

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

# ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальности  
1-40 05 01 «Информационные системы и технологии  
(по направлениям)» дневной и заочной форм обучения*

**Часть 1**



Могилев 2020

УДК 004.4:621.9.02  
ББК 32.973.26–02:34.6  
Д44

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты»  
«06» мая 2020 г., протокол № 9

Составитель канд. техн. наук, доц. Д. С. Галюжин

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-40 05 01 «Информационные системы и технологии (по направлениям)» дневной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

## ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### Часть 1

Ответственный за выпуск	С. Н. Хатетовский
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевнича

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2020

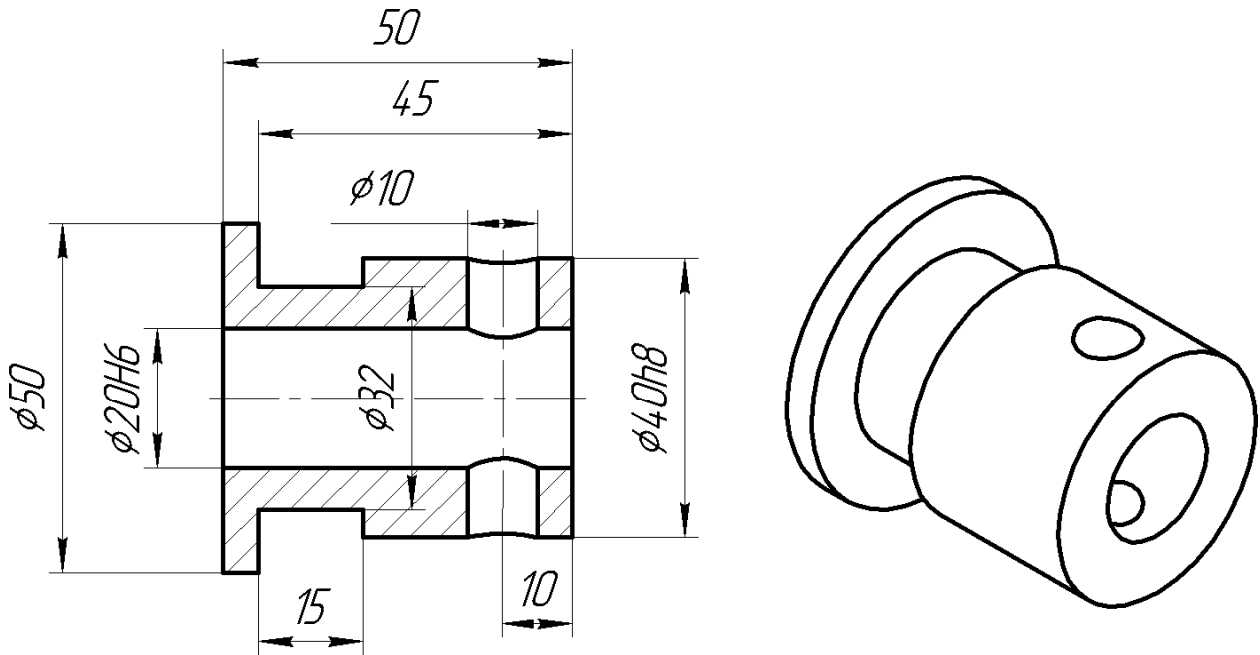
## Содержание

Практическая работа № 1. Определение предельных отклонений. Выполнение расчетов.....	4
Практическая работа № 2. Расчет и построение полей допусков.....	5
Практическая работа № 3. Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором или натягом.....	8
Практическая работа № 4. Исследование устройства, принципа работы основных механизмов.....	10
Практическая работа № 5. Исследование конструкций зубчатых редукторов. Определение основных параметров.....	16
Практическая работа № 6. Исследование конструкций механических муфт.....	21
Список литературы.....	29

## Практическая работа № 1. Определение предельных отклонений. Выполнение расчетов

**Цель работы:** научиться определять наибольший и наименьший предельные размеры, а также допуск.

Необходимо определить предельные размеры и величины допусков размеров детали, указанных на рисунке 1.1. Полученные данные скомпоновать в таблицу.



$$H14, h14, \pm \frac{IT14}{2}$$

Рисунок 1.1 – Деталь для анализа

### Контрольные вопросы

- 1 Какой размер называют номинальным?
- 2 Какой размер называют действительным?
- 3 Где должны располагаться действительные размеры у годного к эксплуатации изделия?
- 4 Что такое допуск? Какая связь между допуском, точностью изготовления и экономикой производства?
- 5 Что такое верхнее и нижнее отклонения?
- 6 Какая связь существует между предельными отклонениями и предельными размерами элементов детали?

## Практическая работа № 2. Расчет и построение полей допусков

**Цель работы:** научиться определять наибольший и наименьший предельные размеры, годность детали, строить графически допуск для валов и отверстий.

Для приведенных в таблице 2.1 посадок определить предельные размеры деталей, допуски размеров, наибольший и наименьший зазоры (натяги), допуски посадок. Построить схему расположения полей допусков вала и отверстия. Вычертить эскизы сопрягаемых деталей и проставить на них обозначения полей допусков и посадок всеми способами, предусмотренными стандартом.

Таблица 2.1 – Исходные данные для решения задачи

Вариант	Обозначение посадки
1	Ø100 H8/u8
2	Ø60 H9/d9
3	Ø80 H7/js6
4	Ø18 H9/d9
5	Ø100 H7/k6
6	Ø20 H9/f9
7	Ø160 H9/u8
8	Ø67 H7/js6
9	Ø32 H8/u8
10	Ø40 H9/d9

Решение задачи производится в следующей последовательности.

1 В зависимости от номинального значения диаметра и поля допуска выбираются предельные отклонения отверстия:  $ES$  – верхнее отклонение размера отверстия;  $EI$  – нижнее отклонение размера отверстия. В зависимости от номинального значения диаметра и поля допуска выбираются также предельные отклонения вала:  $es$  – верхнее отклонение размера вала;  $ei$  – нижнее отклонение размера вала.

2 Определяются предельные размеры отверстия и вала, допуски размера отверстия и вала. Наибольший предельный размер отверстия

$$D_{\max} = D + ES,$$

где  $D$  – номинальный диаметр отверстия.

Наименьший предельный размер отверстия

$$D_{\min} = D + EI.$$

Допуск отверстия

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI.$$

Наибольший предельный размер вала

$$d_{\max} = d + es,$$

где  $dH$  – номинальный диаметр вала.

Наименьший предельный размер вала

$$d_{\min} = d + ei.$$

Допуск вала

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei.$$

3 Рассчитываются наибольшие и наименьшие зазоры или натяги в зависимости от характера посадки.

Наибольший и наименьший зазор (для посадки с зазором)

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

Допуск посадки

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = TD + Td.$$

Допуск любой посадки равен сумме допусков отверстия и вала, составляющих соединение. Наибольший и наименьший натяги (для посадок с натягом)

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI; \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

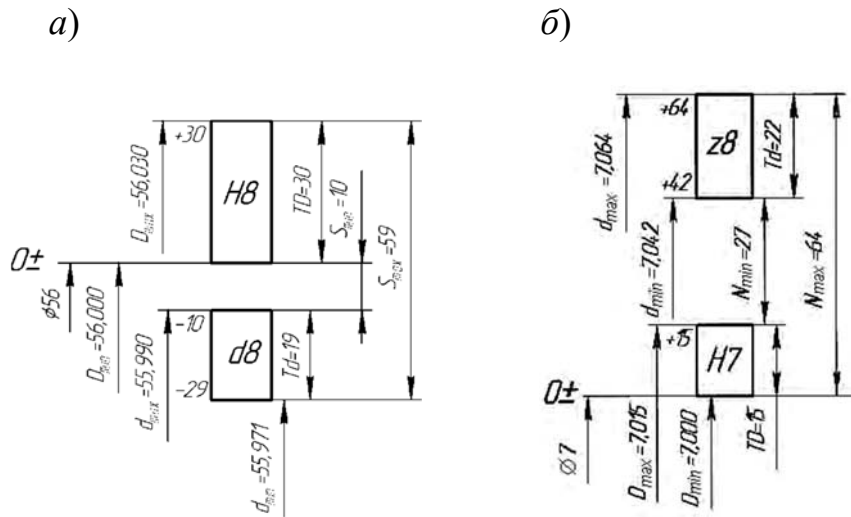
При расчете переходной посадки определяются максимальный зазор и максимальный натяг.

В случае расчета только зазоров минимальный зазор (для переходной посадки) может получиться со знаком «минус», который указывает на то, что это натяг; в переходных посадках наименьший зазор численно равен наибольшему натягу.

Допуск переходной посадки (допуск натяга  $TN$  или допуск зазора  $TS$ )

$$TN = TS = N_{\max} - N_{\min} = S_{\max} - S_{\min} = N_{\max} + S_{\max} = TD + Td.$$

Примеры построения схем полей допусков посадок с зазором и с натягом приведены на рисунке 2.1, а переходной посадки – на рисунке 2.2.



a – с зазором; б – с натягом

Рисунок 2.1 – Схема расположения полей допусков посадок

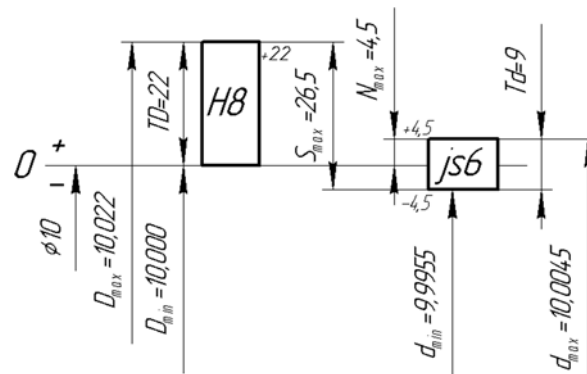


Рисунок 2.2 – Схема расположения полей допусков переходной посадки  $\text{Ø}10\text{H}8/\text{js}7$

### Контрольные вопросы

- 1 Что такое допуск, как он обозначается и рассчитывается?
- 2 Что называется номинальным и действительным размером?
- 3 Что такое основные отклонения и как они обозначаются?
- 4 Какие виды посадок бывают?
- 5 Что такое зазор и как он рассчитывается? Что такое натяг и как он рассчитывается? Как рассчитать допуск посадок?
- 6 Как рассчитываются предельные размеры детали?

## Практическая работа № 3. Расчет и выбор посадок с гарантированным зазором или натягом

**Цель работы:** научиться определять вид посадки, рассчитывать величину зазора и натяга, выполнять графическое изображение посадки.

Перечень оборудования (ТСО, наглядные пособия): ГОСТ 25347–82 *Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.*

### Задание 1

Определить предельные отклонения, величины наибольших и наименьших зазоров и натягов по заданным номинальным размерам и посадкам (таблица 3.1). Выполнить графическое изображение посадки.

Таблица 3.1 – Исходные данные и результаты для задания 1

Вариант	1	2	3	4	5
Номинальный размер и посадка	∅100 H7/f7	∅115 H7/p6	∅90 H7/k6	∅150 H7/f7	∅25 H8/u8
Номинальный размер и посадка отверстия (с указанием предельных отклонений)					
Номинальный размер и посадка вала (с указанием предельных отклонений)					
Наибольший предельный размер отверстия					
Наименьший предельный размер отверстия					
Наибольший предельный размер вала					
Наименьший предельный размер вала					
Вид посадки					
Наибольший зазор					
Наименьший зазор					
Наибольший натяг					
Наименьший натяг					

### Задание 2

Определить квалитет, по которому назначен допуск на изготовление вала (таблица 3.2).



Таблица 3.2 – Исходные данные и результаты для задания 2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный диаметр вала, мм	8	40	320	25	32	16	50	250	80	400
Величина допуска, мкм	9	16	89	16	160	43	250	46	190	140
Квалитет										

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Что такое посадка?
- 2 Виды посадок, используемых в машиностроении.
- 3 Что такое зазор и натяг?
- 4 Сколько номинальных размеров имеет соединение вала с отверстием?
- 5 Как обозначается номинальный размер на схематическом изображении посадки?
- 6 Как расположены на схематическом изображении поля допусков вала и отверстия в посадке с зазором?
- 7 Как расположены на схематическом изображении поля допусков вала и отверстия в посадке с натягом?
- 8 Как расположены на схематическом изображении поля допусков вала и отверстия?

## Практическая работа № 4. Исследование устройства, принципа работы основных механизмов

**Цель работы:** изучить принцип работы основных механизмов.

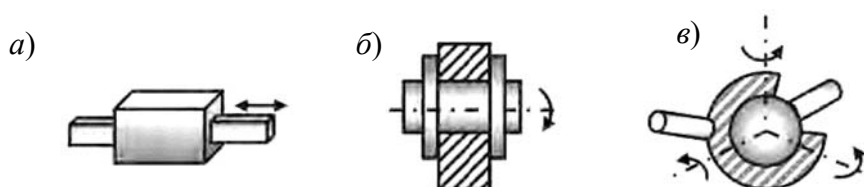
Механизмом называется система твердых тел, предназначенная для передачи и преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемые движения других твердых тел.

Механизмы состоят из деталей, которые соединяются между собой жёстко или подвижно.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций. Например, болт, тело шатуна двигателя внутреннего сгорания, крышка шатуна.

Звено механизма – одна или несколько деталей, соединённых жёстко между собой, у которых исключается их относительное движение. Например, коленчатый вал, шатун в сборе, поршень вместе с поршневыми кольцами.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. Например, поступательная, вращательная, сферическая пары (рисунок 4.1).

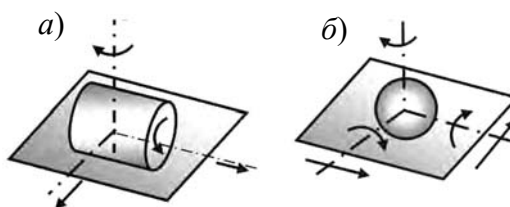


*а* – поступательная; *б* – вращательная; *в* – сферическая

Рисунок 4.1 – Кинематические пары

Кинематические пары классифицируются по различным признакам. По характеру соприкасающихся элементов кинематические пары делятся на высшие и низшие.

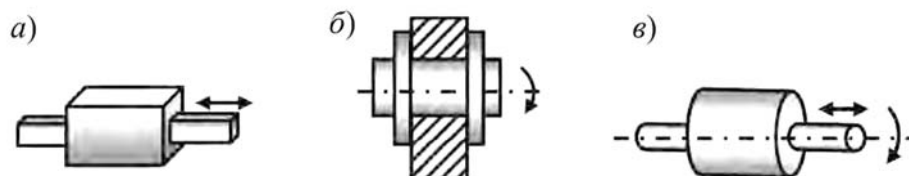
В высших кинематических парах элементом соприкосновения является линия или точка, например: шар–плоскость, цилиндр–плоскость (рисунок 4.2).



*а* – цилиндр–плоскость; *б* – шар–плоскость

Рисунок 4.2 – Высшие кинематические пары

В низших кинематических парах элементом соприкосновения является поверхность, например: поступательная, вращательная, цилиндрическая кинематические пары (рисунок 4.3).



*a* – поступательная; *б* – вращательная; *в* – цилиндрическая

Рисунок 4.3 – Низшие кинематические пары

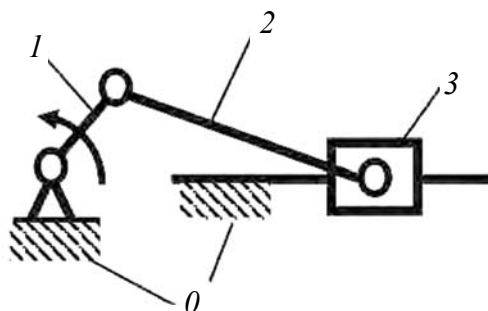
По числу степеней свободы в относительном движении звеньев кинематические пары делятся на одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные, которые налагают на относительное движение звеньев соответственно пять, четыре, три, две и одну связь. Например, поступательная пара имеет одну степень свободы, так как допускает только одно движение одного звена относительно другого и, следовательно, является одноподвижной.

### Структурный анализ механизма.

*Механизм* – кинематическая цепь с неподвижным звеном, преобразующая заданное движение одного или нескольких звеньев в другой вид движения остальных звеньев.

*Стойка* – неподвижное звено или звено, условно принимаемое за неподвижное, если механизм установлен на движущемся основании (звено *0* на рисунках 4.1 и 4.2).

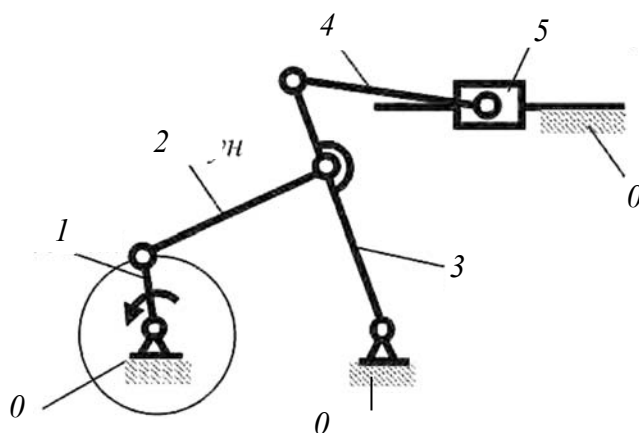
*Входное звено* – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в определённые движения других звеньев (звено *1* на рисунке 4.4). Входное звено получает движение от двигателя.



*1* – входное звено (кривошип); *2* – шатун; *3* – выходное звено (ползун); *0* – стойка

Рисунок 4.4 – Кривошипно-ползунный механизм

*Выходное звено* – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм (звено 3 на рисунке 4.4 и звено 5 на рисунке 4.5). Выходное звено соединяется с рабочим органом машины.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – шатун; 5 – ползун; 0 – стойка

Рисунок 4.5 – Механизм качающегося конвейера

*Кривошип* – звено, образующее вращательную пару со стойкой и способное совершать вокруг неё полный оборот (звено 1 на рисунках 4.4 и 4.5).

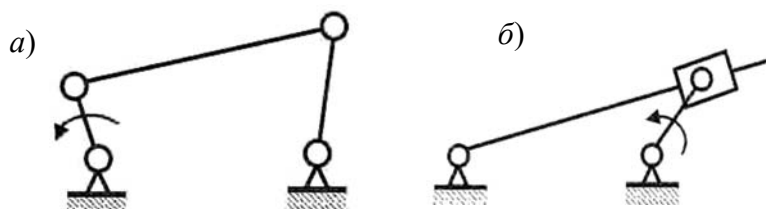
*Шатун* – звено, не входящее в кинематические пары со стойкой (звено 2 на рисунке 4.4 и звенья 2 и 4 на рисунке 4.5).

*Коромысло* – звено, образующее вращательную пару со стойкой, но не способное совершать вокруг неё полный оборот (звено 3 на рисунке 4.5).

*Ползун* – звено, совершающее поступательное движение относительно стойки (звено 3 на рисунке 4.1 и звено 5 на рисунке 4.5).

Виды механизмов по конструктивному исполнению звеньев:

- *рычажные* – содержащие только низшие кинематические пары (рисунок 4.6);
- *зубчатые* – содержащие зубчатые колёса (рисунок 4.7);
- *кулачковые* – содержащие высшую кинематическую пару (рисунок 4.8).



а – шарнирный четырехзвенник; б – кулисный механизм

Рисунок 4.6 – Рычажные механизмы

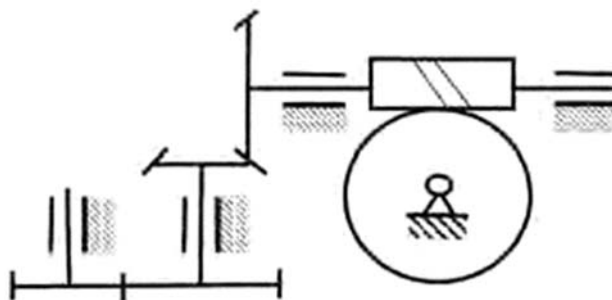


Рисунок 4.7 – Многоступенчатая зубчатая передача

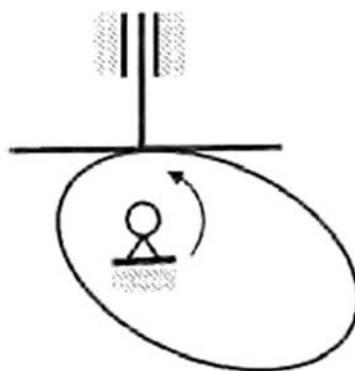


Рисунок 4.8 – Кулачковый механизм

Кроме перечисленных основных видов механизмов, в технике применяются также и другие различные их виды. Число степеней свободы пространственного механизма определяется формулой Малышева

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (2.1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев механизма;

$p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  – число одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар механизма.

Для плоских механизмов число степеней свободы определяется формулой Чебышева

$$W = 3n - 2p_1 - p_2.$$

Рассмотрим примеры определения числа степеней свободы механизмов.

**Пример 1** – Пространственный механизм манипулятора (рисунок 4.9). В данном механизме количество подвижных звеньев  $n = 4$ , количество одноподвижных кинематических пар  $p_1 = 3$  (звенья 1 и 0, 1 и 2, 2 и 3), количество трехподвижных кинематических пар  $p_3 = 1$  (звенья 3 и 4).

Двух-, четырех- и пятиподвижные кинематические пары отсутствуют. Таким образом, число степеней свободы механизма

$$W = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0 = 6.$$

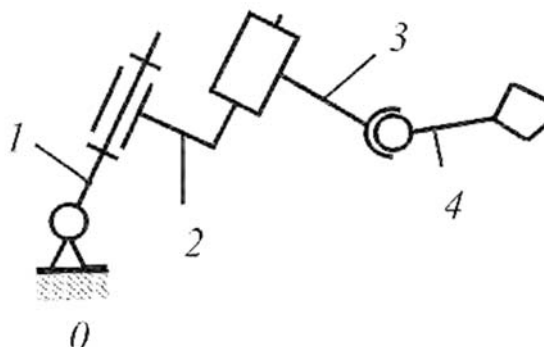


Рисунок 4.9 – Механизм манипулятора

**Пример 2** – Цилиндрическая зубчатая передача (рисунок 4.10). В данном механизме количество подвижных звеньев  $n = 2$ , количество одноподвижных кинематических пар  $p_1 = 2$  (звенья 1 и 0, 2 и 0), количество двухподвижных кинематических пар  $p_2 = 1$  (звенья 1 и 2).

Таким образом, число степеней свободы механизма  $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$ .

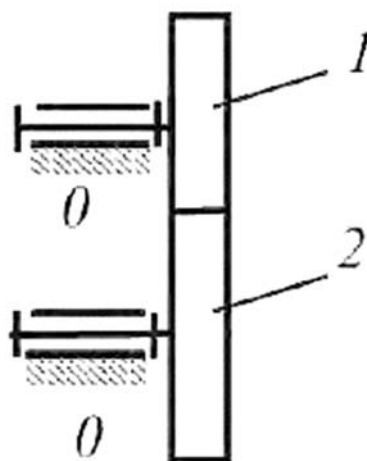


Рисунок 4.10 – Зубчатая передача

**Пример 3** – Кривошипно-ползунный механизм (рисунок 4.11). В данном механизме количество подвижных звеньев  $n = 3$ , количество одноподвижных кинематических пар  $p_1 = 4$  (звенья 1 и 0, 1 и 2, 2 и 3, 3 и 0), количество двухподвижных кинематических пар  $p_2 = 0$ .

Таким образом, число степеней свободы механизма по формуле (2.2)

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

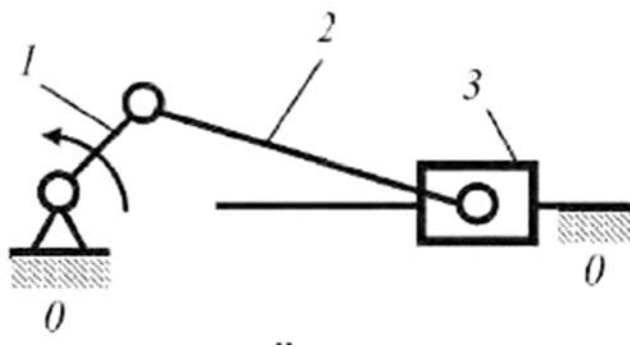


Рисунок 4.11 – Кривошипно-ползунный механизм

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Что называется звеном, механизмом, кинематической парой, структурной схемой механизма, кинематической цепью?
- 2 Какие пары относятся к низшим и какие – к высшим?
- 3 Как подразделяются кинематические пары по числу степеней свободы?

## Практическая работа № 5. Исследование конструкций зубчатых редукторов. Определение основных параметров

**Цель работы:** изучить устройство двухступенчатого цилиндрического и одноступенчатого конического редукторов; научиться анализировать конструктивное исполнение отдельных узлов; ознакомиться с основными требованиями, предъявляемыми к сборке и регулировкам радиального зазора в зацеплении и в подшипниках качения; научиться определять основные параметры зацепления и размеры зубчатых колес, параметры подшипников качения.

Редуктором называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения крутящего (вращательного) момента на ведомом валу за счет снижения его угловой скорости. Эта зависимость описывается формулой

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (5.1)$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·м;

$P$  – мощность на валу, кВт;

$\omega$  – угловая скорость вала, с<sup>-1</sup>.

Зубчатые редукторы имеют широкое применение во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Связано это с тем, что в целях экономической целесообразности электротехническая промышленность выпускает асинхронные электродвигатели с определенной синхронной частотой вращения (750, 1000, 1500, 3000 мин<sup>-1</sup>), в то время как для совершения работы необходимо получить различные значения тяговой (окружной) силы и окружной скорости на рабочем органе в зависимости от требуемой производительности.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, так как с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу по зависимости

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta_{1-2},$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – крутящий момент на первом и втором валу соответственно;

$U$  – передаточное число передачи;

$\eta_{1-2}$  – коэффициент полезного действия при передаче движения от первого (ведущего) ко второму (ведомому) валу.

Таким образом, чем больше передаточное число редуктора, тем больше увеличивается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины. Однако увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров зубчатых колес в соответствии с зависимостью



$$U = \frac{d_2}{d_1},$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры делительной окружности ведущего и ведомого зубчатых колес соответственно.

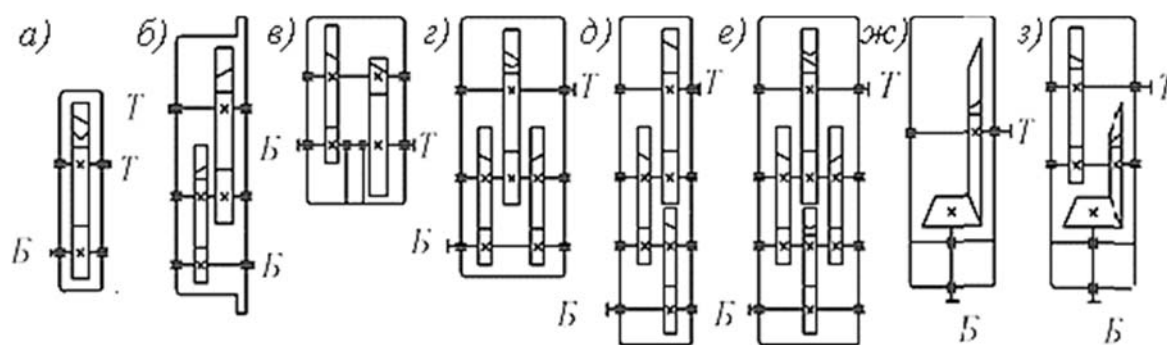
Наиболее широкое распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные редукторы, представленные на рисунке 5.1.

Одноступенчатые редукторы (см. рисунок 5.1, *a*) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но имеют передаточные числа не более 8. Вот почему для увеличения передаточного числа без резкого увеличения габаритов применяются многоступенчатые редукторы (чаще двухступенчатые (см. рисунок 5.1, *б*, *в*, *г*, *з*) и трехступенчатые (см. рисунок 5.1, *д*, *е*), так как передаточное число многоступенчатого редуктора

$$U_{\text{ред}} = U_{1-2} U_{2-3} \dots U_{i-(i+1)},$$

где  $U_{1-2}$  – передаточное число передачи от первого ко второму валу;

$U_{2-3}$  – передаточное число от второго к третьему валу и т. д.



*a* – цилиндрический одноступенчатый; *б* – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; *в* – цилиндрический двухступенчатый соосный; *г* – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью; *д* – цилиндрический трехступенчатый по развернутой схеме; *е* – цилиндрический трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* – конический одноступенчатый; *з* – двухступенчатый коническо-цилиндрический

Рисунок 5.1 – Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми, косозубыми, круговыми и шевронными колесами. Прямозубые редукторы предназначены для работы с более низкими скоростями, чем редукторы с косозубыми, шевронными и круговыми зубьями.

От окружной скорости колес зависит степень точности изготовления элементов передачи. Наиболее распространены в химическом машиностроении колеса 6, 7, 8 и 9-й степеней точности, требования и допуски для которых регламентированы стандартами.

Корпуса редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а тяжелонагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

Зубчатое зацепление и подшипники, установленные на валах, необходимо смазывать. Смазка зацепления в редукторе осуществляется окунанием колес в масляную ванну (картерная смазка), струей (циркуляционная), разбрызгиванием и должна выполнять четыре функции:

- 1) уменьшать коэффициент трения и тем самым снижать силу трения и повышать КПД;
- 2) отводить продукты износа из зоны контакта зубьев;
- 3) отводить тепло от зоны контакта зубьев;
- 4) защищать от коррозии.

Смазку зацепления в редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную как наиболее простую. Объем масла в картере редуктора в этом случае должен быть из расчета 0,4...0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности. При этом быстроходные зубчатые колеса (шестерни) не должны погружаться более чем на 3–4 модуля зацепления, тихоходные зубчатые колеса (колеса) – не более 1/3 радиуса делительной окружности. При высоких скоростях применяют струйную (циркуляционную) смазку или смазку разбрызгиванием.

Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. Преимущества их заключаются в высокой стабильности смазывания, меньшем сопротивлении вращению, способности отводить теплоту и очищать подшипник от продуктов износа. Жидкое масло легче заменить без разборки узла. Недостаток таких масел связан с необходимостью применения сложных уплотнений.

Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжаются уплотняющими устройствами.

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, обязательно должен контролироваться различными маслоуказателями или контрольными отверстиями.

Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха. Это приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой путем установки отдушин (обычно в смотровой крышке).

Валы в редукторах устанавливаются в подшипниках качения. В зависимости от тел качения подшипники могут быть шариковые и роликовые. Исходя из соотношения осевой и радиальной сил, подшипники делятся на радиальные, радиально-упорные и упорные. При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать радиальный зазор в подшипниках. Радиальный зазор в подшипниках – это общий зазор между телами качения и дорожками качения. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться мини-

мального радиального зазора, но достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника. У шариковых и роликовых радиальных подшипников и шариковых радиально-упорных подшипников величина радиального зазора устанавливается при сборке самого подшипника и во время сборки редуктора его не регулируют.

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами.

Редуктор (рисунок 5.2) состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27, упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью регулировочных резьбовых пробок 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников, сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек подшипников 10, 15, 25 и 30, распорной втулки 12 для предотвращения осевого перемещения колеса 8, установочных штифтов 6 и 22 для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7, винтов 36 (10 шт.) с шайбами для крепления крышки корпуса к его основанию, отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23, резьбовой пробки проверки уровня масла 34 и резьбовой пробки 32 для слива масла, фиксирующей планки с усиком 37 для стопорения резьбовых регулировочных пробок 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку 4 к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в сквозных крышках 3 и 19 установлены уплотнительные войлочные кольца 40 и 41. На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

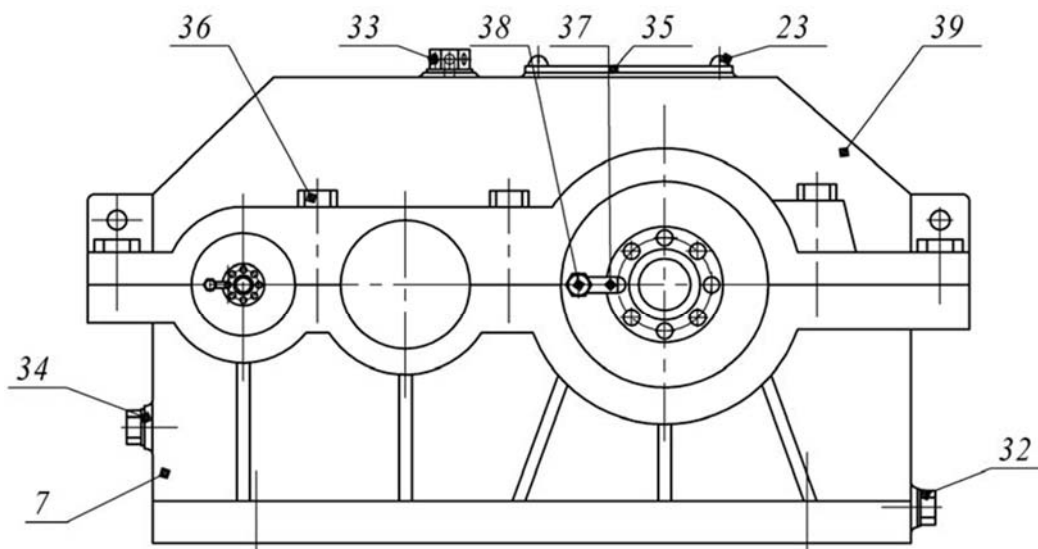
### ***Контрольные вопросы***

- 1 Назначение редуктора.
- 2 Зачем увеличивается количество ступеней в редукторе?
- 3 Чем отличается цилиндрический редуктор от конического?
- 4 Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямозубой?
- 5 Почему у косозубой передачи два модуля: окружной и нормальный и какой из них стандартный?
- 6 Почему прочность зуба в косозубой передаче выше, чем колеса с прямым зубом?
- 7 Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи?
- 8 Как производится смазка зацепления и подшипников качения?

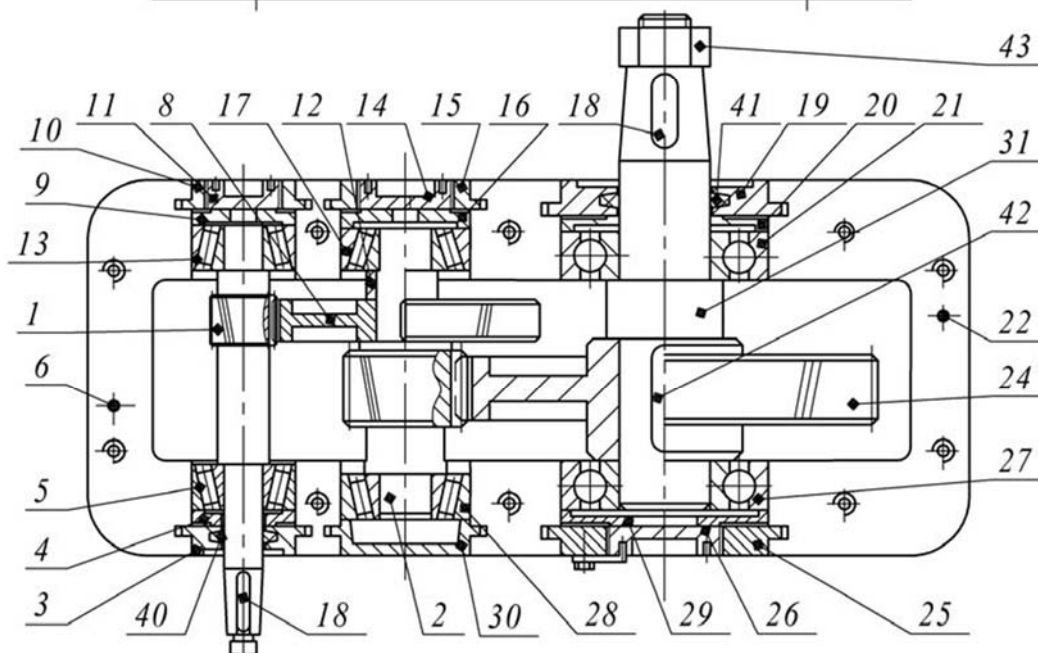
9 Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках?

10 Почему в коническом зацеплении неравномерно распределяется нагрузка по длине?

а)



б)



1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный; 3, 19 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 16, 20, 29 – шайбы упорные; 5, 13, 17, 28 – подшипники роликовые конические радиально-упорные; 6, 22 – штифты установочные; 7 – основание корпуса; 8, 24 – колеса зубчатые; 10, 15, 25, 30 – крышки подшипников глухие; 11, 14, 26 – пробки регулировочные резьбовые; 12 – втулка распорная; 18, 42 – шпонка призматическая; 21, 27 – подшипники шариковые радиальные; 23 – винт; 31 – вал выходной; 32 – пробка резьбовая; 33 – отдушина; 34 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 35 – табличка технических характеристик редуктора; 36 – винт (10 шт.); 37 – планка фиксирующая с усиком; 38 – винт; 39 – крышка корпуса; 40, 41 – кольца войлочные уплотнительные; 43 – гайка

Рисунок 5.2 – Конструкция цилиндрического двухступенчатого редуктора

## Практическая работа № 6. Исследование конструкций механических муфт

**Цель работы:** изучить конструкции муфт; научиться определять основные характеристики.

Приводными муфтами (обычно просто муфтами) называются устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов. Муфты передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления, а также компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов, разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя, предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, в некоторых случаях поглощают толчки и вибрации, ограничивают частоту вращения.

Возможные погрешности при монтаже валов (несоосность валов) показаны на рисунке 6.1.

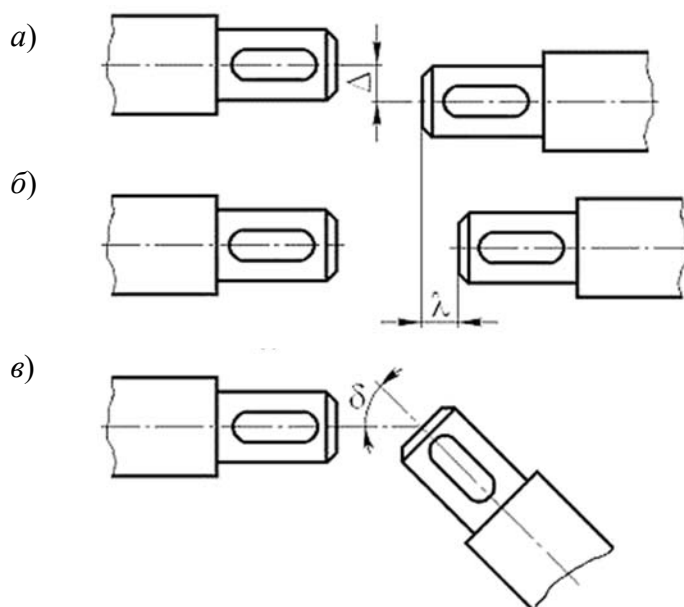


Рисунок 6.1 – несоосность валов

На рисунке 6.1, *a* показано радиальное смещение  $\Delta$ ; на рисунке 6.1, *б* – осевое смещение  $\lambda$ ; на рисунке 6.1, *в* – угловое смещение  $\delta$ .

Указанные погрешности могут существовать одновременно.

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

- 1) нерасцепляемые (не допускающие разъединения валов при работе машины);
- 2) управляемые (допускающие возможность управления муфтой);
- 3) самодействующие (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);
- 4) прочие (все муфты, не входящие в первые три класса).

Классы муфт (кроме четвертого) подразделяют следующим образом:

- на группы – механические, гидродинамические, электромагнитные;
- на подгруппы – жесткие, компенсирующие, упругие, предохранительные, обгонные и др.;
- по видам – фрикционные, с разрушаемым элементом и др.;
- по конструктивному исполнению – кулачковые, шариковые, зубчатые, фланцевые, втулочно-пальцевые и др.

В общем случае муфта состоит из ведущей и ведомой полумуфт и соединительных элементов. В механических муфтах в качестве соединительного элемента используют твердые (жесткие или упругие) тела. В гидродинамических муфтах функции соединительного элемента выполняет жидкость, в электромагнитных – электромагнитное поле.

Если в процессе эксплуатации приводимых установок не нарушается соосность валов, то последние можно соединять жесткими муфтами – фланцевыми, втулочными, продольно-свертными.

Если соосность валов нарушена, то выбирают жесткие компенсирующие муфты – расширительные кулачковые муфты, кулачково-дисковые, зубчатые, цепные и т. д.

Опасные перегрузки могут быть ослаблены введением в привод предохранительных муфт – кулачковые, шариковые, фрикционные (конические или дисковые) муфты. Предохранительные муфты автоматически размыкают передачу при достижении моментом предельного значения. Частые пуски и остановки машин без выключения двигателя осуществляются с помощью фрикционных, дисковых муфт.

При передаче момента в одном направлении применяют обгонные муфты (муфты свободного хода). Наиболее распространены роликовые обгонные муфты.

При проектировании муфт задача сводится к подбору муфты по нормальям и стандартам. Основным показателем при подборе муфты является диаметр соединяемых валов, а при проверке – вращающий момент, частота вращения.

### **Муфта упругая втулочно-пальцевая.**

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух полумуфт 1 и 2 (рисунок 6.2), насаженных на концы валов с натягом на призматических шпонках. В одной полумуфте на конических хвостовиках закрепляют пальцы 3 с надетыми на них резиновыми гофрированными втулками 4. Эти резиновые втулки входят в цилиндрические отверстия полумуфты 2.

Муфта компенсирует неточности установки валов: в осевом направлении смещение допускается в пределах  $\lambda = (1..5, \max 15)$  мм; радиальные смещения валов допускаются в пределах  $\Delta = (0,2...0,6)$  мм в зависимости от размеров муфты; угол перекоса валов  $\delta$  должен быть не более  $1^\circ$ .

Полумуфту изготавливают из чугуна марки СЧ 21-40, сталь 30, 35Л, пальцы – сталь 45, втулка – резина с пределом прочности при растяжении не ниже 8,0 МПа.

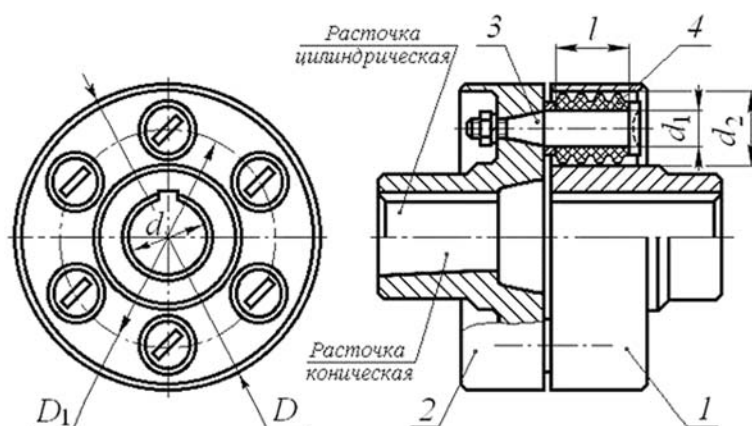


Рисунок 6.2 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину – по напряжениям смятия на поверхности контакта втулок с пальцами.

Считается, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжение смятия распределено равномерно по длине втулки

Проверка прочности пальцев на изгиб выполняется по выражению

$$\sigma_u = \frac{T \cdot k \cdot l}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z \cdot D_1} \leq [\sigma_u],$$

а прочность резиновых втулок по следующему выражению:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{d_1 \cdot l \cdot z \cdot D_1} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм;

$k$  – коэффициент динамичности, принимается  $k = 1,25 \dots 4,0$ ;

$d_1$  – диаметр пальца муфты под резиновой втулкой или резиновыми кольцами, мм;

$l$  – длина резиновой втулки, мм;

$z$  – число пальцев;

$D_1$  – диаметр окружности расположения центров пальцев, муфты, мм;

$[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение изгиба для материала пальцев,  $[\sigma_u] = 60 \dots 80$  МПа;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия материала втулок,  $[\sigma_{см}] = 1,8 \dots 2,0$  МПа.

### Муфта с резиновой звездочкой.

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2 (рисунок 6.3) с торцевыми кулачками. Кулачки входят в соответствующие впадины промежуточного элемента –

резиновой звездочки 3. Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев звездочки.

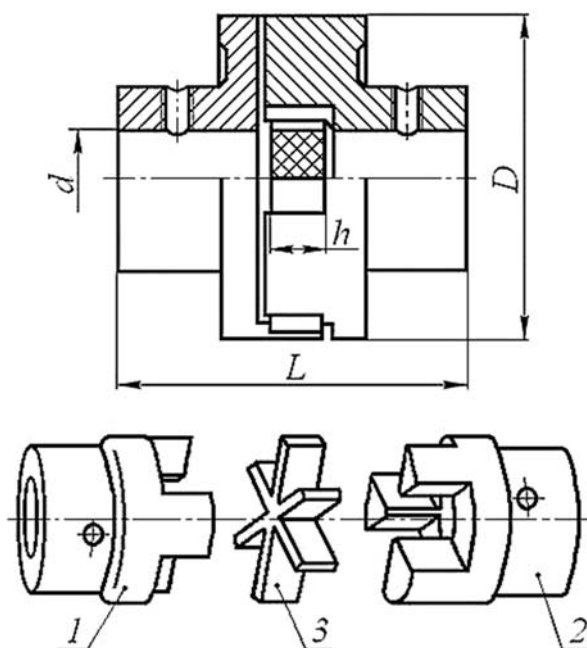


Рисунок 6.3 – Муфта с резиновой звездочкой

Радиальные смещения могут достигать до 0,2 мм, угловые – до  $1^{\circ} 30'$ .

Материал полумуфты – сталь 35 и выше, допускается чугун СЧ 21-40, звездочки изготавливают из специальной маслостойкой резины.

Поверхность звездочек рассчитывается на смятие по выражению

$$\sigma_{см} = \frac{24 \cdot D \cdot T \cdot k}{z \cdot h \cdot (D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·мм;

$k$  – коэффициент динамичности, принимается  $k = 1,25 \dots 4,0$ ;

$D$  – наружный диаметр муфты, мм;

$z$  – число зубьев звездочки;

$h$  – высота зуба звездочки, муфты, мм;

$d$  – диаметр вала муфты, мм;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия материала звездочки,  $[\sigma_{см}] = 2,0 \dots 2,5$  МПа.

#### **Муфта кулачково-дисковая компенсирующая.**

Состоит из двух полумуфт 1 и 2 (рисунок 6.4), имеющих радиально расположенные пазы, и промежуточного плавающего диска 3 с радиальными взаимно-перпендикулярными выступами (кулачками) на торцах. Выступы диска входят в пазы полумуфт с гарантированным зазором, сопряжение типа ходовой посадки.



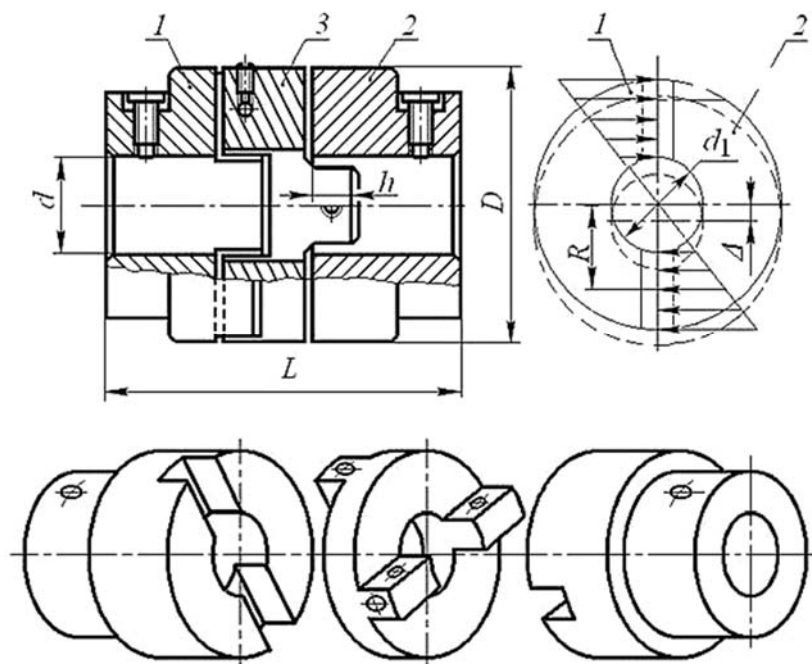


Рисунок 6.4 – Кулачково-дисковая компенсирующая муфта и эпюра давлений

При радиальном смещении валов диск совершает сложное движение со скольжением в пазах. Момент передается за счет нажатия друг на друга боковых поверхностей выступов и пазов. Для снижения потерь на трение рабочие поверхности пазов и выступов должны смазываться.

Допускаемое смещение валов:

– радиальное –  $\Delta = 0,04d$  ( $d$  – диаметр вала, мм);

– осевое –  $\lambda = 0,5 \dots 1,0$  мм;

– угловое –  $\delta = 0^\circ 30'$ .

Выбранную муфту в случае необходимости проверяют по максимальному давлению на периферийных участках, принимая закон распределения по треугольнику или по трапеции (см. рисунок 6.4).

$$\sigma_{см} = \frac{6 \cdot D \cdot T \cdot k}{h \cdot (D^3 - d_1^3)} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $D$  – наружный диаметр муфты, мм;

$d_1$  – внутренний диаметр отверстия диска, мм;

$h$  – рабочая высота выступов, мм.

Обычно детали кулачково-дисковой муфты изготавливают из сталей Ст 5 (поковка) или сталь 25Л (литье), легированных типа сталь 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей. При этом  $[\sigma_{см}] = 15 \dots 20$  МПа.

### Муфта кулачковая предохранительная.

Кулачковая предохранительная муфта представлена на рисунке 6.5. Во всех предохранительных муфтах полумуфта 1 соединяется со своим валом неподвижно, а полумуфта 2 – с возможностью осевого перемещения. Полумуфта 2 постоянно прижата к первой посредством пружины 3. Сила прижатия полумуфт регулируется гайкой 4. Сцепление полумуфт осуществляется торцевыми кулачками 5. При нормальной работе каждая из этих муфт вращается как одно целое с соединенными ими валами, при перегрузке происходит расцепление полумуфт. Предохранительные кулачковые муфты применяют только при небольших скоростях и моментах, так как при их перегрузках происходят удары кулачков.

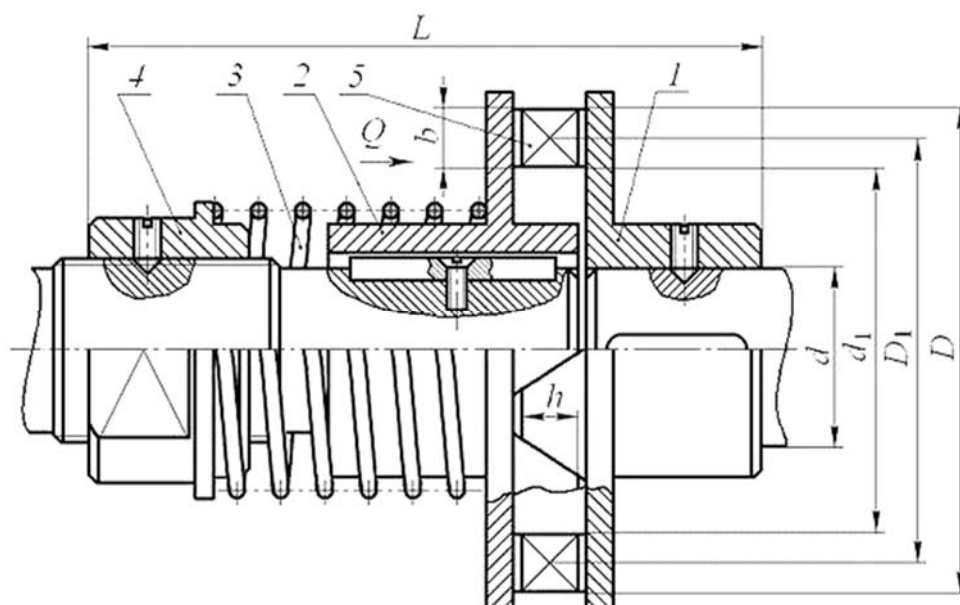


Рисунок 6.5 – Муфта кулачковая предохранительная

При увеличении момента до предельного осевые составляющие усилий, действующих на кулачки, сжимают пружину, муфта срабатывает, предохраняя привод от перегрузок.

Материал кулачков – сталь 20Х, 40Х.

Потребная сила сжатия пружины  $Q$  для передачи крутящего момента кулачковой муфтой определяется по следующей зависимости:

$$Q = \left( \frac{2 \cdot T \cdot k}{D_1} \right) \cdot \left( \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d_1} \cdot f \right),$$

где  $D_1$  – средний диаметр расположения кулачков, мм;

$$D_1 = \frac{(D + d_1)}{2};$$

$d_1$  – внутренний диаметр кулачков, мм;

$D$  – наружный диаметр кулачков, мм;

$\alpha$  – угол наклона рабочих граней кулачка, у трапецеидальных кулачков  $\alpha = 3 \dots 10^\circ$ ;

$\rho$  – угол трения в зацеплении кулачков,  $\rho = 6 \dots 8^\circ$ ;

$f$  – коэффициент трения скольжения в шпоночном соединении. Для стали  $f = 0,12 \dots 0,16$ .

Рабочая поверхность кулачков проверяется по напряжению смятия. Считают, что нагрузка распределяется равномерно между кулачками:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot k}{z \cdot D_1 \cdot b \cdot h} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $z$  – число кулачков;

$b$  – ширина кулачка, мм;

$$b = \frac{D - d_1}{2};$$

$h$  – рабочая высота кулачка, мм.

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия кулачков. Рекомендуется  $[\sigma_{см}] = 35 \dots 120$  МПа.

### Фрикционные управляемые муфты.

По форме рабочих поверхностей фрикционные управляемые муфты могут быть дисковые, цилиндрические, конусные (рисунок 6.7). Муфты не допускают несоосности. При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия  $Q$  на поверхности трения. В процессе включения муфта пробуксовывает и разгон ведомого вала происходит плавно.

Потребная сила включения муфты

$$Q = \frac{2 \cdot T \cdot \beta \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot f},$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления,  $\beta = 1,25 \dots 1,5$ ;

$f$  – коэффициент трения,  $f = 0,06 \dots 0,04$  в зависимости от материалов;

$\alpha$  – угол наклона конуса, обычно  $\alpha = 10 \dots 15^\circ$ ;

$D_1$  – средний диаметр конуса, мм.

Муфту проверяют по удельному давлению

$$\rho = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot D_1 \cdot \sin \alpha} \leq [\rho],$$

где  $b$  – ширина контакта трения, мм;

$[\rho]$  – допустимое давление на поверхности трения, МПа. Для чугуна по стали  $[\rho] = 1 \dots 3$  МПа.

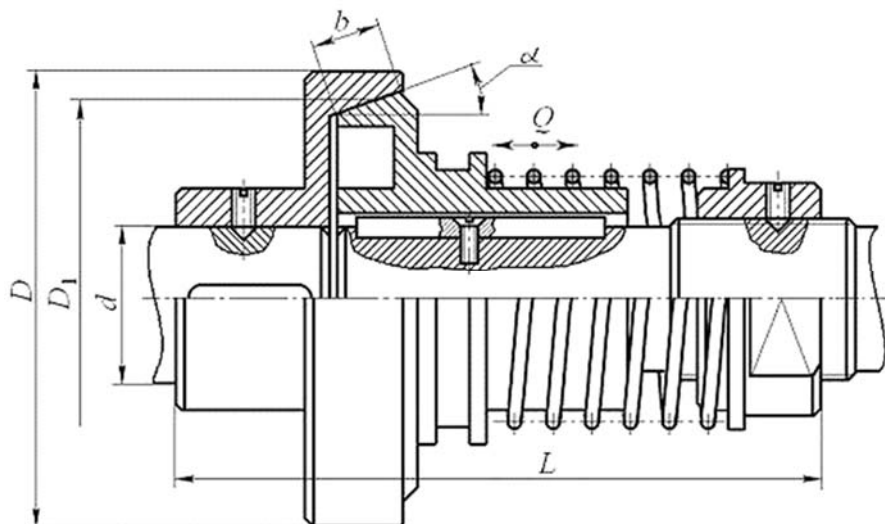


Рисунок 6.7 – Фрикционная конусная управляемая муфта

### Порядок выполнения работы.

- 1 Ознакомиться с конструкциями муфт.
- 2 Вычертить эскизы муфт с нанесением основных размеров.
- 3 Замерить основные размеры муфт, данные занести в таблицу, соответствующую рассматриваемой муфте.
- 4 Рассчитать передаваемый муфтой крутящий момент.

### Контрольные вопросы

- 1 Какое устройство называется муфтой?
- 2 Каково назначение муфт?
- 3 Какие группы муфт различают по принципу их действия?
- 4 Какие группы муфт различают по характеру работы?
- 5 Какие из глухих муфт получили наибольшее распространение?
- 6 В чем заключается принцип действия жестких и глухих муфт?
- 7 Какие муфты относятся к жестким компенсирующим муфтам? Область их применения?
- 8 Какие различают виды упругих муфт? Где они применяются?
- 9 Что является основной характеристикой муфт? Как они подбираются?

## Список литературы

1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2018. – 240 с.: ил.

2 **Клименков, С. С.** Нормирование точности и технические измерения в машиностроении: учебник / С. С. Клименков. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2013. – 248 с.: ил.

3 **Соломахо, В. Л.** Нормирование точности и технические измерения / В. Л. Соломахо, Б. В. Цитович. – Минск: Изд-во Гревцова, 2011. – 300 с.