = 1,90 \dots 2,15$ ) \*  $10^5$  МПа;

$[\sigma]_H = 150$  МПа.

Материал роликов и полумуфт сталь 20Х; 40Х; ШХ15.

## 6. МУФТЫ КОМБИНИРОВАННЫЕ

Эти муфты применяются в тех случаях, когда ни одна из описанных выше муфт не может обеспечить все требования, требуемые производством характера соединения валов. На практике чаще всего используются комбинация упругой муфты с предохранительной фрикционной муфтой. На рис. 6 показана комбинированная упруго предохранительная фрикционная муфта, встроенная в шкив.

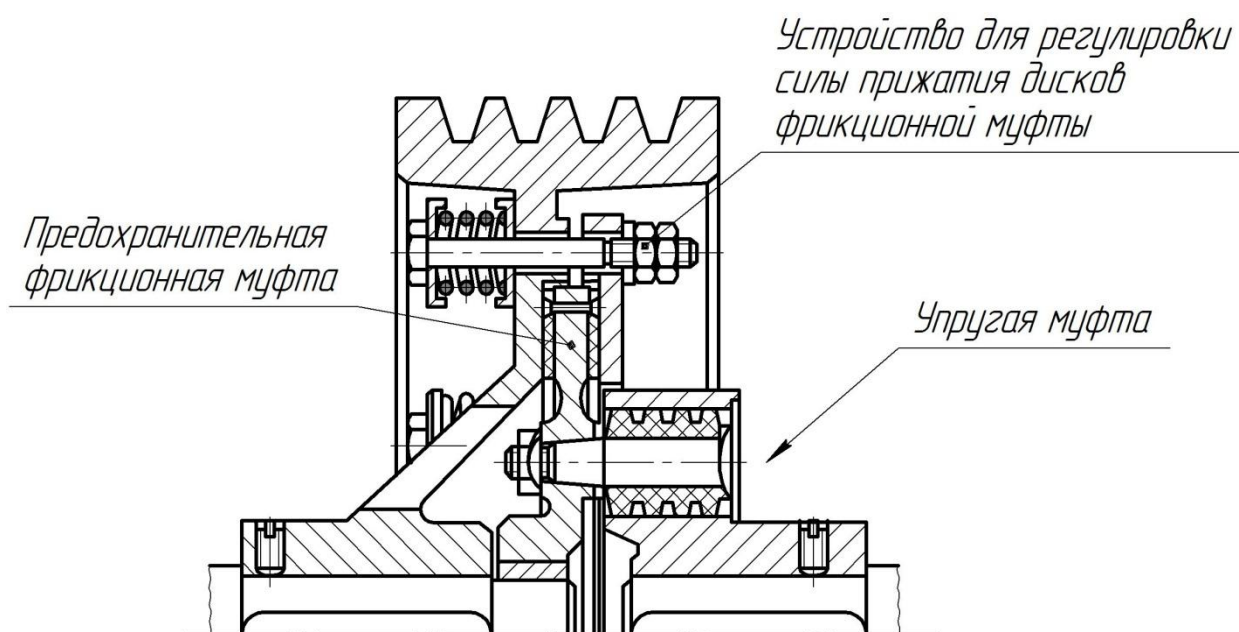


Рисунок 6 Муфта комбинированная

## 7. ПРИМЕР ВЫБОРА И ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ УПРУГОЙ ВТУЛОЧНО – ПАЛЬЦЕВОЙ МУФТЫ

Задача: Подобрать упругую втулочно – пальцевую муфту для соединения вала электродвигателя мощностью  $P_{\text{дв}} = 11$  кВт, при частоте вращения вала  $n_{\text{дв}} = 1440$  мин<sup>-1</sup> с валом редуктора для привода скребкового транспортера.

7.1. Определяем номинальный крутящий момент "T", передаваемой муфтой

$$T = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}},$$

где  $P_{\text{дв}}$  – мощность электродвигателя, Вт,  $P_{\text{дв}} = 11 * 10^3$  Вт;

$\omega_{\text{дв}}$  – угловая скорость вращения вала электродвигателя;

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi * n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi * 1440}{30} = 151,1 \text{ рад/с}$$

$$T = \frac{11 * 10^3}{151,1} = 72,8 \text{ Н * м}$$

7.2. Определяем расчетный крутящий момент "T<sub>p</sub>"

$$T_p = T * K_p,$$

где  $K_p$  – коэффициент режима работы,  $K_p = 2$  (см. Приложение 8.1.);

$$T_p = 72,8 * 2 = 145,6 \text{ Н * м}$$

Принимаем по ГОСТ 21424 – 93 с учетом диаметра вала электродвигателя  $d_{\text{эл}} = 38$  мм муфту МУВП с допустимым крутящим моментом 250 Н \* м [1] (см. Приложение 8.3.). В приложении указаны муфты с крутящим моментом до 1000 Н \* м. Если при расчетах получается крутящий момент  $T_p > 1000$  Н \* м, то см. [5]. Размеры выбранной муфты следующие: диаметр расположения пальцев  $D_1 = 105$  мм, число пальцев  $z = 6$ ; диаметр пальца  $d_{\text{п}} = 14$  мм; длина втулки  $l_{\text{в}} = 28$  мм (см. Приложение 8.4.)

7.3. Определяем окружную силу, передаваемому одним пальцем

$$F_{t1} = \frac{2T_p}{D_1 * z} = \frac{2145,6 * 10^3}{105 * 6} = 462,2 \text{ Н}$$

7.4. Проверяем резиновые втулки на смятие  $\sigma_{\text{см}}$  поверхностей их соприкосновения с пальцами

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{t1}}{S_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $S_{\text{см}}$  – поверхность смятия,  $\text{мм}^2$ ,  $S_{\text{см}} = l_{\text{в}} * d_{\text{п}} = 28 * 14 = 392 \text{ мм}^2$ ;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{462,2}{392} \approx 1,2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 1,2 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение на смятие резиновых втулок,  $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8 \dots 2 \text{ МПа}$  [2];

Работоспособность резиновых втулок обеспечивается.

7.5. Проверяем пальцы из стали 45 на изгиб [2]

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $M_{\text{из}}$  – изгибающий момент, принимается, что окружное усилие " $F_{t1}$ " приложено посередине втулки;

$$M_{\text{из}} = F_{t1} * l_0, \text{ здесь } l_0 = 19 \text{ мм (см. Приложение 8.4.)}$$

$$M_{\text{из}} = 462,2 * 19 = 8781,8 \text{ Н} * \text{мм};$$

$W$  – момент сопротивления диаметра пальца,

$$W = \frac{\pi * d_{\text{п}}^3}{32} \approx 0,1 * d_{\text{п}}^3 = 0,1 * 14^3 = 274,4 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8781,8}{274,4} = 32 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 32 \text{ МПа};$$

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемое напряжение пальцев на изгиб

$$[\sigma]_{\text{см}} = 60 \dots 80 \text{ МПа} [3]$$

В целом, работоспособность выбранной муфты обеспечивается.

## 8. ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 8.1. Коэффициент режима работы " $K_p$ " для привода от электродвигателя [1]

Тип машины	$K_p$
1. Ленточные транспортеры	1,25...1,50
2. Цепные, винтовые, скребковые транспортеры	1,50...2,00
3. Воздуходувки и вентиляторы	1,25...1,50
4. Насосы центробежные	1,50...2,00
5. Насосы и компрессоры поршневые	2,00...3,00
6. Станки металлорежущие:	
с непрерывным движением (токарные, фрезерные и т.д.)	1,25...1,50
с возвратно – поступательным движением (строгальные)	1,50...2,50
7. Станки деревообделочные	1,50...2,00
8. Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,00...3,00
9. Краны, подъемники, элеваторы	3,00...4,00

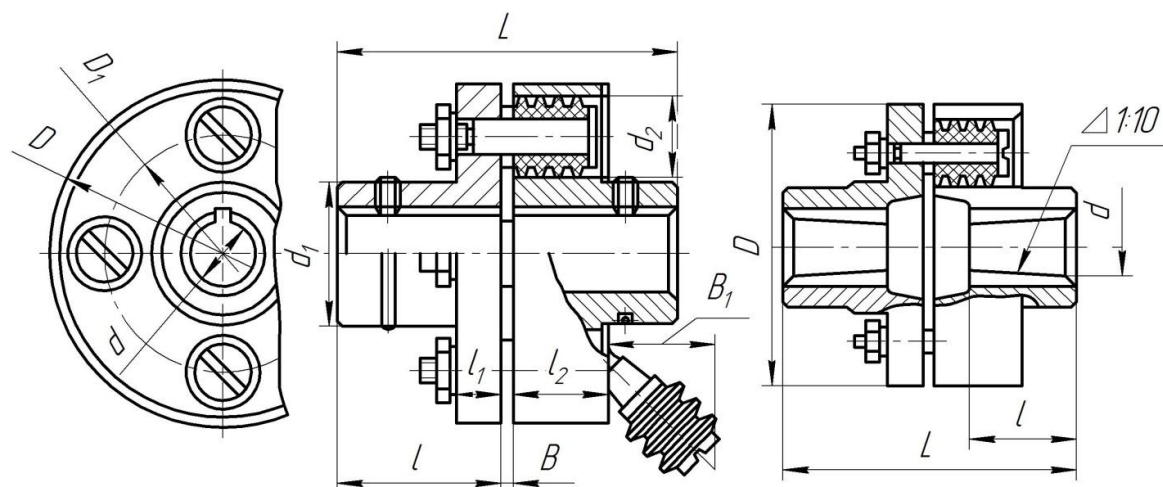
Примечание: для передач от поршневых двигателей значение " $K_p$ " следует увеличивать на 50...70%.

Приложение 8.2. Коэффициент трения " $f$ " и допускаемое давление [ $P$ ] для фрикционных муфт

Трущиеся поверхности	$f$	$[P]$ , МПа	
		конусных	дисковых
Со смазкой			
Сталь по стали (закаленные)	0,08...0,10	—	0,3...0,6
Чугун по чугуну или стали	0,10...0,15	1,0...1,2	0,3...0,6
Металлокерамика по стали	0,05...0,08	0,8...1,0	0,5...0,8
Бронза по чугуну или закаленной стали	0,05...0,08	0,2...0,5	0,2...0,5
Сталь по текстолиту	0,13...0,15	—	0,2...0,5
Без смазки			
Чугун по чугуну или стали	0,13...0,15	0,3...0,4	0,2...0,3
Асбестовая обкладка по стали или чугуну	0,26...0,30	0,2...0,3	0,2...0,3
Ретинакс по стали или чугуну	0,30...1,30	—	0,2...0,5
Металлокерамическое покрытие по стали или чугуну	0,10...0,20	0,8...1,0	0,8...1,0

Примечание: большие значение для редко пробуксовывающих муфт.

Приложение 8.3. Основные параметры упругих втулочно – пальцевых муфт (МУВП) ГОСТ 21424 – 93



Тип I – цилиндрическое исполнение. Тип II – коническое отверстие  
Исполнения: 1 – длинные концы валов; 2 – короткие концы валов

Номиналь- ный вращающ- ий момент $T, \text{Н} \cdot \text{м}$ ( $T_p$ )	$d$ , мм	$D$ , мм	$L$ , мм		$l$ , мм		$D_1$ , мм	Число пальцев	$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$B$ , мм	$B_1$ , мм	$l_1$ , мм	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$l_2$ , мм
			Длинные концы валов	Короткие концы валов	Длинные концы валов	Короткие концы валов									
31,5	10	90	84	60	40	28	63	4	6350	4	28	16	30	20	20
	16	90	84	60	40	28	63	4	6350	4	28	16	30	20	20
	18	90	84	60	40	28	63	4	6350	4	28	16	32	20	20
	20	90	104	76	50	36	63	4	6350	4	28	16	36	20	20
	22	90	104	76	50	36	63	4	6350	4	28	16	38	20	20
63	20	100	104	76	50	36	71	6	5700	4	28	16	36	20	20
	22	100	104	76	50	36	71	6	5700	4	28	16	40	20	20
	25	100	124	88	60	42	71	6	5700	4	28	16	45	20	20
	28	100	124	88	60	42	71	6	5700	4	28	16	48	20	20
125	25	125	125	89	60	42	90	4	4600	5	42	18	45	28	
	28	125	125	89	60	42	90	4	4600	5	42	18	50	28	
	32	125	165	125	80	60	90	4	4600	5	42	18	56	28	
	36	125	165	125	80	60	90	4	4600	5	42	18	60	28	
250	32	140	165	125	110	85	105	6	3800	5	42	18	56	28	
	36	140	165	125	110	85	105	6	3800	5	42	18	63	28	
	40	140	225	175	110	85	105	6	3800	5	42	18	71	28	
	45	140	225	175	110	85	105	6	3800	5	42	18	75	28	
500	40	170	225	175	110	85	130	8	3600	5	56	18	71	28	32
	45	170	225	175	110	85	130	8	3600	5	56	18	80	28	32
	50	170	225	175	110	85	130	8	3600	5	56	18	90	28	32
	56	170	225	175	110	85	130	8	3600	5	56	18	95	28	32
1000	50	210	226	176	110	85	160		2850	6	56	24	90	36	40
	56	210	226	176	110	85	160		2850	6	56	24	100	36	40
	63	210	286	116	140	105	160		2850	6	56	24	110	36	40

Примечание: В пределах одного номинального вращающего момента допускается сочетание полумуфт разных типов и исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий.

Если при расчетах получается  $T_p > 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , то смотри [5].

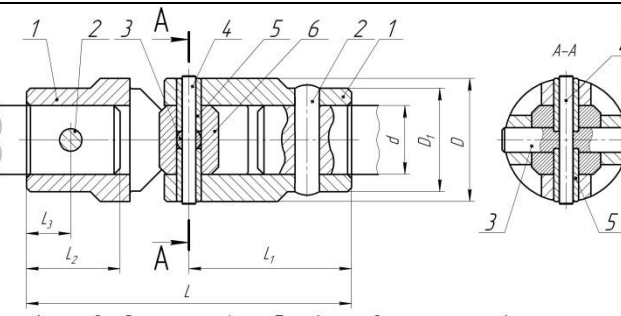
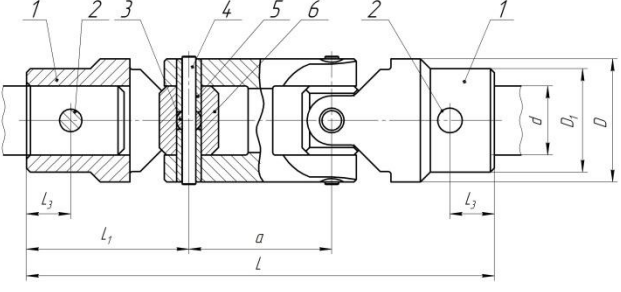
Пример обозначения упругой втулочно – пальцевой муфты с крутящим моментом  $T_p = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , диаметром посадочного отверстия  $d = 36 \text{ мм}$ , типа I, исполнение полумуфты – 1 (длинные концы полумуфт (если короткие полумуфты – 2), климатическое исполнение по ГОСТ 15150 – 60 УЗ – умеренный климат.

Муфта упругая втулочно – пальцевая 250-36-I\*1-УЗ ГОСТ 21424 – 93

### Приложение 8.4. Размеры (мм) втулок и пальцев втулочно – пальцевых муфт МУВП

Крутящий момент Н*м	$d$	$d_1$	$d_2$	$l$	$l_1$	$l_2$	$S$	$D$	Палец со втулкой (основные размеры)
6,3	8	M6	12	21	12	6	3	16	
31,5	10	M8	15	45	19	9	4	19	
63,0	10	M8	15	45	19	9	4	19	
125,0	14	M10	20	66	33	12	5	26	
250,0	14	M10	20	66	33	12	5	26	
500,0	14	M10	20	66	33	12	5	26	
1000,0	18	M12	25	85	42	17	6	35	<p>Материал пальца – Сталь 45 Материал втулки – резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 МПа; твердость по ГОСТ 263 – 93 не менее 60...70 условных единиц</p>
2000,0	24	M16	32	106	52	24	8	45	
4000,0	30	M24	38	140	66	30	10	56	
8000,0	38	M30	48	170	84	36	12	71	

### Приложение 8.5. Размеры (мм) малогабаритных шарнирных муфт по ГОСТ 5147 – 69

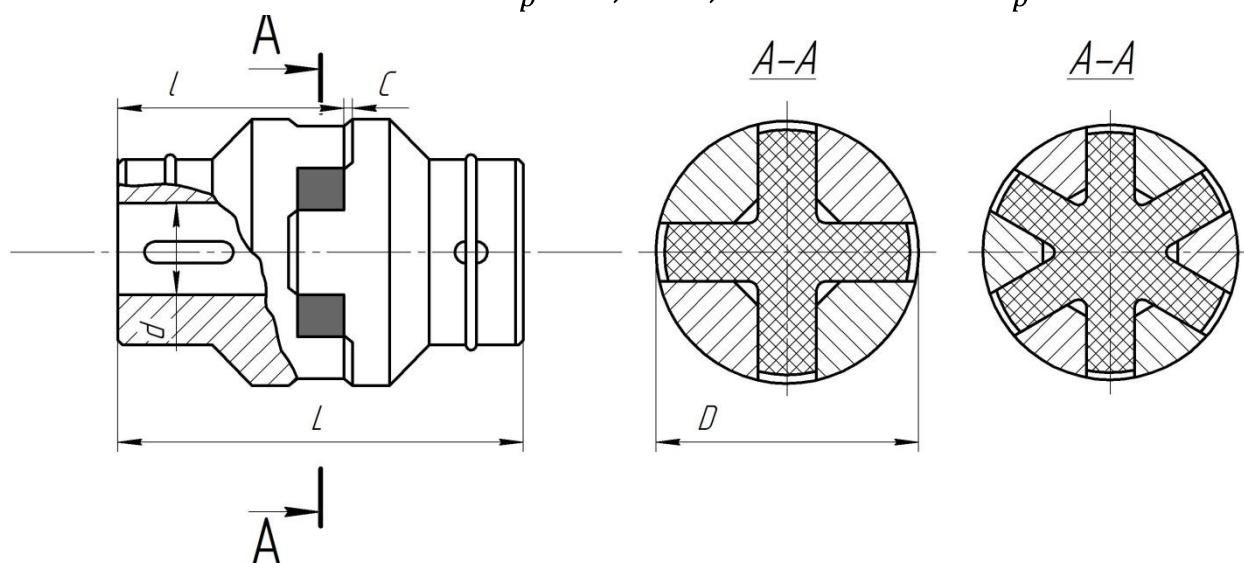
Крутящий момент Н*м	$d$	$D$	$D_1$	$L$		$L_1$	$L_2$	$L_3$	$a$	Конструкция муфт и основные размеры
				А	Б					
12,5	8	16	12	58	78	29	20	14	20	
25,0	10	20	16	62	88	31	20	14	26	
40,0	12	25	20	76	108	38	25	18	32	
80,0	16	32	25	88	126	44	28	23	38	
160,0	20	40	32	112	160	56	36	31	48	
320,0	25	50	40	136	194	68	42	37	58	
640,0	32	60	50	170	240	85	58	50	70	
1280,0	40	75	60	224	316	112	82	74	92	
<p>1 – полумуфта; 2 – штифт; 3 – палец; 4 – стержень; 5 – втулка; 6 – крестовина Материалы: крестовина – Сталь 40Х; вилки – Сталь 20Х; втулки – Сталь 40Х; стержень – Сталь 20 Перекус валов может быть до 45°</p>										



## Приложение 8.6. Основные параметры упругой муфты со звездочкой

Для муфт с  
 $T_p = 2,5 \dots 6,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Для муфт с  
 $T_p = 16 \dots 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$



Размеры в мм

Номинальный вращающий момент Н * м (Т <sub>р</sub> )	d	D	L		l		С (отклонение по СМ <sub>10</sub> )	Частота вращения, об/мин, не более	Смещение осей валов, не более		Маховой момент кгс*м <sup>2</sup>		Масса, кг	
			Исполнение						ра ди аль но	угл ов ое	Исполнение			
			1	2	1	2					1	2	1	2
2,5	6 7	32	45,5	-	16	-	1,5	5500	0,1	1°30'	0,0002	-	0,17 0,15	- -
6,3	10 11	45	59,5	53,5	23	20		5000			0,0005	0,0004	0,25 0,23	0,25 0,21
	12 14		73,5	63,5	30	25	0,27 0,31		0,25 0,27					
16,0	12 14	53	81,0	71,0		3,0	3750	0,0014	0,0012		0,59 0,57	0,57 0,55		
	16 18		101,0	77,0	40						28	0,65 0,63	0,59 0,55	
31,5	16 18	71	101,0	77,0	40		28	3000	0,2		0,0038	0,0030	1,00 0,98	0,72 0,68
	20 22		121,0	93,0	50		36						1,14 1,10	0,86 0,82
63,0	20 22	85	128,0	100,0	50		36	2250	0,0121		0,0113	1,81 1,75	1,67 1,65	
	25 28		148,0	112,0	60		42					2,00 1,90	1,61 1,51	
125,0	25 28	105	148,0	112,0	60		42	2000	0,3		0,0354	0,0332	3,32 3,18	3,06 2,84
	32 36		188,0	144,0	80		58						3,32 3,39 3,72	3,16 3,23 3,30
250,0	32 36	135	191,0	147,0		1500	0,4	1°00'	0,0565		0,0504	7,05 7,10 7,06	6,50 6,62 6,56	
	40 45		251,0	195,0	110							82	7,60 8,49	6,88 7,90

Муфты изготавливают двух исполнений: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов. Как и упругие втулочно – пальцевые муфты устанавливаются на соосных быстроходных валах. Материал: полумуфты Ст3; звездочка – техническая резина.

Обозначение: Муфта упругая со звездочкой 125-32-1-УЗ ГОСТ 14082 – 76, где 125 – крутящий момент (Н\*м); 32 – диаметр вала (мм); 1 – исполнение для длинных концов валов; УЗ – климатическое исполнение (умеренный климат).

## 9. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Механические муфты в приводах машин, в том числе и в сельскохозяйственных машин, служат для соединения валов и передач крутящего момента без изменения его значения. При этом они выполняют и другие ответственные функции: амортизировать возникающие при работе вибрации и удары; компенсировать несоосность соединяемых валов; предохранять механизм от поломки и др. Муфты являются ответственными сборочными единицами, определяющими во многих случаях надежность и долговечность всей машины.

Большинство приводных станций машин имеют две муфты (рис. 9). Муфта 2 соединяет двигатель 1 и редуктор 3, вторая муфта 4 – редуктор и исполнительный механизм 5 (приводная звездочка цепного транспортера) с опорами 6. Приводная станция смонтирована на раме 7.

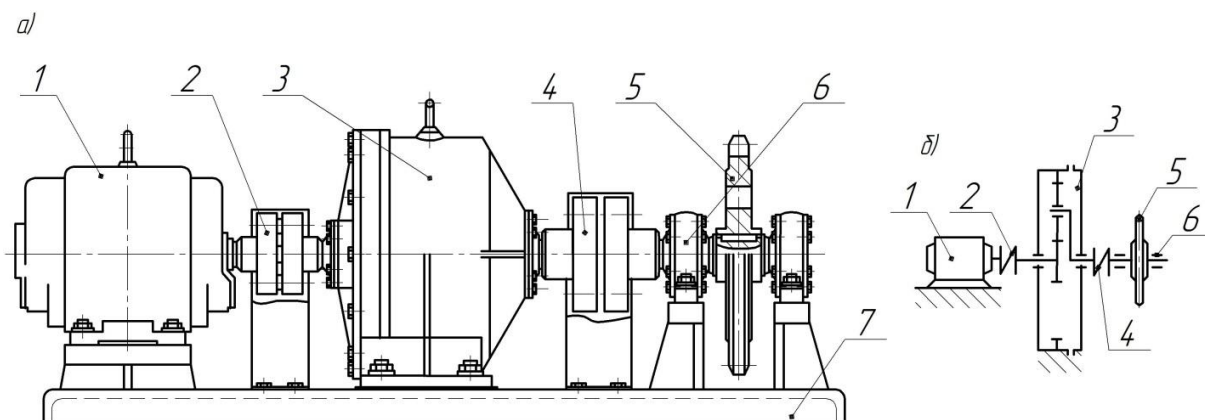


Рисунок 9. Приводная станция цепного транспортера:

а) – общий вид; б) – кинематическая схема: 1 – электродвигатель, 2 – муфта, 3 – редуктор, 4 – муфта транспортера, 5 – звездочка транспортера, 6 – опоры звездочки, 7 – рама.

Муфта 2 между двигателем и редуктором работает при больших частотах вращения, то в целях уменьшения пусковых и динамических нагрузок она должна обладать упругими свойствами. Чаще всего здесь применяют упругие втулочно – пальцевые муфты типа МУВП с резиновыми упругими элементами. Вторая муфта 4 соединяет сравнительно тихоходные валы (тихоходный вал редуктора и приводной вал транспортера). От этой муфты требуется высокие компенсирующие свойства. Этим требованиям, например, отвечают зубчатые муфты и цепные муфты. При подборе стандартных муфт

надо учитывать и диаметры валов, которые могут быть цилиндрическими или коническими. На гладкие цилиндрические концы валов сажают при постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах. Посадки полумуфт на валы осуществляют по переходным посадкам типа  $H7/t6$ ,  $H7/k6$ . При тяжело нагруженных валах рекомендуется посадки с натягом типа  $H7/p6$ ,  $H7/r6$ .

При реверсивной работе валов и больших нагрузках с толчками предпочтительно полумуфты устанавливать на конусные концы валов.

## ЛИТЕРАТУРА:

1. Детали машин и основы конструирования / М.Н. Ерохин, С.П. Казанцев, А.В. Кирп и др.; под редакцией М.Н. Ерохина. – 2 изд. перераб. и доп. – М.: Колос, 2011. – 512 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1986. – 359 с.
4. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.Я. Ряховский. – Ленинград: Машиностроение, 1979. – 343 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1989. Т.2. – 559с.

## СОДЕРЖАНИЕ:

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
1. МУФТЫ ГЛУХИЕ ЖЕСТКИЕ .....	5
1.1. Муфты втулочные.....	5
1.2. Муфты поперечно – свертные.....	6
1.3. Муфты продольно – свертные.....	8
2. МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ ЖЕСТКИЕ .....	9
2.1. Крестовые компенсирующие муфты.....	9
2.2. Цепные муфты .....	11
2.3. Муфты зубчатые .....	12
2.4. Шарнирные муфты .....	13
3. МУФТЫ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ УПРУГИЕ.....	15
3.1. Муфты упругие втулично – пальцевые .....	15
3.2. Муфты упругие со звездочкой .....	16
3.3. Муфты с торообразными оболочками.....	17
4. МУФТЫ УПРАВЛЯЕМЫЕ ИЛИ СЦЕПНЫЕ .....	19
4.1. Муфты кулачковые односторонние.....	19
4.2. Муфты кулачковые двусторонние.....	21
4.3. Муфты зубчатые управляемые.....	22
4.4. Муфты фрикционные управляемые .....	23
5. МУФТЫ САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ АВТОМАТИЧЕСКИЕ .....	27
5.1. Муфты предохранительные.....	27
5.2. Муфты центробежные.....	30
5.3. Муфты свободного хода .....	32
6. МУФТЫ КОМБИНИРОВАННЫЕ .....	34
7. ПРИМЕР ВЫБОРА И ПРОВЕРОЧНЫ РАСЧЕТЫ УПРУГОЙ ВТУЛЧНО – ПАЛЬЦЕВОЙ МУФТЫ.....	35
8. ПРИЛОЖЕНИЯ .....	37
8.1. Коэффициенты режима работы.....	37
8.2. Коэффициенты трения и допускаемое давление для фрикционных муфт .....	37
8.3. Основные параметры упругих втулично – пальцевых муфт ...	38
8.4. Размеры втулок и пальцев втулично – пальцевых муфт .....	40
8.5. Размеры малогабаритных шарнирных муфт .....	40
8.6. Основные параметры упругих муфт со звездочкой.....	41
9. ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	43
ЛИТЕРАТУРА .....	45
СОДЕРЖАНИЕ.....	46