

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 19.09.2024 19:15:36  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb17c4d36d70e5f1c11e0bb573e943d7f1d851fda5c1d882

## МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго - Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

01 \_\_\_\_\_ 2022 г.

## ДЕТАЛИ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ И РОБОТОВ

**Методические указания по выполнению лабораторных работ  
для студентов направления подготовки  
15.03.06 «Мехатроника и робототехника»**

Курск 2022

УДК 621.(076.1)

Составители: В.Я. Мищенко, Е.Н. Политов

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент Юго-Западного  
государственного университета *Б.В. Лушников*

**Детали мехатронных модулей и роботов:** методические указания по выполнению лабораторных работ/ Юго-Зап. гос. ун-т; сост. В.Я.Мищенко, Е.Н. Политов. Курск, 2022. 87 с.

Изложены теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по курсу «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование».

Методические указания соответствуют требованиям Федерального государственного образовательного стандарта.

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 17.01.2022. Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. 5,0 . Уч.-изд. л. 4,6. . Тираж 20 экз. Заказ 561.  
Бесплатно.

Юго - Западный государственный университет  
305040, г. Курск, ул.50 лет Октября, 94.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Лабораторная работа №1	
Изучение конструкций ременных передач	5
Лабораторная работа №2	
Изучение конструкций фрикционных передач	8
Лабораторная работа №3	
Изучение конструкций цепных передач	13
Лабораторная работа №4	
Изучение конструкции и определение параметров цилиндрического редуктора	17
Лабораторная работа № 5	
Изучение конструкции и определение параметров конического редуктора	25
Лабораторная работа № 6	
Изучение конструкции и определение параметров винтовой зубчатой передачи	32
Лабораторная работа № 7	
Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора	34
Лабораторная работа № 8	
Изучение конструкции и определение параметров цилиндрической планетарной передачи	45
Лабораторная работа № 9	
Изучение конструкции и определение параметров зубчатых дифференциальных механизмов	54
Лабораторная работа № 10	
Изучение конструкции винтовых механизмов	61
Лабораторная работа №11	
Изучение подшипников качения	72
Лабораторная работа №12	
Муфты	80
Список рекомендуемой литературы	87

## ВВЕДЕНИЕ

Механика и конструирование формирует общетехническую подготовку студентов, обучающихся по направлению подготовки «Мехатроника и робототехника», а также инженеров специальностей машино- и приборостроительного, технологического профиля.

Цель изучения дисциплины - дать студенту знания, умения и навыки, необходимые для последующего изучения специальных инженерных дисциплин, а также в дальнейшей его деятельности в качестве инженера-конструктора, инженера-эксплуатационника и других видах инженерной деятельности по освоению новой техники.

Лабораторные занятия по дисциплине «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» проводятся с целью практического закрепления знаний, получаемых студентами в лекционном курсе, и выполняются в специализированных лабораториях кафедры механики, мехатроники и робототехники Юго-Западного государственного университета. Кафедрой ММиР накоплен богатый опыт разработки лабораторных установок, макетов, методики проведения лабораторных работ.

Каждая лабораторная работа выполняется студентами в количестве не более 3-х человек, а ее защита проводится индивидуально, как правило, с использованием индивидуальных карт контроля знаний и решением задач.

Лабораторные работы оформляются в отдельной тетради в виде отчетов. Отчет по работе включает в себя название работы, ее цель, краткие теоретические сведения, изложенные студентом конспективно, а также ход выполнения работы и полученные результаты.

Предлагаемое пособие содержит теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по курсу «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование».

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

**Цель работы** – изучение конструкций и кинематических характеристик ременных передач.

Ременные передачи относятся к передачам с гибкими связями. Ременная передача является фрикционным механизмом и служит для передачи вращательного движения на большие расстояния.

Ременная передача (рис.1.1) состоит из двух шкивов 1 и 2, связанных ремнем 3 и натяжного устройства 4, обеспечивающего передачу движения за счет сил трения.

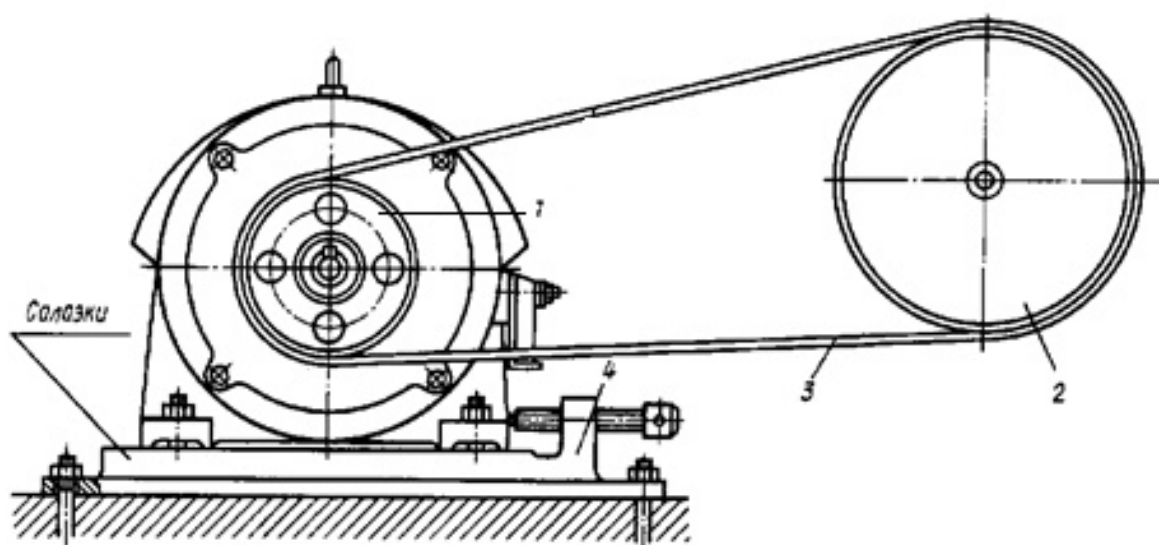


Рис.1.1. Схема ременной передачи:  
1 – ведущий шкив, 2 – ведомый шкив, 3- ремень, 4 – натяжное устройство

По типу ремней передачи делят на плоско-ременные (рис.1.2, а, б), клиноременные (рис.1.2, в) круглоременные (рис. 1.2, г, д).

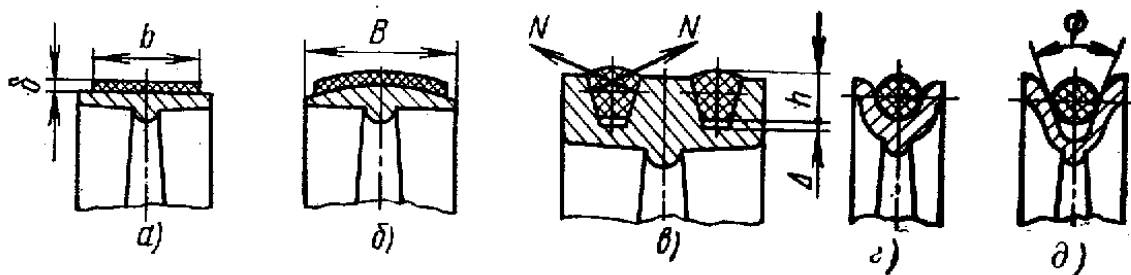


Рис.1.2. Типы ремней

Ременная передача является одним из старейших типов механических передач, сохранивших свое значение до последнего времени. Основные преимущества ременной передачи: возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях: предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации (передача не требует смазки).

Основными недостатками ременной передачи являются: повышенные габариты (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в пять раз больше диаметров зубчатых колес); некоторое непостоянство передаточного отношения, вызванное зависимостью скольжения ремня от нагрузки; повышенная нагрузка на валы и их опоры, связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000 ч).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

Окружные скорости на шкивах определяются по формулам  
 $v_1 = \pi d_1 \cdot n_1 / 60$ ;  $v_2 = \pi d_2 \cdot n_2 / 60$ .

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать  $v_2 < v_1$   
или

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon),$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент скольжения.

При этом передаточное отношение

$$u = n_1 / n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)].$$

Величина  $\varepsilon$  зависит от нагрузки, поэтому в ременной передаче передаточное отношение не является строго постоянным. При нормальных рабочих нагрузках  $\varepsilon \approx 0,0.1...0.2$ . Небольшое значение  $\varepsilon$  позволяет приближенно принимать

$$u \approx d_2/d_1 \quad (1.1)$$

Ременные передачи используют как понижающие при мощностях  $N \leq 50 \text{ кВт}$ , линейных скоростях ремня  $V \approx 5-15 \text{ м/с}$  и передаточных отношениях  $u \leq 4$ .

**Объект выполнения работы:** макет клиноременной передачи.

### Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему ременной передачи. Определить тип ремня.

2. Определить основные геометрические параметры и кинематические соотношения:

$a$  - межосевое расстояние,

$d_1, d_2$  - диаметры шкивов,

$u$  - передаточное отношение (см. (1.1)).

3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_i$  выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{ii} = \varphi_1 / \varphi_i$$

Сравнить результаты, полученные для аналитического и экспериментального способа определения передаточного отношения.

4. Сформулировать выводы по работе

### Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются ременными, для чего они предназначены?

2. Назовите основные типы ременных передач

3. Достоинства и недостатки ременных передач.

4. Как определяется передаточное отношение механизма?

5. При известных размерах шкивов и скорости вращения ведущего шкива найти скорость ведомого шкива (или наоборот).

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических характеристик фрикционных передач.

### Общие теоретические положения

Фрикционной передачей называют механизм, в котором движение одного жесткого звена преобразуется в движение другого жесткого звена за счет сил трения.

Во фрикционных передачах вращательное движение ведущего звена преобразуется или во вращательное или в поступательное движение ведомого звена. Передачи могут иметь как постоянное передаточное отношение (рис.2.1), так и переменное (рис.2.2 – 2.4). В последнем случае передача называется вариатором.

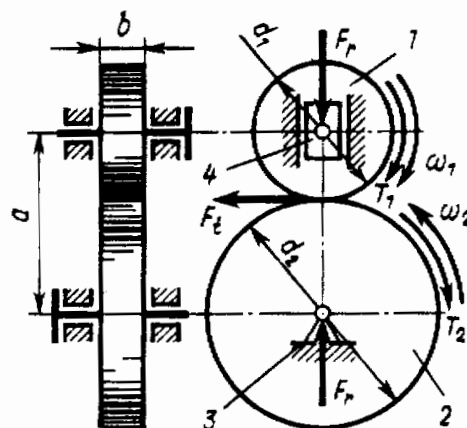


Рис.2.1. Схема фрикционного механизма: 1- ведущий каток; 2 – ведомый каток; 3 – неподвижная опора; 4 – подвижная опора

Достоинства передач: простота конструкции, плавность и бесшумность работы, возможность бесступенчатого регулирования угловых скоростей.

Недостатки: большое давление на валы и опоры, необходимость регулировки силы прижатия катков, сравнительно высокий износ.

Фрикционные механизмы характеризуется передаточным отношением. С учетом коэффициента проскальзывания  $\varepsilon$  можно записать для передачи



$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \quad (2.1)$$

для вариатора (рис. 2.2)

$$u_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = -\frac{R_{\max}}{R_1}; \quad u_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = -\frac{R_{\min}}{R_1}; \quad (2.2)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  - соответственно диаметры ведущего и ведомого катков;  $R_{\max}$ ,  $R_{\min}$  и  $R_1$  - соответственно радиусы диска и ведущего колеса.

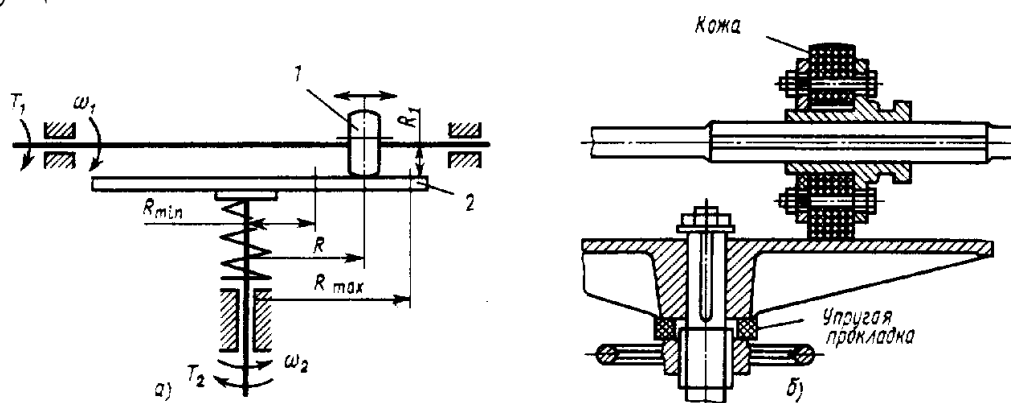


Рис.2.2. Схема фрикционного вариатора:  
1 – ведущий каток; 2- ведомый диск

В робототехнике нашли применение вариаторы различных типов.

Рассмотрим некоторые конструкции вариаторов.

*Лобовые вариаторы* (см. рис.2.2). Ведущий каток 1 радиуса  $R_1$ , устанавливается на валу на скользящей шпонке и может перемещаться вдоль оси. Ведомый каток 2 радиуса  $R_2$  закреплен на валу неподвижно. За счет нажимного устройства создается сила трения, необходимая для работы вариатора. Бесступенчатое изменение угловой скорости в этом вариаторе достигается перемещением вдоль вала ведущего катка 1; при этом  $R_1 = \text{const}$ ;  $R_2 \neq \text{const}$ . Отсюда передаточное число

$$u \approx R_2/R_1 \neq \text{const},$$

здесь не учитывается проскальзывание катков, поэтому равенство приближенное.

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

*Торовые вариаторы* (см. рис. 2.3). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5. При этом изменяются радиусы  $R_1$  и  $R_2$  чашек 1 и 2, т. е.  $R_1 \neq const$ ;  $R_2 \neq const$ . Отсюда 
$$u \approx R_2/R_1 \neq const$$

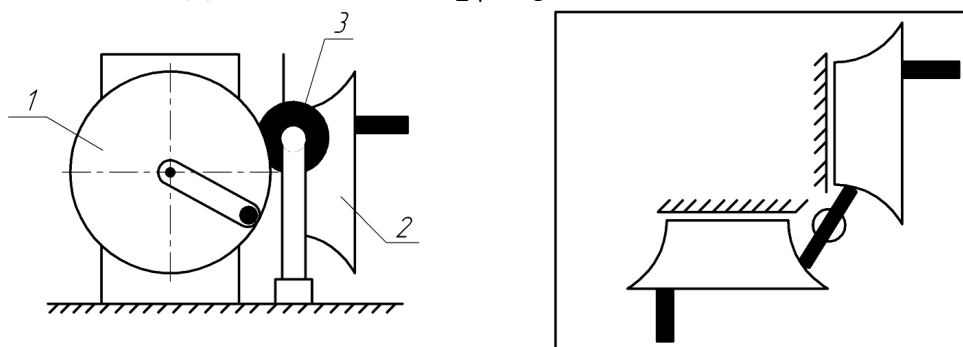


Рис. 2.3. Торовый вариатор: 1 — ведущая торовая чашка; 2 — ведомая торовая чашка; 3 — ролик; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

*Вариатор с коническими катками* (см. рис. 2.4). На ведущем и ведомом валу установлены катки 1 и 2 с рабочими поверхностями конической формы. Вращение от ведущего катка 1 к ведомому 2 передается промежуточным диском 3 цилиндрической формы, свободно вращающимся на оси 4. Пружина 5 обеспечивает необходимую силу нажатия для нормальной работы вариатора. При перемещении промежуточного диска 3 вдоль оси 4 радиусы  $R_1$  и  $R_2$  ведущего 1 и ведомого 2 катков изменяются. В данной конструкции вариатора  $R_1 \neq const$ ;  $R_2 \neq const$ . Отсюда 
$$u \approx R_2/R_1 \neq const$$

**Объект выполнения работы:** макет конусного вариатора (рис. 2.4).

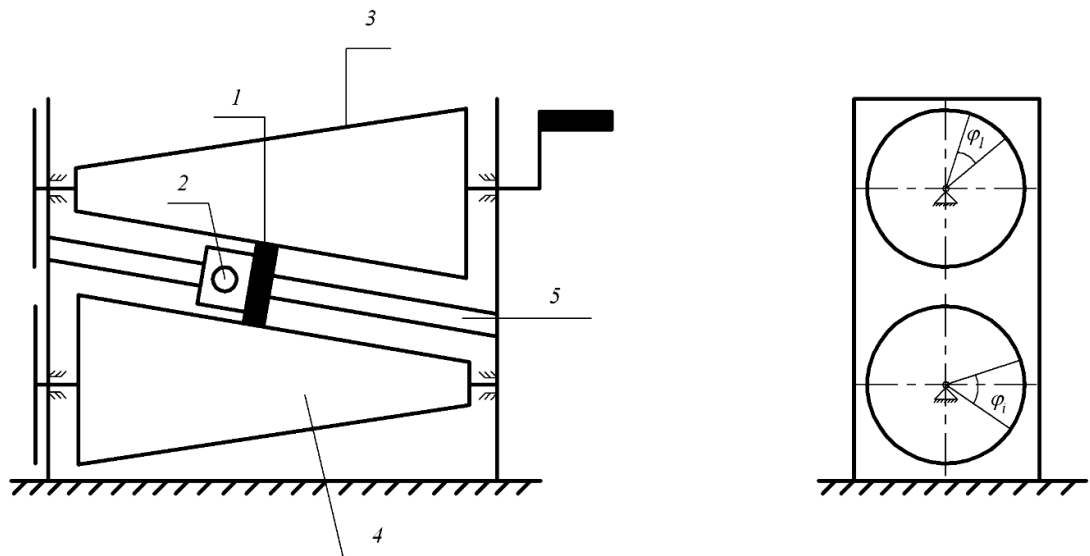


Рис.2.4. Конусный вариатор: 1 – ролик, 2 – фиксатор, 3 - ведущий каток; 4 – ведомый каток; 5 – направляющая (стойка).

### Содержание работы

1. Ознакомиться с конструкцией вариатора и нарисовать его кинематическую схему.
2. Замерить основные геометрические параметры .
3. С помощью штангенциркуля измерить диаметры  $d_1$  ведущего и  $d_2$  ведомого катков в точке их касания с роликом.
4. Составить формулу для вычисления расчетного передаточного отношения от входного к выходному звену и определить его значение:

$$u_{\text{расч}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.3)$$

5. Определить фактическое передаточное отношение через углы поворотов ведущего и ведомого вала. Для этого необходимо повернуть ведущий вал на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_2$  ведомого, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{\text{факт}} = \varphi_1 / \varphi_2 \quad (2.4)$$

6. Определить коэффициент проскальзывания  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 1 - \frac{u_{\text{расч}}}{u_{\text{факт}}} \quad (2.5)$$

7. Переместить ролик в некоторое следующее положение и повторить пункты 3-6 для этого положения.
8. Определить расчетное и фактическое передаточное отношение вариатора, а также коэффициент проскальзывания для пяти фиксированных положений ролика, перемещая его от одного крайнего положения до другого.

9. Полученные результаты занести в таблицу (см. табл. 2.1).

10. Построить графики зависимости расчетного передаточного отношения фрикционного вариатора и коэффициента проскальзывания от положения ролика.

11. Сформулировать выводы по работе.

Таблица 2.1- Результаты измерений

№	Перемещение ролика $S$ , мм	Диаметры катков		Передаточное отношение $U_{расч}$	Угол поворота катков, °		Передаточное отношение $U_{факт}$	Коэффициент проскальзывания $\varepsilon$
		$d_1$ , мм	$d_2$ , мм		$\varphi_1$	$\varphi_2$		
1								
2								
3								
4								
5								

### Контрольные вопросы

1. Какая передача называется фрикционной? Что такое вариатор?
2. Перечислите преимущества и недостатки фрикционных механизмов.
3. Как определяется передаточное отношение фрикционной передачи?
4. Как меняется передаточное отношение механизма при изменении положения ролика?
5. Из каких звеньев состоит механизм?
6. Что такое коэффициент проскальзывания и как он определяется?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы – изучение конструкций и кинематических свойств цепных передач.

### Общие теоретические положения

Цепная передача принадлежит числу передач с гибкими связями (рис.3.1). Гибким звеном является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Следовательно, цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкими связями. Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи.

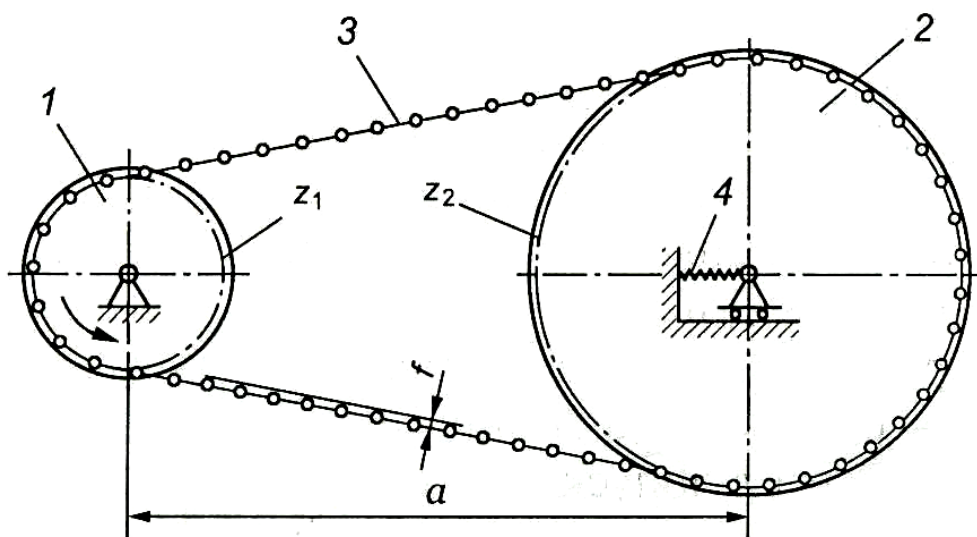


Рис. 3.1 Цепная передача:  
1 – ведущая звёздочка; 2 – ведомая звёздочка; 3 – цепь;  
4 – натяжное устройство

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

1. По типу цепей: с роликовыми (рис.3.2,а), с втулочными (рис. 3.2,б), с зубчатыми(рис. 3.2,в);
2. По числу рядов цепи делят на однорядные (рис.3.2,а) и многорядные (рис.3.2,б);
3. По числу ведомых звездочек: двухзвенные (рис.3.2) и многозвенные (рис.3.3).

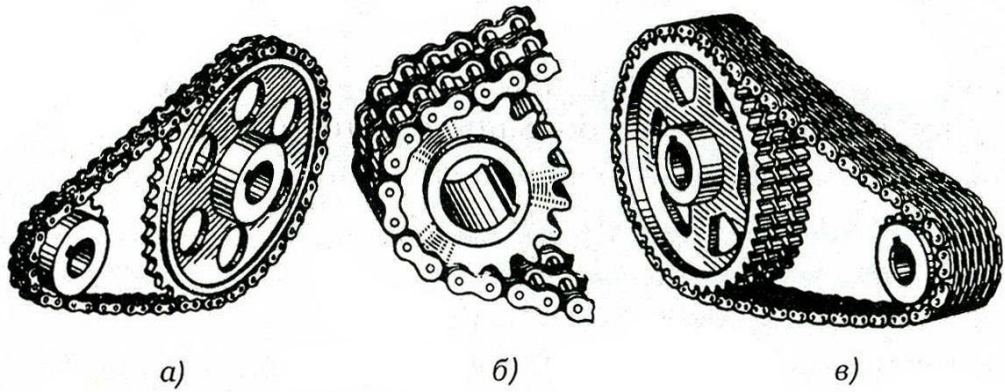


Рис. 3.2. Типы цепных передач:  
*a* – с роликовой цепью; *б* – с втулочной цепью;  
*в* – с зубчатой цепью

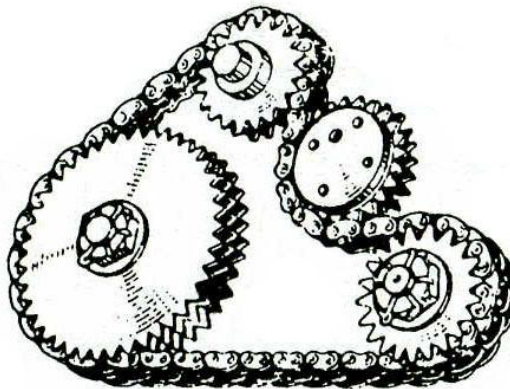


Рис. 3.3. Многозвенная цепная передача

На рис.3.4 - 3.6 показаны конструкции приводных цепей.

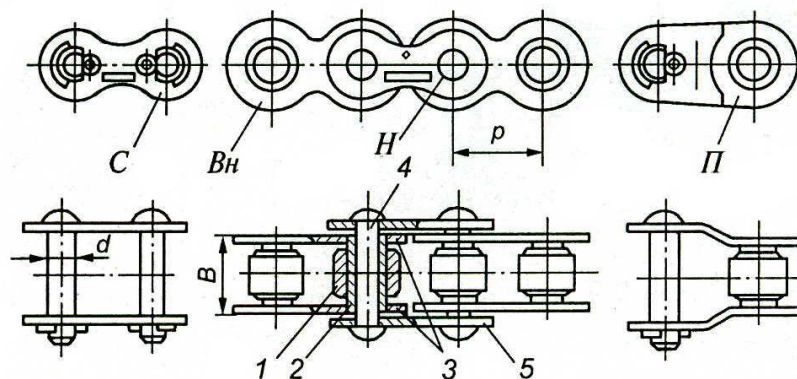


Рис. 3.4. Роликовая цепь:  
 1 – ролик; 2 – втулка; 3 – пластины внутреннего звена; 4 – валик; 5 – пластины наружного звена

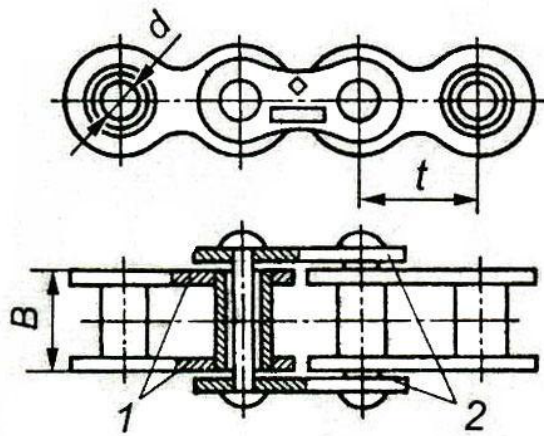


Рис. 3.5. Втулочная цепь:

1 - пластины внутреннего звена; 2 – пластины наружного звена

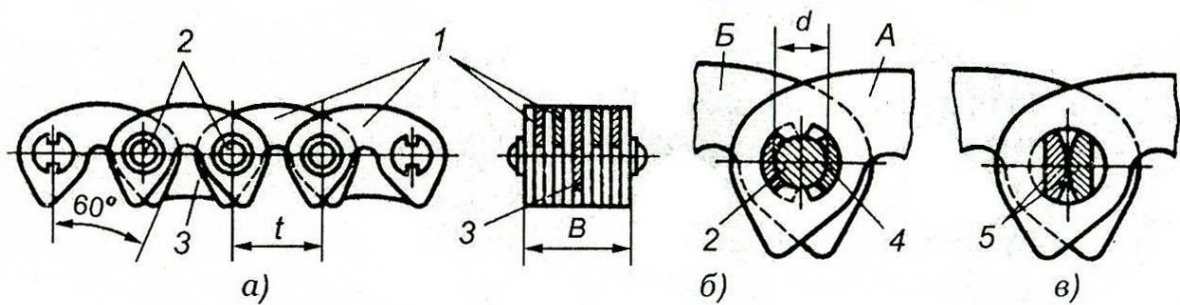


Рис. 3.6. Зубчатая цепь:

1 – пластины; 2 – валики; 3 – направляющие пластины; 4 – шарнир; 5 - призмы

Основные геометрические соотношения цепных передач следующие.

Передаточное отношение 
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (3.1)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  – угловая скорость соответственно ведущей и ведомой звёздочки;  $z_1, z_2$  – число зубьев соответственно ведущей и ведомой звёздочки

Передаточное отношение цепных передач обычно находится в диапазоне  $u = 2 - 6$

Межосевое расстояние обычно находится в диапазоне:

$$a \geq (30 - 50)t,$$

где  $t$  - шаг цепи.

Допускаемая величина стрелы провисания

$$f = (0,002 - 0,004)a.$$

Делительный диаметр звездочки

$$d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}.$$

Достоинства цепной передачи: высокий КПД (0.95 – 0.97), отсутствие проскальзывания цепи, меньшие, чем в ременных передачах нагрузки на валы, возможность передачи крутящего момента на сравнительно большие расстояния.

Недостатки: шум, необходимость применения натяжных устройств.

### Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему цепной передачи. Определить тип цепи.

2. Определить (измерить) основные геометрические параметры и кинематические соотношения:

$a$  - межосевое расстояние,

$z_1, z_2$  - числа зубьев звездочек,

$d_1, d_2$  - делительные диаметры звездочек,

$u$  - передаточное отношение (см. (3.1)),

$t$  - шаг цепи.

3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_i$  выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$

Сравнить результаты, полученные для аналитического и экспериментального способа определения передаточного отношения.

4. Сформулировать выводы по работе

### Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются цепными?
2. Достоинства и недостатки цепных передач.
3. Особенности применения той или иной цепи.
4. Как определяется передаточное отношение цепной передачи?
5. При известных размерах звездочек и скорости вращения ведущей звездочки найти скорость ведомой звездочки (или наоборот).



# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

### Цель работы

Изучение конструкции редуктора, определение основных параметров зубчатых колес, передаточного отношения редуктора, к.п.д. редуктора.

### Общие теоретические сведения

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых колес и служащий для понижения угловой скорости и повышения крутящего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещены элементы передачи (зубчатые колеса, валы, подшипники и т.п.). Также в состав редуктора могут входить устройства для смазки зубчатых колес и подшипников, а также устройства для охлаждения.

Редукторы можно классифицировать по следующим признакам:

- по типу передачи – зубчатые, червячные, зубчато-червячные;
- по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.;
- по типу зубчатых колес – цилиндрические, конические и т.д.;
- по расположению валов в пространстве – горизонтальные, вертикальные и т.д.;

На рис.4.1 показаны кинематические схемы некоторых типов редукторов.

Одноступенчатые редукторы (рис.4.1, а) обеспечивают передачу вращающих моментов на тихоходном валу от 250 до 4000 Нм при  $u = 2 \dots 6,3$ .

Двухступенчатые цилиндрические редукторы (рис.4.1, б) в диапазоне  $u = 8 \dots 40$  способны передавать вращающий момент от 250 до 4000 Нм.

Трехступенчатые редукторы (рис.4.1, в) имеют развернутую схему расположения колес ( $u = 40 \dots 250$ ).

Также распространены соосные редукторы (рис.4.1, г), имеющие меньшие габариты по длине по сравнению с редукторами, выполненными по развернутой схеме (рис.4.1, б).

Для уменьшения нагрузки на наиболее нагруженную тихоходную ступень производят редукторы с раздвоенной

быстроходной ступенью (рис.4.1, д) в виде двух косозубых пар для обеспечения равномерного распределения нагрузки между ними. Редукторы с раздвоенной ступенью имеют на 20 % меньшую массу, по сравнению с редукторами с развернутой схемой колес, но более трудоемки в изготовлении.

Для передачи вращения между пересекающимися осями валов применяют коническо-цилиндрические редукторы (рис.4.1, е).

Менее распространены другие типы редукторов.

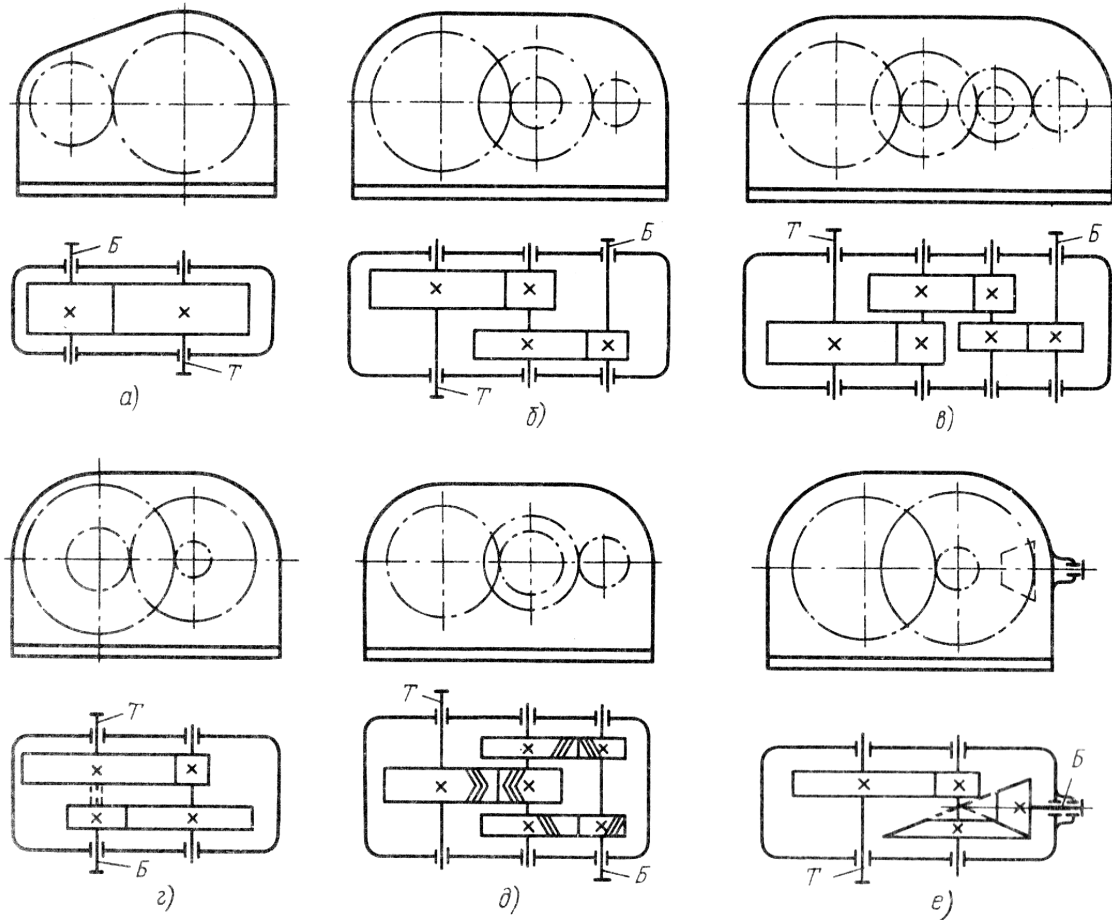


Рис. 4.1. Кинематические схемы редукторов:  
*a* – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый; *в* – трехступенчатый;  
*г* – соосный; *д* - с раздвоенной быстроходной ступенью;  
*е* – коническо-цилиндрический

На рис.4.2 показана схема мотор-редуктора. В таких редукторах конструктивно объединены электродвигатель и редуктор. Редуктор выполнен по соосной схеме с расположением осей валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 крепятся в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами и болтами. Расположение одной опоры вала в корпусе, а

второй – в щите позволило создать технологичную конструкцию, сократить осевой габарит редуктора и значительно уменьшить его массу.

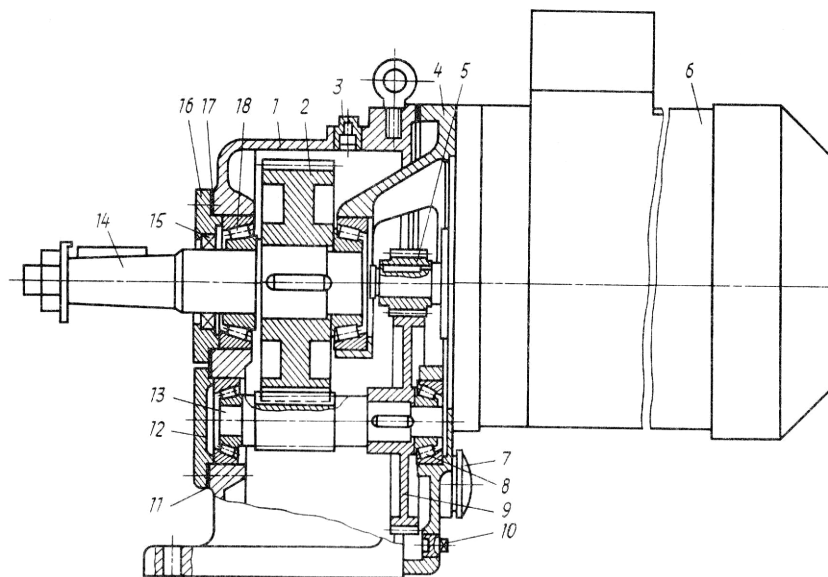


Рис.4.2. Мотор-редуктор

В задней стенке щита выполнены расточка и резьбовые соединения с электродвигателем 6. Насаженная на вал двигателя ведущая шестерня 5 находится в зацеплении с зубчатым колесом 9, напрессованным на вал-шестерню 13. Вал-шестерня вращается на двух подшипниках 8 и находится в зацеплении с зубчатым колесом 2, насаженным на выходной вал 14, вращающийся на подшипниках 18. Подшипники регулируют прокладками 17 и 11, установленными под крышки 16 и 12. Неподвижные соединения уплотняют прокладками, а выходной вал – манжетой 15.

Передаточный механизм должен обеспечивать с заданной степенью точности передачу движения и его преобразование, быть экономичным и безопасным в работе.

Выбор типа передаточного механизма зависит от его назначения, режима и условий его работы.

Важнейшей характеристикой передач вращательного движения является **передаточное отношение**, которое показывает, во сколько раз угловая скорость  $\omega$  (или частота вращения  $n$ ) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другого.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущего звена;  
 $\omega_2$  – угловая скорость ведомого звена.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом общее передаточное отношение многозвенного механизма равно произведению передаточных отношений отдельных механизмов (ступеней):

$$U_{1i} = U_I \cdot U_{II} \cdot U_{III} \cdot \dots \cdot U_N, \quad (4.1)$$

где  $U_I$  – передаточное отношение I ступени (пары зубчатых колес, находящихся в зацеплении),  $U_{II}$  – передаточное отношение II ступени и т.д.

В общем случае при  $i$  ведущих колесах и  $j$  ведомых колесах в механизме и  $k$  внешних зацеплениях формула (4.1) имеет вид:

$$U_{1n} = (-1)^k \frac{\prod_{j=1}^n z_j^{\text{ведом}}}{\prod_{i=1}^n z_i^{\text{ведущ}}} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} \quad (4.2)$$

где  $\prod$  - знак произведения,

$\omega_1$  – угловая скорость входного звена;  $\omega_n$  – угловая скорость выходного звена;  $n_1$  – частота вращения входного звена;  $n_n$  – частота вращения выходного звена.

В формуле (4.2) в числителе стоит произведение числа зубьев *ведомых* колес, в знаменателе - произведение числа зубьев *ведущих* колес.

Основные геометрические параметры зубчатого зацепления:

$m$  – модуль зацепления, мм;

$P$  – шаг по дуге делительной окружности;

$a$  – межосевое расстояние, мм;

$d$  – делительный диаметр, мм;

$d_a$  - диаметр вершин, мм;

$d_f$  - диаметр впадин, мм;

$d_w$  - диаметр начальный, мм;

$\alpha$  - угол профиля зуба, град;

$\beta$  - угол наклона зубьев, град;

$Z$  – число зубьев;

$U$  – передаточное отношение.

Основные размеры цилиндрической передачи, выполненной без смещения находятся по следующим формулам

$$\begin{aligned}d &= \frac{zm}{\cos \beta}; \\d_a &= d + 2m; \\d_f &= d - 2,5m; \\a &= 0,5(d_2 \pm d_1); \\a &= \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}.\end{aligned}\tag{4.3}$$

### **Оборудование и инструмент**

Для выполнения лабораторной работы используется цилиндрический редуктор в собранном виде, мерительный инструмент.

### **Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться с инструкцией по охране труда для выполнения лабораторной работы.
2. Ознакомиться с внешним видом редуктора, обратить внимание на конструкцию корпуса.
3. Разобрать редуктор.
4. Ознакомиться с конструкцией зубчатых колес редуктора. Определить замерами основные геометрические параметры зубчатых колес ( $P, d, a, z, \beta$ ), проверить их по расчетным формулам (4.3).
5. Ознакомиться с конструкцией опор валов.
6. Определить передаточное отношение каждой ступени редуктора.
7. Определить общее передаточное отношение редуктора (см. (4.1, 4.2) ).
8. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_i$  выходного звена, после чего вычислить

передаточное отношение по формуле

$$U_{li} = \varphi_1 / \varphi_i$$

9. Определить к.п.д. редуктора\*.

10. Собрать редуктор.

*\*с использованием справочных материалов*

### Обработка результатов

Отчет по лабораторной работе должен включать следующие разделы:

- кинематическая схема редуктора и краткое его описание (характеристика редуктора, конструкция корпуса, крепление колес на валах, тип подшипников);

- замеры геометрических параметров каждого зубчатого колеса (в форме таблицы 4.1);

- расчет основных геометрических параметров (в форме таблицы 4.2);

- передаточное отношение каждой ступени и общее передаточное отношение редуктора;

- к.п.д. редуктора.

Таблица 4.1 - Геометрические параметры редуктора (результаты измерений)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Размерность	Результаты измерений			
				1 ступень		2 ступень	
				1	2	3	4
1	Число зубьев	$z$					
2	Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм				
3	Ширина зубчатого венца	$b$	мм				
4	Угол наклона зубьев	$\beta$	град				
5	Межосевое расстояние	$a$	мм				
6	Шаг	$P$	мм				

Таблица 4.2- Геометрические параметры редуктора  
(расчетные данные)

№ п/п	Параметры	Обозначение	Расчетная формула	Результаты расчета			
				1 ступень		2 ступень	
				1	2	3	4
1	модуль	$m$					
2	Делительный диаметр	$d$					
3	Диаметр окружностей вершин	$d_a$					
4	Диаметр окружностей впадин	$d_f$					
5	Угол наклона зубьев	$\beta$					
6	Межосевое расстояние	$a$					
7	Передаточное отношение	$u$					
8	Передаточное отношение редуктора	$u_{ред}$					

### Выводы по работе

Сравнить параметры редуктора, полученные экспериментальным путем и вычисленные по расчетным формулам.

Дать объяснения по результатам проведенных экспериментов.

## Контрольные вопросы

1. Что называют редуктором?
2. По каким признакам классифицируют редукторы?
3. При каких передаточных отношениях применяют одно-, двух- или трехступенчатые редукторы?
4. Назвать основные параметры зубчатого колеса.
5. Что такое модуль зацепления и как его определяют?
6. Что является опорами валов в редукторе?
7. При известных числах зубьев колес и скорости вращения ведущего вала найти скорость ведомого вала (или наоборот).



## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

**Цель работы:** изучение конструкций и кинематических свойств конических зубчатых передач.

#### Общие теоретические положения

Зубчатые передачи с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колёс конические, называют конической. Следовательно, конические зубчатые механизмы, предназначены для передачи крутящего момента между валами, оси которых пересекаются.

Общий вид передачи приведен на рис. 5.1.

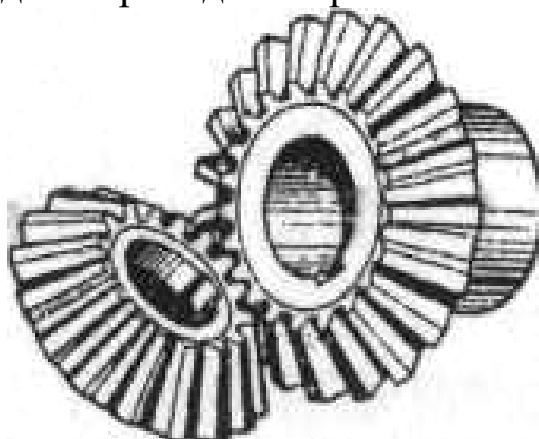


Рис. 5.1. Коническая прямозубая передача

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колёс (рис.5.1) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом  $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$ . Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями  $\Sigma = 90^\circ$ , но могут быть передачи и с  $\Sigma > 90^\circ$ .

Колеса конических передач выполняют с прямыми (рис. 5.2, а), косыми (рис. 5.2, б), круговыми зубьями (рис. 5.2, в).

---

• В гипоидных передачах оси валов не пересекаются, а скрещиваются.

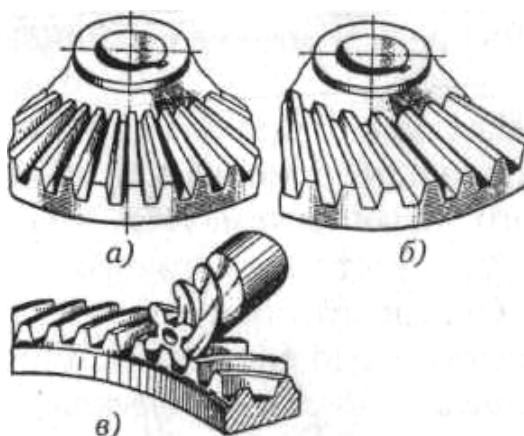


Рис. 5.2. Конические зубчатые колеса: *а* — колесо с прямыми зубьями; *б* — колесо с косыми зубьями; *в* — колесо с круговыми зубьями

Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещивающимися осями называют гипоидной (рис. 5.3). Эта передача находит применение в автомобилях.

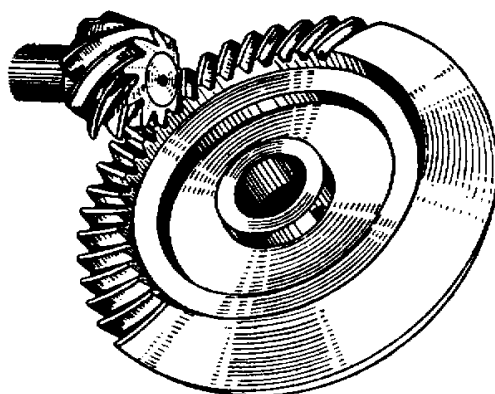


Рис. 5.3. Гипоидная передача

Геометрические параметры конических зубчатых колес схематично представлены на рис. 5.4, 5.5.

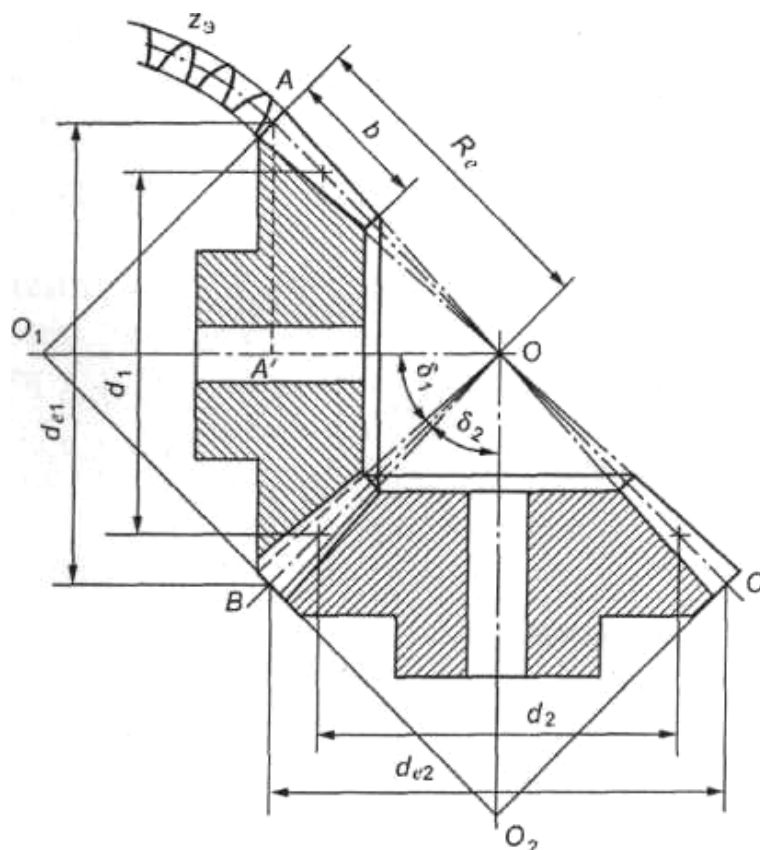


Рис. 5.4. Геометрические параметры конических зубчатых колес

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов  $O$ . Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов.

Геометрические параметры конической передачи (рис. 5.4) :

$AOB$  - делительный конус шестерни;

$BOC$  - делительный конус колеса;

$AO_1B$  - делительный дополнительный конус шестерни;

$BO_2C$  - делительный дополнительный конус колеса;

$\delta_1$  - угол делительного конуса шестерни;

$\delta_2$  - угол делительного конуса колеса;

$d_{e1}$  - внешний делительный диаметр шестерни;

$d_{e2}$  - то же, колеса;

$d_1$  - средний делительный диаметр шестерни;

$d_2$  - то же, колеса;

$b$  - ширина зубчатого венца (длина зуба);

$R$  - внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции)

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают только внешнюю и среднюю делительные окружности (см. рис. 5.5).

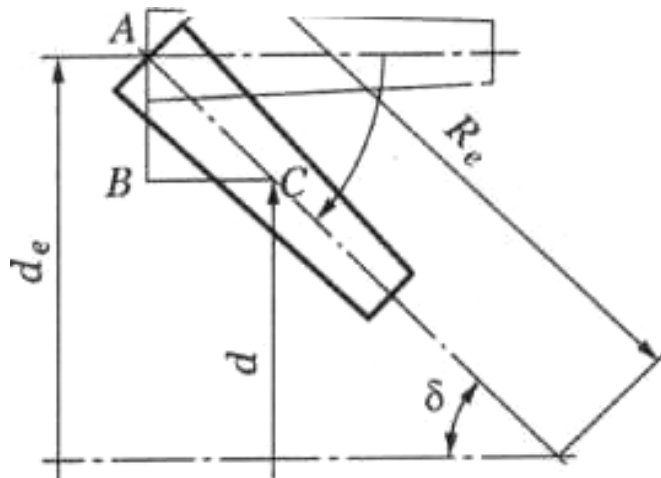


Рис. 5.5. Зуб конического колеса

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный диаметр связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т. е.  $d = mz$  (рис. 5.5), определяют внешний  $d_e$  и средний  $d_m$  делительные диаметры:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z;$$

где  $m_e$  — внешний окружной модуль;  $m_m$  — средний окружной модуль.

Основные геометрические параметры конических колес представлены в таблице 5.1

Передаточное отношение конической передачи определяется так:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2, \quad (5.1)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  — угловая скорость шестерни и колеса;  $n_1, n_2$  — частота вращения соответственно ведущего и ведомого валов;  $z_1, z_2$  — число зубьев шестерни и конического колеса соответственно.

Передаточное отношение конических передач не имеет знака, т.к. оси валов пересекаются. Обычно его значение лежит в диапазоне:  $U = 2 - 6$ .

Коэффициент полезного действия конических передач несколько ниже, чем для цилиндрических, и ориентировочно равен  $\eta = 0,92 - 0,95$

Таблица 5.1

## Основные геометрические параметры конических колес

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
Внешний окружной модуль $m_e$	$m_e = \frac{d_e}{z}; m_e = \frac{2R_e \sin \delta}{z}$
Средний окружной модуль $m$	$m = m_e - \frac{b}{z} \sin \delta$
Внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae}$	$d_{ae} = m_e (z + 2 \cos \delta)$
Внешний делительный диаметр $d_e$	$d_e = m_e z$
Внешний диаметр впадин зубьев $d_{fe}$	$d_{fe} = m_e (z - 2.4 \cos \delta)$
Высота зуба $h_e$	$h_e = 2.2m_e$
Высота головки зуба $h_{ae}$	$h_{ae} = m_e$
Высота ножки зуба $h_{fe}$	$h_{fe} = 1.2m_e$
Окружной шаг $p_{te}$	$p_{te} = \pi m_e$
Окружная толщина зуба $S_{te}$	$S_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Окружная ширина впадины $e_{te}$	$e_{te} = \frac{\pi m_e}{2}$
Радиальный зазор $c_e$	$c_{te} = 0.25m_e$
Ширина зубчатого венца $b$	$b = \psi_{de} d_1$
Внешнее делительное конусное расстояние $R_e$	$R_e = \frac{m_e z}{2 \sin \delta}$
Угол делительного конуса шестерни $\delta_1$	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
Угол делительного конуса колеса $\delta_2$	$tg \delta_2 = u$

**Силы в зацеплении прямозубой конической передачи**

Схема сил показана на рис. 5.6. В рассматриваемой передаче действует одна сила, обусловленная давлением зуба шестерни на

зуб колеса. Эта сила для удобства расчетов раскладывается на три составляющие: окружная  $F_t$ , радиальная  $F_r$  и осевая  $F_a$ .

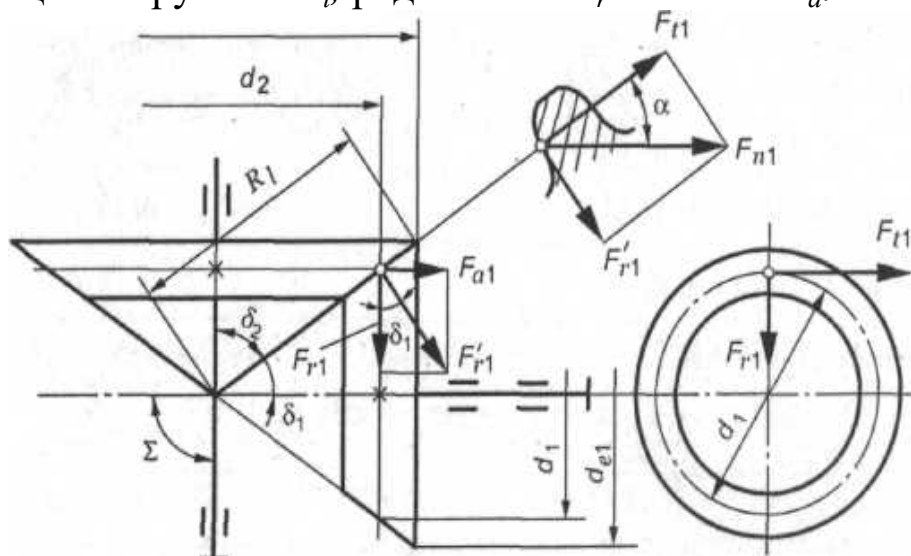


Рис. 5.6. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

С учетом геометрических соотношений в конической передаче по нормали к зубу действует сила  $F_{ln}$  (рис. 5.6). Эту силу разложим на две составляющие:  $F_{tl}$  и  $F'_{rX}$ . В свою очередь  $F'_{r1}$  разложим на  $F_{a1}$  и  $F_{r1}$ . Запишем:

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1; F_{n1} = F_{r1} / \cos \alpha; F'_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{r2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{r1}$$

Осевая сила на шестерне численно равна радиальной силе на колесе.

Недостатки конических передач следующие:

- пониженная нагрузочная способность по сравнению с цилиндрическими зубчатыми механизмами с аналогичными геометрическими характеристиками;
- сложности изготовления и монтажа передачи (одно из колес, как правило, шестерню приходится располагать консольно).

По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов.

## **Содержание работы**

1. Используя модель, составить кинематическую схему конической передачи. Определить форму зубьев.
2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, модуль, делительные диаметры, углы делительных конусов, и др. Данные свести в таблицу.
3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_i$  выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле
$$U_{1i} = \varphi_1 / \varphi_i$$
4. Сформулировать выводы по работе.

## **Контрольные вопросы**

1. Для чего предназначены конические передачи?
2. Преимущества и недостатки конических передач
3. Основные геометрические параметры
4. Как определяется передаточное отношение механизма?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Цель работы:** изучение конструкций и кинематических свойств винтовых зубчатых передач.

#### **Общие теоретические положения**

Основные теоретические положения изложены в работе №4.

Винтовая зубчатая передача предназначена для передачи крутящего момента между валами, оси которых скрещиваются.

Общий вид передачи представлен на рис. 6.1.

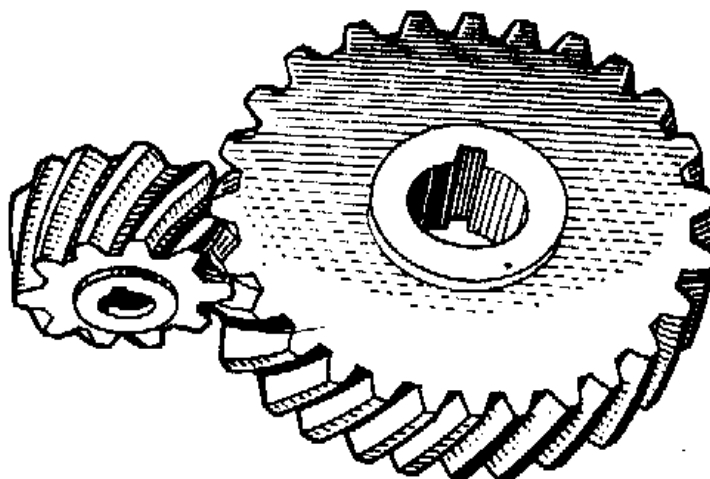


Рис. 6.1. Винтовая передача

Винтовая передача состоит из двух косозубых колес, расположенных в перпендикулярных плоскостях, так, что их оси не пересекаются.

**Объект выполнения работы:** макет винтовой зубчатой передачи.

#### *Содержание работы*

1. Используя модель, составить кинематическую схему винтовой передачи. Определить форму зубьев.



2. Определить основные кинематические соотношения (передаточное отношение, модуль, делительные диаметры, межосевое расстояние и др.) Данные свести в таблицу.
3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено (шестерню) на угол  $\varphi_1$  и измерить угол поворота  $\varphi_i$  выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле
$$U_{ii} = \varphi_1 / \varphi_i$$
4. Сформулировать выводы по работе.

### **Контрольные вопросы**

1. Назначение и область применения винтовой зубчатой передачи.
2. Основные геометрические и кинематические характеристики.
3. Преимущества и недостатки винтовой передачи.
4. Как определяется передаточное отношение механизма?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

**Цель работы** - ознакомление с конструкцией одноступенчатого червячного редуктора, измерение его габаритных и присоединительных размеров, определение геометрических параметров червячного колеса и червяка, изучение способа регулировки осевой игры подшипников и регулировки червячного зацепления.

### Краткие теоретические сведения

Червячные редукторы, также как и редукторы других типов, предназначены для увеличения вращающего момента двигателя с одновременным понижением частоты вращения. Основными параметрами технической характеристики редуктора являются вращающий момент на тихоходном валу, коэффициент полезного действия, передаточное число и наибольшая частота вращения быстроходного вала.

Червячный редуктор представляет собой червячную передачу, которая заключена в корпус.

Червячная передача относится к зубчато-винтовым и состоит из червяка и червячного колеса. Рабочие поверхности червяка являются винтовыми поверхностями, зубья червячного колеса имеют дуговую форму. Чаще всего оси червяка и колеса перекрещиваются в пространстве под углом  $90^\circ$ .

Основные достоинства червячных передач: возможность осуществления большого передаточного числа  $U$  в одной ступени (у силовых червячных передач  $U = 7..80$ , у несиловых  $U \leq 1000$ ), бесшумность и плавность работы, возможность самоторможения.

Недостатки: низкий коэффициент полезного действия, необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных и дорогих антифрикционных материалов, склонность к заеданию и повышенный износ, чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа.

Характерной особенностью работы червячных передач является большая относительная скорость скольжения в зацеплении.

Червячные передачи используются при передаче небольших и средних мощностей, обычно до 50-60 кВт.

Возможные схемы компоновки червячных редукторов приведены на рис.7.1-7.4.

Основные причины выхода из строя червячных передач: заедание рабочих поверхностей зубьев червячного колеса и витков червяка; усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев колеса; поломка зубьев колеса; износ зубьев колеса.

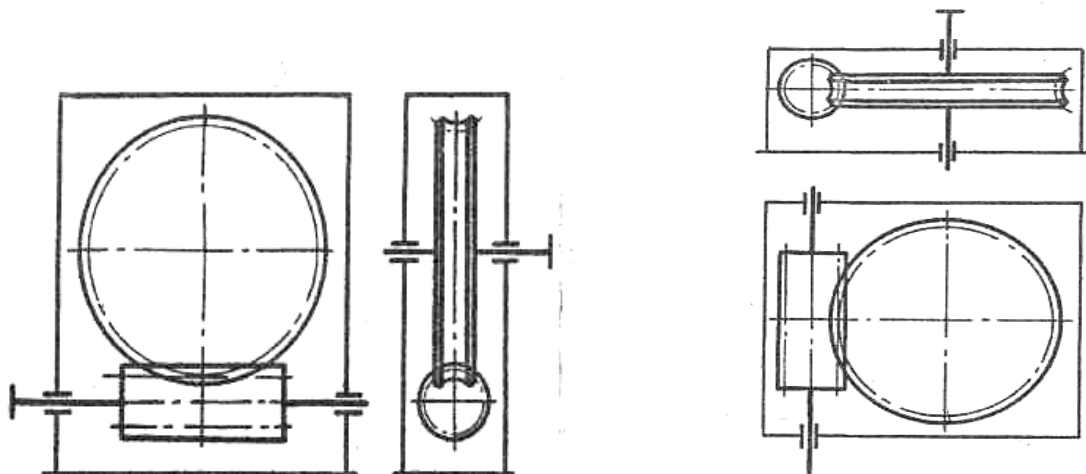


Рис. 7.1. Схема червячного редуктора с горизонтальным расположением червяка под колесом (редуктор типа РЧП)

Рис. 7.2. Схема червячного редуктора с вертикальным расположением вала червячного колеса

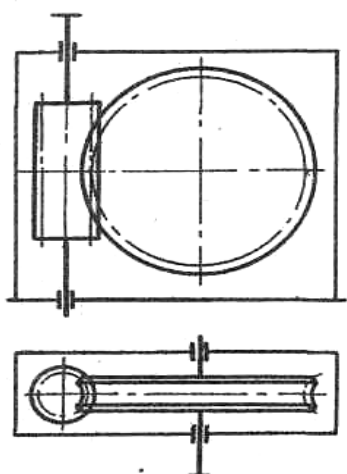


Рис. 7.3. Схема червячного редуктора с вертикальным расположением червяка

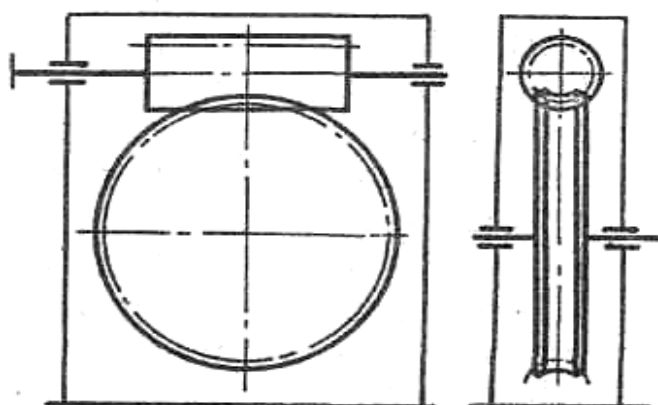


Рис. 7.4. Схема червячного редуктора с горизонтальным расположением червяка над колесом (редуктор типа РЧН)

От материалов червячных пар требуется хорошая прирабатываемость, пониженная склонность к заеданию, и хорошая износостойкость.

Червяки изготавливают из сталей, термически обработанных до значительной твердости. Наилучшей работоспособностью обладают червяки из цементируемых сталей (15Х, 20Х, 18ХГТ и др.) с твердостью после закалки HRC 56÷63. Широко применяют также червяки из среднеуглеродистых сталей (45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА и др.) с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC 45÷55.

Венцы червячных колес при высоких скоростях скольжения (от 5 до 30 м/с) изготавливают из оловянистых бронз Бр. 0Ф Ю-І, Бр. ОНФ Ю-І-І и др., а также из сурьмяноникелевых бронз. При средних скоростях скольжения ( $V_{ск} < 10$  м/с) применяют безоловянистые бронзы. Для тихоходных передач ( $V_{ск} < 2 ÷ 3$  м/с) используют серые чугуны.

В целях экономии цветных металлов венцы червячных колес устанавливают на чугунные или стальные центры. Применяют следующие типовые конструкции, приведенные на рис.7.5:

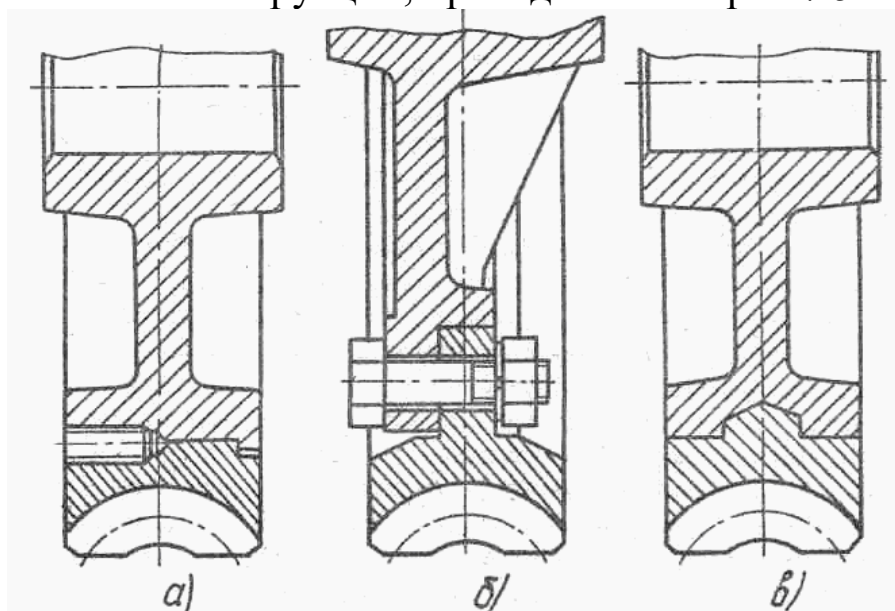


Рис.7.5. Типовые конструкции червячных колёс:  
а - бандажированная; б – болтовая; в - биметаллическая

Бандажированная (рис.7.5,а) конструкция, в которой бронзовый обод посажен на стальной или чугунный центр с натягом, проста в изготовлении и применяется для колес

относительно небольших диаметров, а также для колес передач, ненапряженных в тепловом отношении. При нагреве до высокой температуры посадка может ослабнуть вследствие большего коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна. Для предотвращения взаимного смещения венца и центра в стыкуемые поверхности ввертывают винты с последующим срезанием их головок. Здесь винты играют роль шпонок.

В болтовой конструкции (рис.7.5,б) фланец бронзового венца прикрепляют к центру колеса болтами. Для меньшего искажения рабочих поверхностей зубьев вследствие температурных деформаций фланец выполняют по возможности симметричным по отношению к венцу. Эту конструкцию применяют для колес больших и средних диаметров.

В биметаллической конструкции (рис.7.5в) бронзовый венец отливают в форму с предварительно вставленным в нее центром. Эта конструкция является наиболее рациональной, ее часто применяют при серийном производстве.

Корпуса относительно небольших червячных редукторов (с меж-осевыми расстояниями до 125 мм) изготавливают, чаще всего, без разъема. В таких конструкциях монтаж червячного колеса осуществляют либо через верхнюю крышку корпуса, либо через специальные большие боковые крышки корпуса.

Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием свыше 125 мм имеют обычно разъем по оси червячного колеса.

В червячных редукторах применяют, как правило, подшипники качения. Червяки с небольшим расстоянием между опорами в передачах, ненапряженных в тепловом отношении, устанавливают (рис. 7.6,а,б) на радиально-упорных подшипниках по одному в опоре (установка "враспор"). У червяков с большими расстояниями между опорами (обычно в передачах с межосевым расстоянием  $a_w \geq 160$  мм), работающими в напряженном тепловом режиме, ставят в одной опоре плавающий подшипник, а в другой - два радиально-упорных, воспринимающих осевые нагрузки в обоих направлениях (рис.7.6,в,г). При больших осевых силах, когда динамическая грузоподъемность радиально-упорных подшипников оказывается недостаточной, применяют схему постановки с упорным сдвоенным подшипником (рис.7.6,д).

Для вала червячного колеса ввиду его небольшой длины применяют по одному радиально-упорному подшипнику в опоре,

которые устанавливают "враспор" (рис. 7.6,а,б).

Внутренние кольца подшипников ставят на валы с натягом, во избежание обкатывания кольцом шейки вала, развальцовки посадочных поверхностей и контактной коррозии. Наружные кольца подшипников ставят в корпус редуктора по посадкам с гарантированным зазором, что позволяет осуществлять регулировку зацепления и осевую игру подшипников.

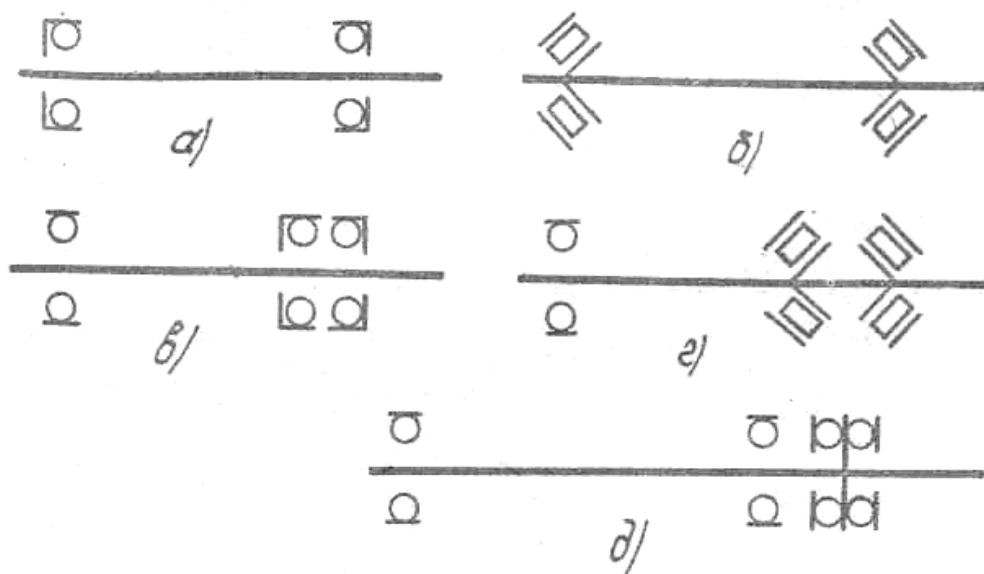


Рис.7.6. Типовые схемы установки валов червячных колес

Основной вид смазки червячных редукторов - смазка окупанием. Масляная ванна должна иметь достаточную емкость, чтобы не происходило быстрое старение масла и взбалтывание продуктов износа и осадков. При нижнем расположении червяка уровень масла обычно назначают таким, чтобы витки червяка были полностью погружены в масло; для повышения нагрузочной способности передачи уровень масла часто назначают более высоким. При верхнем расположении червяка уровень масла может достигать до 0,3-0,5 максимального радиуса колеса.

В быстроходных червячных редукторах большой мощности применяют циркуляционную смазку.

Для устранения утечки масла и попадания внутрь редуктора пыли и грязи в проходных крышках вала червяка и червячного колеса устанавливают уплотнения манжетного типа, сальниковые, лабиринтные и др.

Червячные редукторы, также как и редукторы других типов, имеют ряд вспомогательных устройств: для транспортирования

(захвата) редуктора, контроля уровня масла, слива отработанного масла, выравнивания давления воздуха внутри корпуса по отношению к наружному, окно для заливки масла и контроля пятна контакта зубьев колеса и витков червяка при регулировке зацепления.

Габаритные и присоединительные размеры редуктора

Габаритными называются максимальные размеры редуктора, определяющие его высоту, длину и ширину.

Присоединительными являются те размеры редуктора, которые необходимы для выбора сопряженных с ним деталей, а также размеры, определяющие установку редуктора на раме или фундаменте.

Габаритные и присоединительные размеры редуктора типа РЧН показаны на рис.70.7.

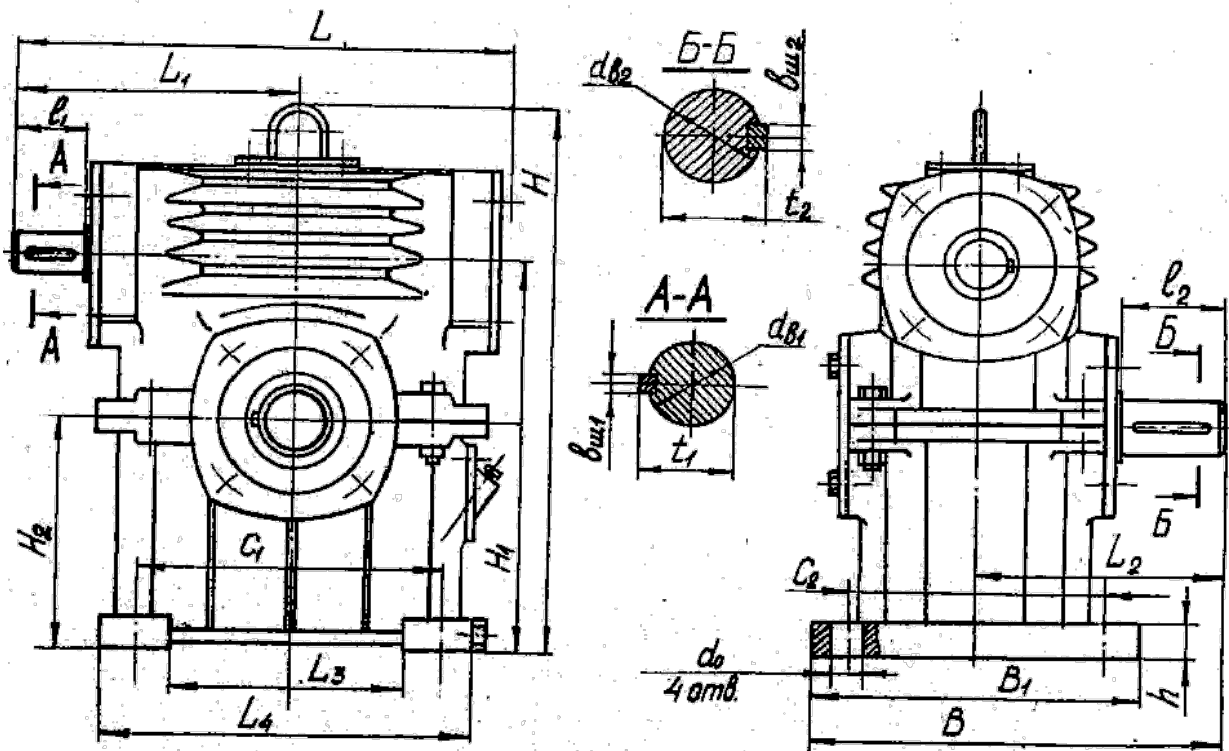


Рис. 7.7. Габаритные размеры редуктора

Присоединительные размеры задаются относительно опорной поверхности редуктора и вертикальной оси симметрии редуктора, которые служат базами при сборке редуктора с другими узлами изделия. К присоединительным размерам относят размеры выходных участков валов, расстояния от опорных поверхностей до осей валов, размеры опорных поверхностей, диаметры отверстий

под фундаментные болты и др.

### ***Геометрия червячных передач***

В настоящее время применяют червяки следующих основных типов, архимедовы, конволютные и эвольвентные.

Архимедовы червяки представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля в осевом сечении (трапецеидальный профиль). В торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью. Эти червяки имеют широкое распространение. Их обычно не шлифуют, так как для шлифования необходима специальная профилировка шлифовального круга.

Конволютные червяки имеют прямолинейные очертания впадины (или витка) в нормальном сечении. В торцовом сечении витки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обычно применяют при необходимости шлифования после термообработки.

Эвольвентные червяки являются косозубыми эвольвентными колесами с малым числом зубьев и большим углом наклона их. В осевом сечении виток очерчен выпуклой кривой, торцовое сечение витков представляет собой эвольвенту. Рабочие поверхности этих червяков могут шлифоваться на специальных станках торцовой стороной шлифовального круга, т.е. плоскостью.

При одинаковом качестве изготовления архимедовы и эвольвентные червячные передачи обладают примерно одинаковой нагрузочной способностью и КПД. ГОСТ 2144-76-рекомендует принимать числа витков червяка  $Z_1 = 1, 2, 4$ . В специальных передачах число витков может быть любым, но не превышать  $Z_1=12$ ,

Червяки, за исключением случаев, обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка правого направления.

Особенностью геометрии червячного колеса является то, что образование боковых поверхностей его зубьев осуществляется инструментом, режущие кромки которого в станочном зацеплении воспроизводят в пространстве исходный производящий червяк соответствующего вида.

Параметры зацепления червячных передач регламентированы ГОСТ 19672-74, ГОСТ 2144-76, 19036-73.

Основные геометрические размеры червячной пары показаны на рис.7.8, а в таблице приведены формулы или указания для их



вычисления.

Измерение параметров червячного зацепления требует осуществления ряда точных замеров на специальных приборах. Задача измерения существенно упрощается, если параметры зацепления соответствуют ГОСТ 2144-76 на червячные цилиндрические передачи. В этом случае по отдельным замерам червяка и червячного колеса, выполняемым обычным универсальным измерительным инструментом, можно путем расчета определить остальные параметры зацепления. При этом величины параметров зацепления округляют до стандартных значений, если эти величины находятся в пределах отклонений, обусловленных неточностями изготовления и измерения.

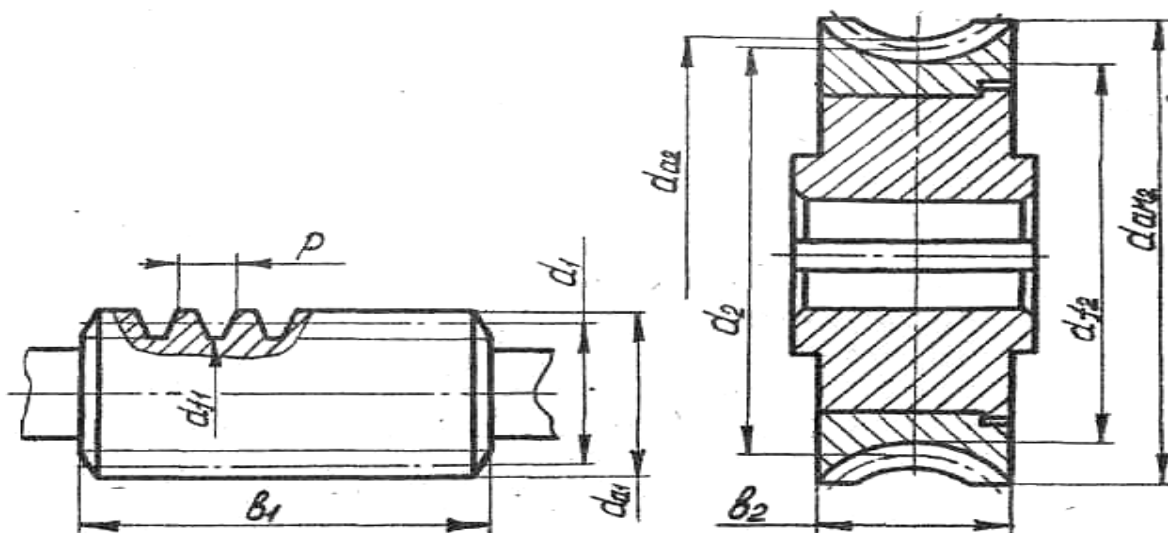


Рис. 7.8. Основные геометрические размеры червяка и колеса

**Объект выполнения работы:** макет червячного редуктора.

### Разборка и сборка редуктора

Разборку редуктора производят в такой последовательности.

1. Вывертывают болты, крепящие крышки подшипников вала червячного колеса и снимают эти крышки вместе с прокладками.
2. Отвертывают гайки, снимают шайбы и вынимают болты, соединяющие крышку корпуса с корпусом.
3. Вынимают червячное колесо вместе с валом и подшипниками из корпуса и производят разборку этого узла.
4. Вывертывают болты, крепящие крышки подшипников вала червяка, снимают эти крышки вместе с прокладками.

5. Вынимают червяк вместе с подшипниками из крышки корпуса. Демонтируют подшипники с червяка.

### **Порядок выполнения лабораторной работы**

1. Изучают конструкцию редуктора.
2. Вычерчивают схему редуктора.
3. Дают краткое описание конструкции редуктора, при этом обращают внимание и отражают в отчете:
  - взаимное расположение в пространстве червяка и червячного колеса;
  - конструкцию червяка и червячного колеса; - конструкцию опорных узлов валов редуктора (схема постановки вала на подшипники), типы подшипников;
  - систему смазки зацепления и подшипников;
  - способ охлаждения передачи.
4. Измеряют габаритные и присоединительные размеры редуктора и проставляют их на чертеже в отчете.
5. Производят разборку редуктора.
6. Выполняют эскизы червяка и червячного колеса, производят их обмер,
7. Рассчитывают основные геометрические параметры червячной пары.
8. Проводят сборку редуктора и предъявляют лабораторную установку лаборанту или преподавателю для осмотра.
9. Оформляют отчет по лабораторной работе

### **Контрольные вопросы**

1. Основные достоинства и недостатки червячных передач\*
2. Диапазон возможных передаточных чисел и передаваемых мощностей, реализуемых в червячных редукторах.
3. Материалы, применяемые для изготовления червяков, их термическая обработка, виды отделочных операций для рабочих поверхностей червяков.
4. Материалы, применяемые для изготовления венцов червячных колес, способы соединения венцов колес с центром.
5. Типовые схемы установки валов червячных редукторов на опоры.
6. Способы смазки червячного зацепления и подшипниковых

узлов, назначение смазки. .

7. Габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора.

8. Основные типы профилей цилиндрических червяков.

9. Основные геометрические размеры червячной пары.

10. Назначение вспомогательных устройств в червячных редукторах.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1П

Межосевые расстояния  $A_w$  червячных передач, в мм (по ГОСТ 2144-76)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-

Таблица 2П

Модули  $m$  червячных передач, в мм (по ГОСТ 19672-74, СТ СЭВ 267-76)

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
2-й ряд	-	-	1,5	3,0	-	3,5	-	6,0	7,0	-

Таблица 3П

Коэффициенты диаметра червяка  $q$  (по ГОСТ 19672-74, СТ СЭВ 267-76)

1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0			
2-й ряд	7,1	7,5	9,0	11,2	12,0	14,0	18,0	22,4	25,0

Формулы для вычисления основных геометрических  
размеров червячной пары /3/

Параметр	Обозначение	Формула
<b>Червяк</b>		
Делительный диаметр	$d_1$	$d_1 = m q$
Диаметр вершин витков	$d_{a_1}$	$d_{a_1} = d_1 + 2m$
Диаметр впадин витков	$d_{f_1}$	$d_{f_1} = d_1 - 2,4m$
Расчетный осевой шаг	$p$	$p = \pi m$
Делительный угол подъема витков	$\gamma$	см. табл. П4 приложения
Длина нарезанной части	$b_1$	см. табл. П5 приложения
<b>Колесо червячное</b>		
Делительный диаметр	$d_2$	$d_2 = m z_2$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a_2}$	$d_{a_2} = d_2 + 2m (1+x)$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f_2}$	$d_{f_2} = d_2 - 2m (1,2-x)$
Наибольший диаметр	$d_{am2}$	$d_{am2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Ширина венца	$b_2$	$b_2 \leq 0,75 d_{a_1}$ , при $z_1 = 1; 2$ $b_2 \leq 0,67 d_{a_1}$ , при $z_1 = 4$
<b>Передача</b>		
Передаточное число	$U$	$U = \frac{z_2}{z_1}$
Коэффициент смещения	$x$	$x = \frac{d_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Цель работы** – изучение кинематических свойств многозвенных зубчатых механизмов с подвижными осями колес.

### Общие теоретические положения

Механизмы с подвижными осями колес называются планетарными. Степень подвижности планетарных механизмов равна единице. Если степень подвижности больше единицы, то планетарные механизмы называются дифференциальными.

Планетарные передачи широко применяются в различных машинах и устройствах благодаря компактности, возможности передачи больших передаточных отношений и т.д.

На рис.8.1 показаны типовые схемы простейших планетарных передач.

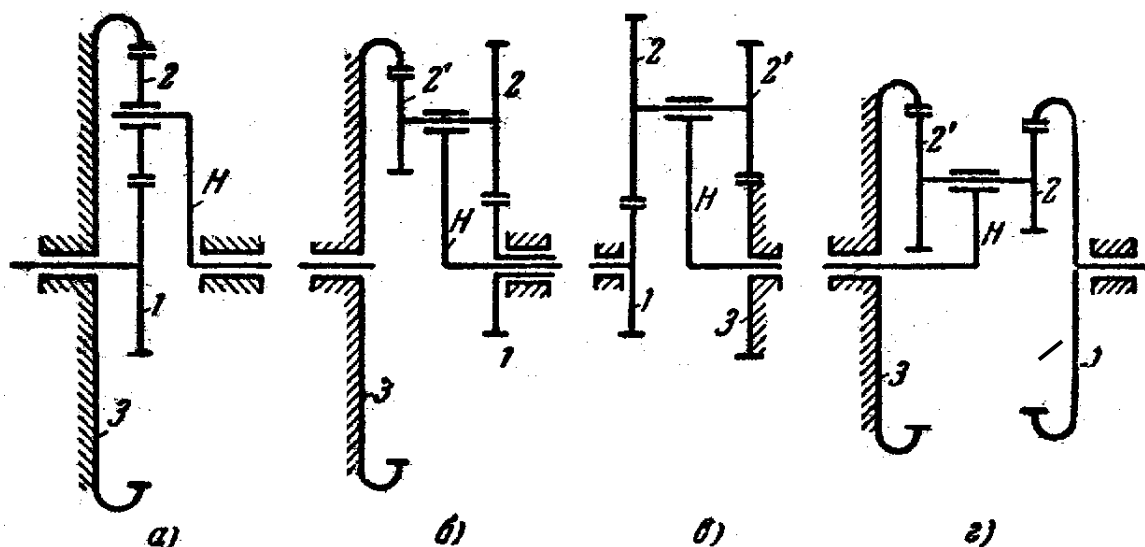


Рис.8.1. Типовые схемы планетарных передач:  
а) однорядный; б) двухрядный со смешанным зацеплением; в) двухрядный с двумя внешними зацеплениями; г) двухрядный с двумя внутренними зацеплениями; 1 – центральное колесо (солнечное); 2 – сателлиты; 3 – опорное колесо (корончатое); Н – водило

Колеса, которые имеют подвижные геометрические оси вращения, называются сателлитами.

Подвижное звено, в котором помещены оси сателлитов, называется водилом. Подвижное колесо, по которому обкатываются сателлиты, называется центральным, или солнечным. Неподвижное центральное колесо называется опорным.

Как правило, планетарные механизмы выполняются соосными.

Число зубьев колес планетарных механизмов, как правило, должно быть больше 17.

При синтезе планетарных механизмов должно соблюдаться несколько условий:

- передаточное отношение;
- условие соосности;
- условие соседства сателлитов;
- условие сборки.

Передаточное отношение планетарного механизма может быть найдено графически с помощью планов скоростей или аналитически методом обращенного движения (метод Виллиса), при котором водило мысленно останавливается, а планетарный механизм преобразуется в механизм с фиксированными осями. Продемонстрируем этот метод на примере передачи, показанной на рис.8.1,а.

Для остановки водила Н необходимо сообщить ему дополнительную угловую скорость -  $\omega_H$ . При этом остальные звенья механизма приобретают следующие угловые скорости

$$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H; \quad \omega_3^H = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H.$$

Передаточное отношение такой передачи

$$U_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H}.$$

$$\text{Т.к. } \frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}^3 \quad \text{и} \quad U_{13}^H = (-1) \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_1} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Получим

$$U_{1H}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (8.1)$$

Условие соосности входного и выходного звеньев указывает на то, что оба центральных зубчатых колеса и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения (см. рис. 6.1).

Схема а

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

Схема в

$$z_1 + z_2 = z_2' - z_3$$

Схема б

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2'$$

Схема г

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

(8.2)

Условие соседства сателлитов требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали зубьями друг друга.

Условие сборки при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами, т.е. обеспечивает симметрию установки сателлитов. Установлено, что при симметричном расположении сателлитов условие сборки удовлетворяется, когда сумма зубьев центральных колес кратна числу сателлитов.

### Типовые схемы планетарных механизмов

Наиболее широкое распространение получил механизм Джеймса (рис. 8.2), который может использоваться в разных вариантах:

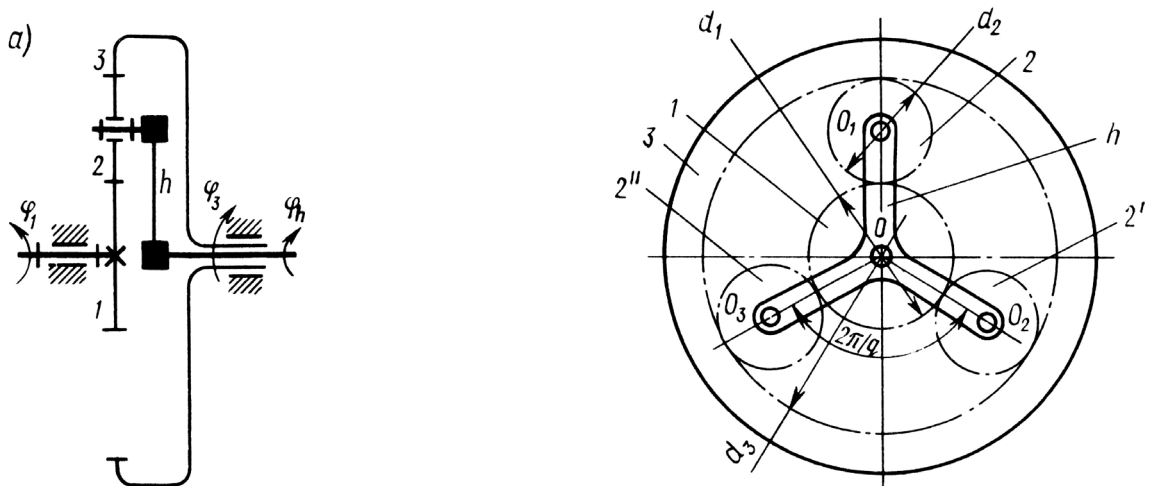


Рис. 8.2 Схема планетарного механизма Джеймса

1) дифференциальный механизм (ведущими могут являться два из трех центральных звеньев: солнечное колесо и водило, водило и корончатое колесо, или солнечное и корончатое колесо). Степень подвижности дифференциального механизма  $w = 2$ .

При этом угловые скорости звеньев связаны между собой следующим соотношением:

$$\omega_H = \frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_1 + z_3} + \frac{\omega_3 \cdot z_3}{z_1 + z_3} = \frac{\omega_1 \cdot z_1 + \omega_3 \cdot z_3}{(z_1 + z_3)} \quad (8.3)$$

2) планетарный механизм с закрепленным корончатым колесом, при этом ведущим является солнечное колесо, а ведомым звеном – водило (или наоборот) – это наиболее распространенный вариант схемы механизма.

Степень подвижности планетарного механизма  $w = 1$ .

Имея в соотношении (8.3) нулевую угловую скорость корончатого колеса, получаем формулу (8.1) для определения передаточного отношения данного механизма.

При ведущем центральном колесе механизм (рис.8.1,а) работает как редуктор. Такие механизмы нашли широкое применение в многосателлитных силовых передачах ( $U_{1H}^3 = 2,3 \div 8$ ).

3) планетарный механизм с закрепленным солнечным колесом, при этом ведущим является водило, а ведомым – корончатое колесо (или наоборот).

Степень подвижности планетарного механизма  $w = 1$ .

Имея в соотношении (8.3) нулевую угловую скорость солнечного колеса, получаем формулу для определения передаточного отношения данного механизма:

$$U_{3H}^1 = \frac{z_1 + z_3}{z_3} \quad (8.4)$$

4) рядовой зубчатый механизм с неподвижными осями колес (закрепленным водилом), при этом ведущим является солнечное колесо, а ведомым – корончатое колесо (или наоборот).

Степень подвижности такого механизма  $w = 1$ , а его передаточное отношение определяется отношением числа зубьев корончатого колеса и солнечного колеса.

В механизмах со сдвоенными сателлитами (рис.8.1, б) передаточное отношение определяется как

$$U_{1H}^3 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2} \quad (8.5).$$



Диапазон передаточных отношений  $U_{1H}^3 = 6 \div 15$ . Такие механизмы используются в силовых передачах, мотор-редукторах и т.д.

В механизмах с двумя внешними или внутренними зацеплениями (рис.8.1, в и г) ведущим является водило, как правило, они являются понижающими передачами.

Передаточное отношение для таких механизмов при ведущем водиле (см. рис. 8.1, в и г)

$$U_{H1}^3 = \frac{z_1 z_2'}{z_1 z_2' - z_2 z_3} \quad (8.6)$$

В таких передачах диапазон передаточных отношений  $U_{H1}^3 = 30 \div 100$ . Однако, они имеют низкий к.п.д. Кроме того, эти схемы не обеспечивают хорошей равномерности вращения выходного вала.

Поэтому их используют в тех случаях, когда полезные нагрузки невелики.

### **Графический метод определения передаточного отношения планетарной передачи**

В основу метода графического определения передаточного отношения планетарной передачи положен треугольный закон распределения окружных скоростей точек вращающегося звена. Если известна скорость  $V_A$  точки  $A$  (см. рис.9.3) звена  $OA$ , вращающегося относительно неподвижного шарнира  $O$  с угловой скоростью  $\omega$ , то скорости остальных точек звена определяются прямой, соединяющей точку  $O$  и конец вектора  $\vec{V}_A$ .

Для пары зубчатых колес, имеющих делительные радиусы  $r_1$  и  $r_2$ , передаточное отношение определится как

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2.$$

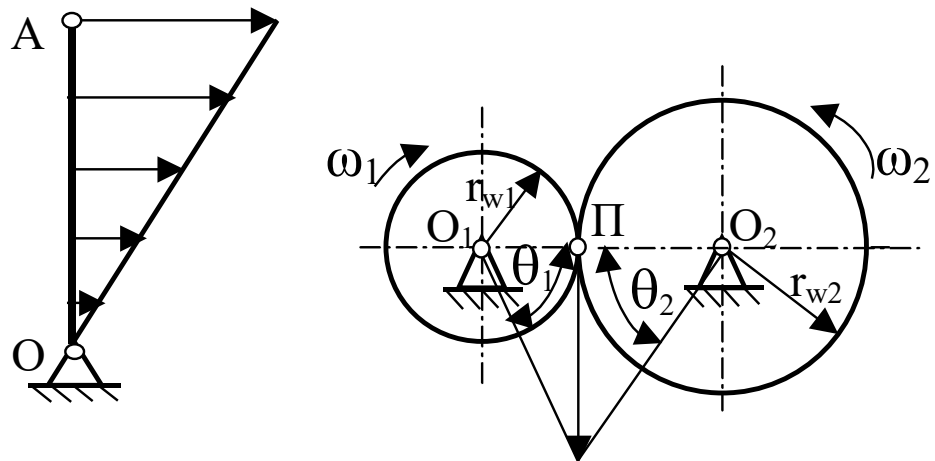


Рис.8.3. Графическое определение передаточного отношения пары зубчатых колёс

Так как окружные скорости зацепляющихся колес на начальных окружностях одинаковы (рис.8.3), то можно написать

$$V = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad \text{или} \quad \omega_1 = V/r_1 \quad \text{и} \quad \omega_2 = V/r_2.$$

Поэтому можно найти тангенсы углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$ , образованных линиями распределения скоростей колес и осью, соединяющей центры  $O_1$  и  $O_2$ :

$$\operatorname{tg} \theta_1 = V/r_1 = \omega_1 \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \theta_2 = V/r_2 = \omega_2.$$

Таким образом, величину передаточного отношения можно выразить и через отношение тангенсов углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$ :

$$U = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_2} \quad (8.7)$$

Полученные зависимости используются для графического определения передаточного отношения зубчатых механизмов с подвижными осями колес.

Рассмотрим пример графического определения передаточного отношения планетарного механизма с двумя внутренними зацеплениями (рис.8.4).

Спроектируем на вспомогательную вертикаль точки  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $P_1$  и  $P_2$  (рис.8.4).

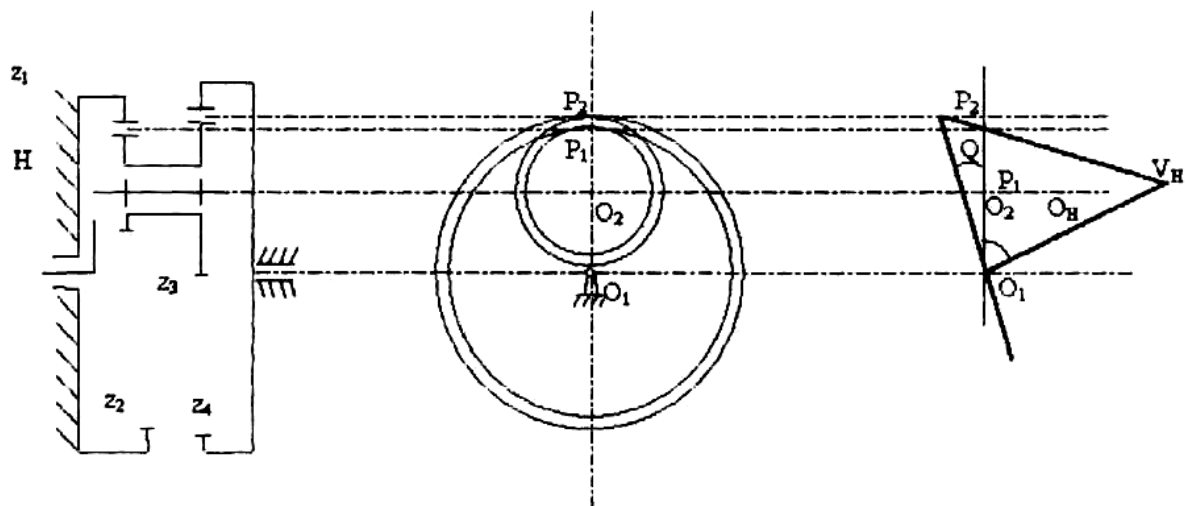


Рис. 8.4. Графическое определение передаточного отношения планетарного механизма

Зададимся произвольной величиной скорости  $\bar{V}_H = \bar{V}_{O_2}$  точки, являющейся осью вращения блока сателлитов и одновременно принадлежащей водилу  $H$ . Проведем линию распределения скоростей  $\text{Эп}V_H$  для точек водила, которая пройдет через точку  $O_1$ , и конец вектора  $\bar{V}_H$ . Тогда линия  $\text{Эп}V_2$  распределения скоростей сателлита 2 пройдет через т.  $P_1$  (МЦС сателлита) и конец вектора  $\bar{V}_H$ . Максимальную скорость  $V_2$ , будет иметь точка  $P_2$  касания сателлитов и центрального колеса 4. Эпюра  $\text{Эп}V_4$  распределения скоростей центрального колеса 4 пройдет через т.  $O_1$  и конец вектора скорости  $V_2$ . Таким образом, передаточное отношение рассматриваемого планетарного механизма можно рассчитать по формуле:

$$U_{H4} = \frac{\omega_H}{\omega_4} = \frac{\text{tg}\Theta_H}{\text{tg}\Theta_4} \quad (8.8)$$

Аналогично можно определить графическим способом передаточные отношения для других схем планетарных механизмов. При этом важно понимать, что центральные колеса (солнечное и корончатое) и водило совершают вращательное движение вокруг общей оси, а сателлиты – плоское движение вокруг с мгновенным центром скоростей, лежащим в точке касания с неподвижным центральным колесом.

**Объекты выполнения работы:** модели планетарных механизмов

## Содержание работы и отчета

1. Записать название и цель работы, а также краткие теоретические сведения.
2. Используя модель механизма (в соответствии с вариантом), составить кинематическую схему зубчатого механизма. В соответствии с вариантом определить (*записать*) числа зубьев колес, модуль и угловую скорость входного звена.
3. Используя формулы (8.1, 8.3 – 8.6) определить передаточное отношение механизма и угловую скорость выходного звена.
4. Определить геометрические параметры механизма, вычислив делительные диаметры всех колес по формуле

$$d = m \cdot Z$$

где  $d$  – делительный диаметр колеса, мм;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$Z$  – число зубьев колеса,

а также радиус водила:

$$r_H = \frac{m}{2} \cdot (Z_1 + Z_2)$$

5. Определить передаточное отношение графическим способом, построив картину линейных скоростей.

6. Сравнить результаты графических и аналитических определений передаточного отношения

Графические результаты	Аналитические результаты	Расхождения
$U_{гр} =$	$U_{ан} =$	$\varepsilon = \frac{u_{ан} - u_{сп}}{u_{ан}} \cdot 100\%$ $\varepsilon =$

7. Провести проверку условий сборки и соседства сателлитов по формулам:

$$z_1 + z_3 = C \cdot K$$

$$(z_1 + z_2) \sin \pi / K > z_2 + 2$$

где  $K$  - число сателлитов,  $C$  - любое целое число.

8. Сформулировать выводы по работе.

### Контрольные вопросы

1. Начертите типовые схемы планетарных механизмов.
2. Объясните достоинства планетарных механизмов.
3. Каким условиям должны удовлетворять числа зубьев планетарных механизмов?
4. Как составляется выражение для определения передаточного отношения планетарного механизма?
5. По каким формулам проверяется условие сборки и соседства сателлитов?
6. Как графически определяется передаточное отношение планетарного механизма?
7. Как по картине линейных скоростей определяется направление вращения ведомого звена планетарного механизма?
8. Каково отличие планетарных и дифференциальных механизмов?
9. Каким методом определяется передаточное отношение планетарных механизмов?
10. В чем заключается синтез механизмов?
11. Особенности применения той или иной схемы механизма.

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

## ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

**Цель работы** – изучение кинематических характеристик дифференциальных зубчатых механизмов.

### 9.1. Кинематический анализ цилиндрического дифференциального механизма

#### Общие теоретические положения

Дифференциальный зубчатый механизм обеспечивает различные скорости вращения полуосевых (центральных) колес. Одна из возможных схем цилиндрического дифференциала показана на рис.9.1.

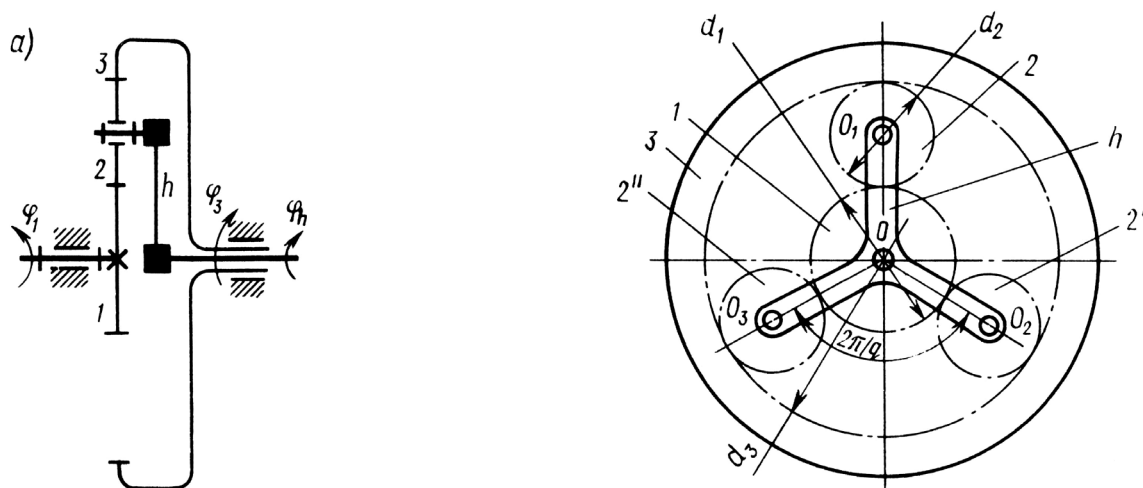


Рис. 9.1. Схема дифференциального механизма: 1, 3 – центральные колеса, 2 – сателлит, h – водило

Основным кинематическим параметром дифференциального механизма, как и механизма с неподвижными осями вращения колёс, является передаточное отношение  $U_{In}$ .

В дифференциальном механизме ведущими могут являться два из трех центральных звеньев: солнечное колесо и водило, водило и корончатое колесо, или солнечное и корончатое колесо. Степень подвижности дифференциального механизма  $w = 2$ .

Поэтому положение каждого звена в таком механизме определяется двумя независимыми обобщенными координатами (углами поворота двух валов), т. е.  $\varphi_H = f(\varphi_1, \varphi_3)$ .

Угловая скорость ведомого звена механизма, приведенного на рис. 9.1 будет определяться выражением:

$$\omega_H = u_{H1}^{(3)} \omega_1 + u_{H3}^{(1)} \omega_3 \quad (9.1)$$

Частное передаточное отношение (при  $\omega_3 = 0$ )

$$u_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (9.2)$$

Тогда частное передаточное отношение

$$u_{H1}^{(3)} = \frac{1}{u_{1H}^{(3)}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3} \quad (9.3)$$

Аналогично при остановленном первом колесе ( $\omega_1=0$ ) имеем

$$u_{H3}^{(1)} = \frac{1}{u_{3H}^{(1)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_3}} = \frac{z_3}{z_1 + z_3} \quad (9.4)$$

Подставляя эти значения в (9.1), получаем, что угловые скорости звеньев связаны между собой следующим соотношением:

$$\omega_H = \frac{\omega_1 \cdot z_1}{z_1 + z_3} + \frac{\omega_3 \cdot z_3}{z_1 + z_3} = \frac{\omega_1 \cdot z_1 + \omega_3 \cdot z_3}{(z_1 + z_3)} \quad (9.5)$$

Дифференциал с  $W=2$  (см. рис. 9.1) позволяет реализовать шесть различных передаточных отношений от одного вала к другому при остановленном третьем.

Соотношения скоростей характерных точек и угловых скоростей звеньев удобно определять также с использованием графоаналитического метода, сущность которого изложена в лабораторной работе № 8 (см., например, рис. 8.4).

**Объекты выполнения работы:** макеты цилиндрических дифференциальных механизмов.

## Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему зубчатого механизма. Определить степень подвижности по

формуле П.Л.Чебышева. Сосчитать число зубьев колес и внести в таблицу 9.1.

2. Составить формулу для вычисления передаточного отношения для различных случаев закрепления колес, выразив их через углы поворота звеньев и числа зубьев, Полученные данные свести в таблицу 9.1.

Таблица 9.1- Параметры дифференциального механизма

Модуль зацепления, мм	Число зубьев колес	Число сателлитов	Диаметры делительных окружностей, мм
$m =$	$z_1 =$ $z_2 =$ $z_3 =$	$k =$	$d_1 =$ $d_2 =$ $d_3 =$
Частные передаточные отношения			
$u_{H1}^{(3)} =$	$u_{H3}^{(1)} =$	$u_{13}^{(H)} =$	

3. Вычислить передаточные отношения механизма для различных случаев закрепления звеньев. Полученные данные свести в таблицу 9.1.

4. Задать значения угловых скоростей двух ведущих звеньев (например:  $\omega_1$  и  $\omega_H$ , или  $\omega_1$  и  $\omega_3$ , или  $\omega_H$  и  $\omega_3$ ).

Вычислить и определить направление скоростей характерных точек механизма  $A, O_1, B$ .

Вычертить механизм в масштабе, построить картину линейных скоростей характерных точек механизма и определить угловую скорость ведомого звена.

Полученные данные свести в таблицу 9.2

Таблица 9.2 – Кинематические характеристики дифференциального механизма

Угловая скорость, рад/с		
$\omega_1 =$	$\omega_H =$	$\omega_3 =$
Скорости характерных точек механизма, мм/с		
$v_A =$	$v_{O1} =$	$v_B =$

5. Проверить соответствие полученных значений угловых скоростей аналитическим расчетам (см. формулу (9.5)).

6. Сформулировать выводы по работе.



## Контрольные вопросы

1. Начертите типовые схемы дифференциальных механизмов.
2. Каково отличие планетарных и дифференциальных механизмов?
3. Каким методом определяется передаточное отношение дифференциальных механизмов?
4. Определение скоростей характерных точек и угловых скоростей звеньев механизма.

## 9.2 Кинематический анализ конического дифференциала

### Общие теоретические положения

Схема конического дифференциала представлена на рис. 9.2, а.

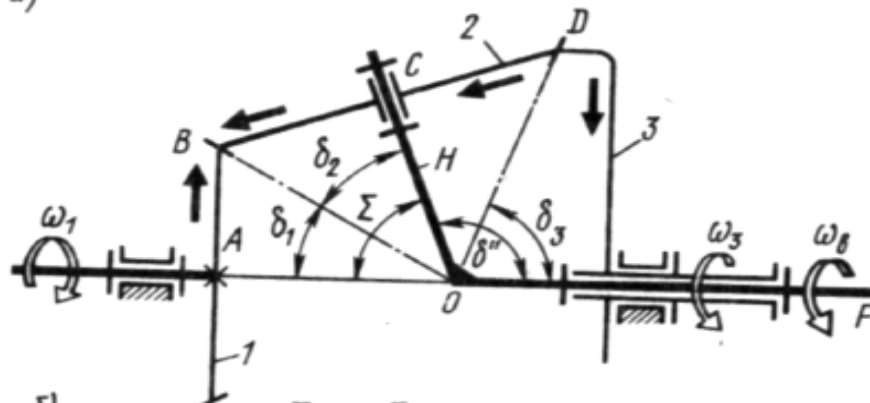


Рис. 9.2. Кинематическая схема конического дифференциала

Любой элементарный дифференциал со степенью подвижности  $W=2$ , который нельзя разложить на более простые самостоятельные механизмы, в отличие от редуктора имеет три наружных вала:  $A$ ,  $B$ ,  $C$ . Поэтому положение каждого звена в таком механизме определяется двумя независимыми обобщенными координатами (углами поворота двух валов), т. е.  $\varphi_C = f(\varphi_A, \varphi_B)$ . Тогда угловая скорость ведомого звена будет определяться выражением (9.1).

Вообще кинематические соотношения конического дифференциала определяются по формулам (9.1 – 9.5), аналогично с цилиндрическим дифференциальным механизмом.

Дифференциал с  $W=2$  (см. рис. 9.2) позволяет реализовать шесть различных передаточных отношений от одного вала к

другому при остановленном третьем:  $u_{AB}^{(C)}; u_{BA}^{(C)}; u_{AC}^{(B)}; u_{CA}^{(B)}; u_{BC}^{(A)}; u_{CB}^{(A)}$ .

Но все эти значения взаимосвязаны, поскольку  $u_{BA}^{(C)} = \frac{1}{u_{AB}^{(C)}}$  и т. д.;

$u_{AB}^{(C)} + u_{AC}^{(B)} = 1; u_{BC}^{(A)} + u_{BA}^{(C)} = 1; u_{CA}^{(B)} + u_{CB}^{(A)} = 1$ . Кроме того, среди этих шести значений всегда есть одно наибольшее и положительное, которым удобно пользоваться для характеристики механизма в целом.

Широко используется дифференциальный механизм данной схемы с  $z_1 = z_3$  и  $\Sigma = 90^\circ$  в автомобилях, станках, счетно-решающих устройствах.

При этом  $\omega_H = 0,5 (\omega_1 + \omega_3)$ .

Поэтому при  $\omega_3 = 0$  колесо 1 будет вращаться в два раза быстрее водила.

Если  $\omega_H = 0$ , то  $\omega_1 = -\omega_3$  и колеса будут вращаться только в противоположные стороны.

### Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки приведена на рис. 9.3.

Лабораторная установка моделирует дифференциальный механизм заднего моста автомобиля. Вращение от шестерни-хвостовика 1 передается непосредственно на вал центрального колеса 2, который в автомобильной технике называется полуосью. Второе центральное колесо 5 также насажено на полуось. На полуосях закреплены маховики 6 и 7 с нанесенными на них шкалой делений, по которым можно установить угол поворота центральных колёс.

### Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему дифференциального зубчатого механизма. Определить степень подвижности по формуле Малышева-Сомова. Сосчитать число зубьев колес и внести в таблицу.

2. Составить формулу для вычисления передаточного отношения для различных случаев закрепления колес, выразив их через углы поворота звеньев и числа зубьев, Полученные данные свести в таблицу.

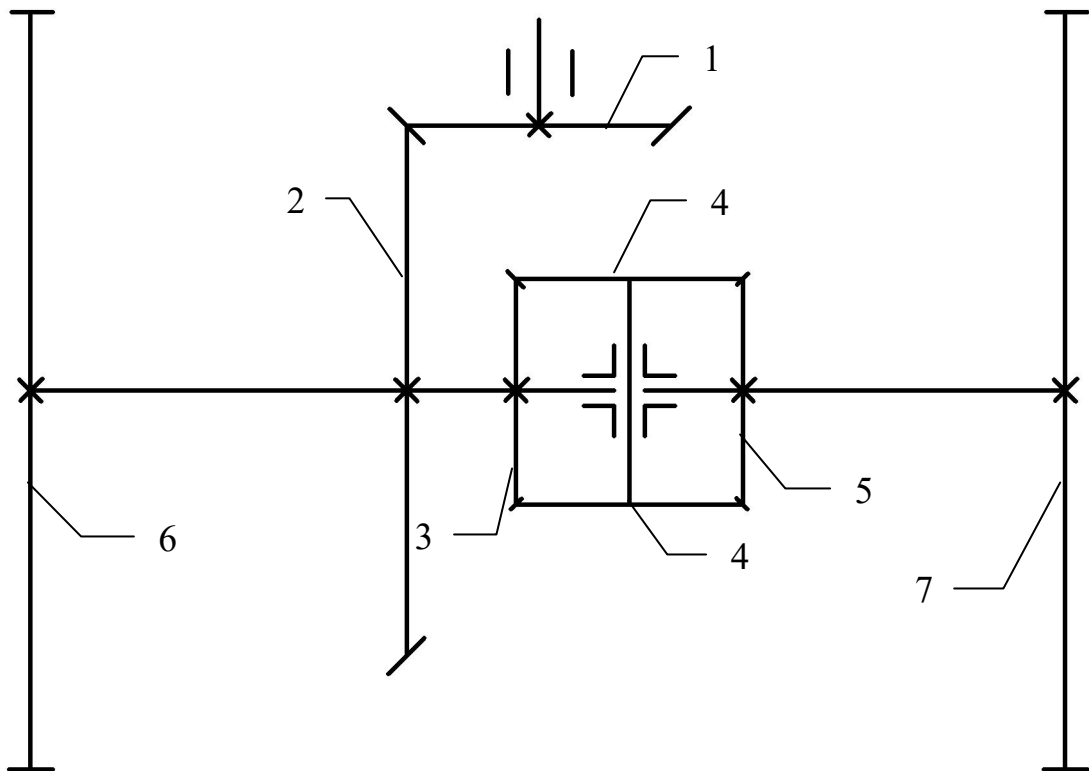


Рис. 9.3. Схема лабораторной установки: 1 – ведущая шестерня; 2 – центральное колесо; 3 – водило; 4 – сателлиты; 5 – центральное колесо; 6, 7 – маховики полуосей

3. Вычислить передаточные отношения механизма для различных случаев закрепления звеньев (см. формулы (9.1), (9.5)). Полученные данные свести в таблицу.

Таблица 9.2

Параметры конического дифференциального механизма

Модуль колес	Число зубьев колес	Число сателлитов	Диаметры делительных окружностей
$m_I =$	$z_1 =$	$k =$	$d_1 =$
$m_{II} =$	$z_2 =$		$d_2 =$
	$z_3 =$		$d_3 =$
	$z_4 =$		$d_4 =$
	$z_5 =$		$d_5 =$

4. Проверить передаточные отношения для различных схем закрепления колес, используя модель механизма. Для этого,

используя шкалу на маховиках полуосей, сосчитать число оборотов ведущего звена, необходимое для поворота ведомого на  $360^\circ$ .

5. Сформулировать выводы по работе.

### **Контрольные вопросы**

1. Область применения конического дифференциала.
2. Каково отличие планетарных и дифференциальных механизмов?
3. Каким методом определяется передаточное отношение дифференциальных механизмов?
4. Умение определения передаточных отношений в дифференциальном механизме.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 10 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

**Цель работы:** изучение конструкций и основных кинематических свойств винтовых механизмов.

### Общие теоретические сведения

Передача состоит из винта и гайки (рис.10.1). Различают передачи скольжения, работающие на движение с трением скольжения, и передачи качения, работающие преимущественно на движение с трением качения. В передачах скольжения используют резьбы различного профиля (рис.10.1,а). В передачах качения между витками винта и гайки размещены тела качения- шарики или ролики (рис.10.1,б).

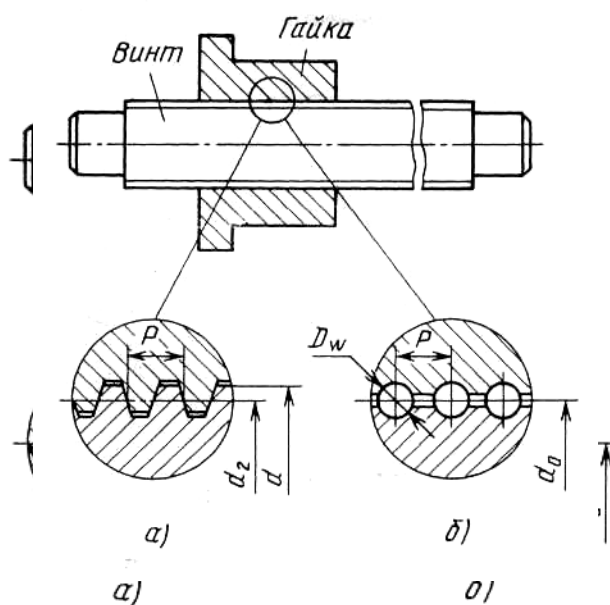


Рис.10.1. Схема винтовой передачи

Передача винт- гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. При этом вращение закреплённой от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта или вращение закреплённого от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки.

Возможность преобразования поступательного движения во вращательное в силовых передачах вследствие низкого КПД не используют.

Основные геометрические параметры *передачи скольжения*: наружный диаметр -  $d$ , средний диаметр -  $d_2$ , шаг резьбы-  $P$ ; *передачи качения*: номинальный диаметр -  $d_0$ , т.е. диаметр расположения центров тел качения, шаг резьбы-  $P$ , диаметр тел качения -  $D_w$ .

#### Достоинства передачи винт - гайка.

1. Возможность создания больших осевых сил, значительный выигрыш в силе (вследствие клинового действия резьбы).

2. Возможность получения медленного поступательного перемещения с высокой точностью.

3. Малые габариты при высокой несущей способности.

Рассмотрим основные типы винтовых механизмов.

Достоинствами передачи винт – гайка скольжения являются плавность и бесшумность работы, простота конструкции и изготовления.

Недостатками передач скольжения являются повышенные потери на трение, изнашивание и низкий КПД

Передачи скольжения широко применяют:

– для создания больших осевых сил (прессы, нажимные устройства прокатных станков, разрывные машины, домкраты, тиски и т.п.);

– для точных перемещений (измерительные приборы, установочные и регулировочные устройства).

На рис.10.2 (а и б) показаны кинематические схемы винтовых передач скольжения: а) – с вращающимся винтом; б) – с вращающейся гайкой); на рис. 10.2(в) – конструктивное решение винтовой передачи по схеме б.

#### ***Разновидности винтов передачи***

Конструктивно винт представляет собой длинный вал с нарезанной резьбой и гладкими участками под опоры, обычно располагаемыми на концах вала.

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

– *грузовые*, применяемые для создания больших осевых сил. Основное применение имеют резьбы с малыми углами  $\gamma$  наклона

боковой рабочей поверхности, характеризующиеся малыми потерями на трение:

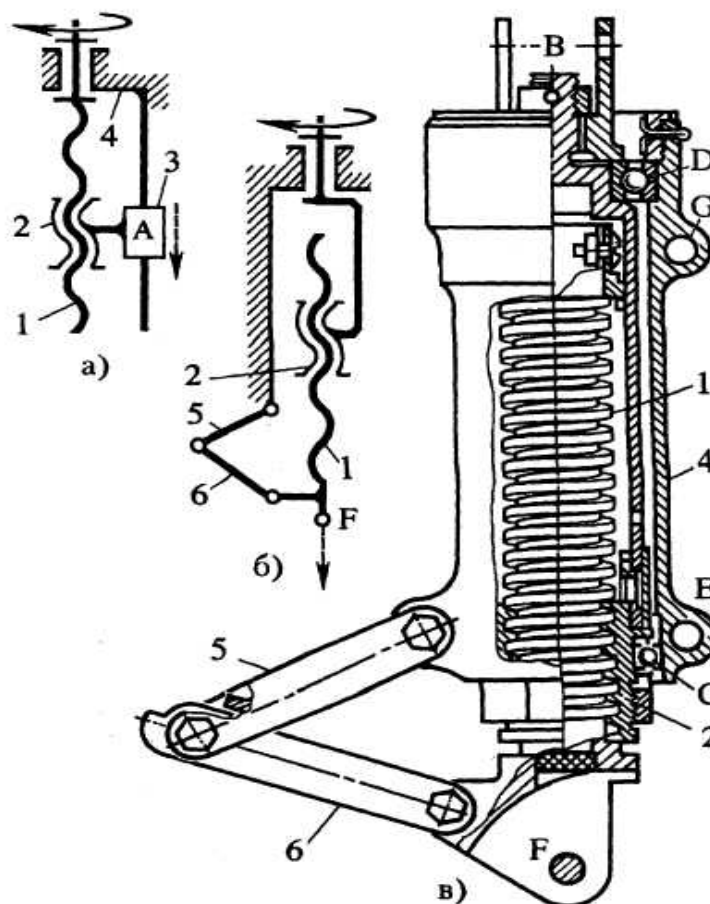


Рис. 10.2. Схемы винтовых передач скольжения:  
1 – винт; 2 – гайка; 3 – ползун; 4 – стойка; 5 и 6- соединение шлиц-шарнир; D и C - подшипники

*трапецидальные*,  $\gamma = 15^\circ$ ; при большой односторонней нагрузке – *упорные*,  $\gamma = 3^\circ$ . В домкратах для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом  $\psi$  подъема (меньшим приведенного угла трения  $\phi_1$ );

– *ходовые*, применяемые для перемещений в механизмах подачи. Для снижения потерь на трение применяют преимущественно трапецидальную многозаходную резьбу;

– *установочные*, применяемые для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу.

С целью повышения долговечности передач винт - гайка скольжения винты защищают от загрязнений телескопическими трубами или цилиндрическими гармониками.

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т.е. быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Винты изготавливают из сталей марок 50, 40ХГ, У10 и др. в ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твердости не менее 45HRC с последующим шлифованием резьбы.

Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз марок Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и др., а в тихоходных слабонагруженных передачах из антифрикционных чугунов марок АВЧ-1, АКЧ-1 или серого чугуна СЧ20.

**Передача винт- гайка качения-** винтовая пара с промежуточными телами качения: шариками или роликами. Наиболее широко применяют шариковые винтовые передачи (ШВП).

В отличие от винтовых пар с трением скольжения, рабочие поверхности в парах с трением качения не соприкасаются. Резьба винта 1 и гайки 2 выполнена в виде канавок, по которым перекатываются шарики 4, являющиеся промежуточными телами, соединяющими винт с гайкой (рис.10.3). Цепь шариков замыкается с помощью специального перепускного канала 3. В процессе работы происходит непрерывная циркуляция шариков, аналогично циркуляции шариков в шарикоподшипнике.

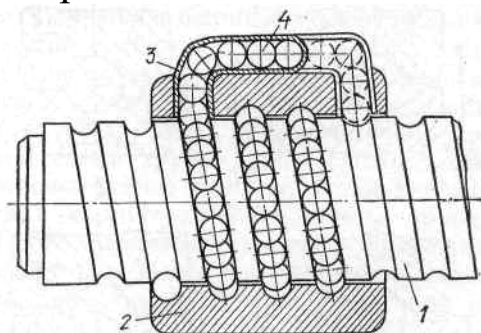


Рис.10.3. Принципиальная схема шариковинтового механизма

К преимуществам ШВП по сравнению с винтовыми парами с трением скольжения относятся:



- высокий КПД, достигающий даже при относительно малом угле подъема резьбы 90%;
- высокая кинематическая чувствительность;
- минимальный износ;
- высокая точность и равномерность поступательного движения с сохранением стабильности этих параметров в процессе эксплуатации;
- возможность полного исключения осевого люфта;
- возможность надёжной работы как в диапазоне температур от  $-60$  до  $+500$  С, так и в агрессивных средах и вакууме.
- возможность преобразования поступательного движения одного из элементов механизма во вращательное движение другого и наоборот при малых углах подъема резьбы.

К недостаткам шариковинтовых механизмов относятся сложность и трудоемкость их изготовления. Особенно трудоемка операция шлифования специального профиля резьбы гайки и ходового винта. Конструкция отдельных элементов шариковинтовой пары и механизма в целом в известной степени определяется эксплуатационными требованиями.

В настоящее время в шариковинтовых механизмах применяются криволинейный, прямолинейный и комбинированный профили канавок (рис. 10.4). Профили канавок рассматриваются в плоскости, перпендикулярной к винтовой линии.

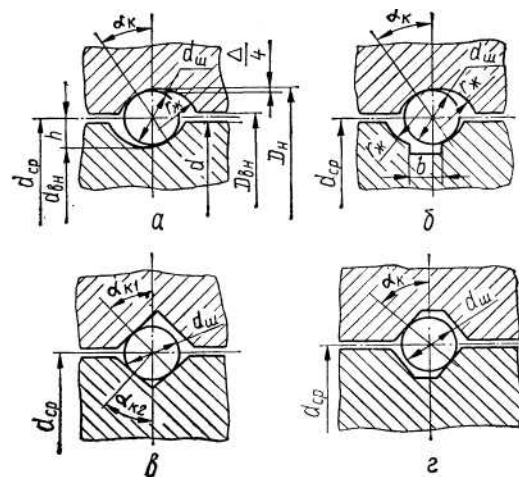


Рис.10.4. Виды профиля резьбы винта и гайки

Наиболее распространен в шариковинтовых механизмах круглый профиль канавки (рис.11.4,а). Он характеризуется наименьшими контактными напряжениями, вследствие чего

требует меньшего по сравнению с другими профилями количества шариков при одинаковой грузоподъемности. Нарезка и шлифование круглого профиля не представляют каких-либо технологических трудностей. Эксплуатация таких канавок оправдана, если они защищены от загрязнения. В случае попадания на рабочую часть механизма с круглой канавкой пыли он выходит из строя быстрее, чем механизмы с другими формами канавок. Количество смазочного материала в канавке невелико из-за малых свободных объемов для его размещения. Для улучшения условий смазки иногда выполняют проточки (рис.10.4,б). При таком конструктивном решении с рабочей поверхности можно удалять абразивные частицы и пыль.

Прямолинейный профиль резьбы (треугольный, трапецеидальный) (рис. 10.4, в и г) наиболее технологичен, обеспечивает постоянство угла контакта и позволяет получать трехточечный контакт между шариком и элементами резьбы винта и гайки. Однако он значительно уступает по нагрузочной способности криволинейному профилю. Допускаемая нагрузка на шарик, находящийся в канавке с профилем в виде дуги окружности, более чем в три раза превышает допускаемую нагрузку на шарик, лежащий на плоской поверхности треугольного профиля резьбы. Поэтому прямолинейный профиль резьбы применяется, как правило, в шариковинтовых механизмах, предназначенных для восприятия небольших осевых нагрузок, например в механизмах приборов.

Диаметр шариков выбирается, как правило, из условий грузоподъемности винтовой пары и требований, предъявляемых к ее габаритным размерам.

Обычно механизмы комплектуются шариками одинакового диаметра с разноразмерностью в пределах допуска (разность диаметров не должна превышать 3 мкм).

С целью повышения нагрузочной способности, долговечности и КПД шариковинтовых механизмов, диаметр шариков желательно выбирать наибольшим, так как размеры шариков оказывают значительно большее влияние на нагрузочную способность и долговечность механизмов, чем их число. Однако увеличение размеров шариков влечет за собой увеличение габаритных размеров механизма и уменьшение его кинематической чувствительности из-за возрастания инерции движущихся масс.

Диаметр шарика желательно выбирать max 2,5... 10 мм.

**Материалы винта, гайки и тел качения** должны обеспечивать твердость рабочих поверхностей не ниже 61 HRC. *Винты* изготавливают из сталей: марки ХВГ с объемной закалкой, марки 8ХВ с закалкой при индукционном нагреве, марки 20Х3МВФ с азотированием. *Для гаек* применяют, стали марок ШХ15, ХВГ с объемной закалкой и цементуемые стали марок 18ХГТ, 12Х3А.

*Шарики* изготавливают из хромистых сталей марок ШХ15, ШХ20СГ.

Полость гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом марок ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203.

ШВП в зависимости от условий работы и предъявляемых к ним требований подразделяют на *передачи с зазором и передачи с натягом*. Во-первых, осевой зазор всегда выбирается в одну сторону вследствие действия осевой силы: силы тяжести груза, силы сопротивления перемещаемого узла и т.п. Во-вторых, зазор устраняют при сборке предварительным нагружением элементов передачи осевой силой, обеспечивающей необходимую осевую жесткость.

**Роликовинтовые передачи** относятся к передачам винт—гайка качения. По сравнению с широко известными шариковинтовыми передачами (ШВП) роликовинтовые передачи (РВП) обладают более широким диапазоном выбора передаточного отношения, в несколько раз большей предельной частотой вращения винта, в несколько раз меньшим приведенным моментом инерции, большей долговечностью. Поэтому, несмотря на несколько большую стоимость по сравнению с ШВП, роликовинтовые передачи находят все большее широкое применение, особенно в электромеханических приводах с высоким техническим уровнем, в частности с высокой точностью и плавностью работы, в различных отраслях народного хозяйства.

Роликовинтовая передача с короткими роликами (РВПК) (рис.10.5) напоминает по конструкции роликовые подшипники и состоит из винта 1 и гайки 3 с многозаходной треугольной резьбой линейчатого профиля и резьбовых роликов-сателлитов 2 с однозаходной треугольной резьбой выпуклого профиля. Длина коротких роликов соответствует длине гайки. Для предотвращения выкатывания роликов из гайки углы подъема резьбы на гайке и

роликах одинаковы. Для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки и для обеспечения положения осей роликов параллельно оси винта на концах роликов устроены зубчатые венцы 4 входящие в зацепление с зубчатыми венцами 5 гайки. Цапфы роликов установлены в сепараторах 6. Поскольку угол подъема резьбы роликов отличается от угла подъема резьбы винта, то при вращении винта резьбовые ролики катятся по резьбе винта и гайки, совершая планетарное движение, и вместе с гайкой перемещаются в осевом направлении относительно винта.

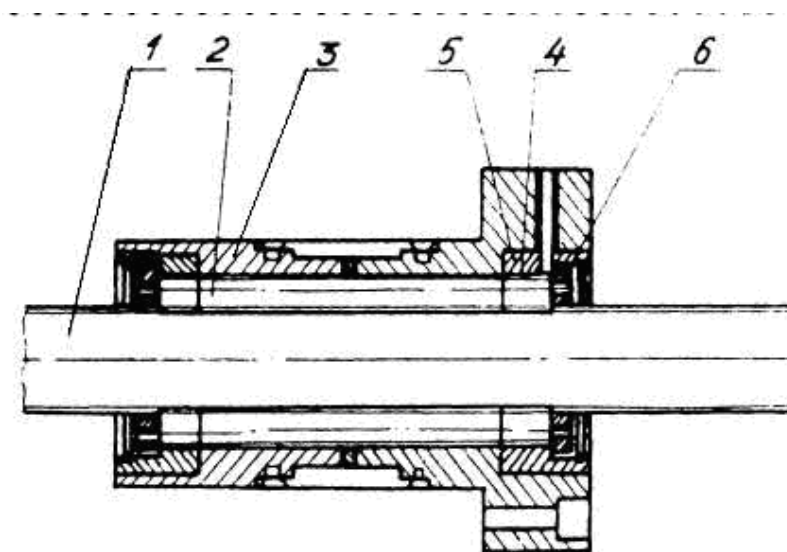


Рис. 10.5. Передача винт-гайка с короткими резьбовыми роликами и двумя гайками с выборкой зазора

Для превращения вращательного движения в медленное поступательное удобно применять **волновые передачи** винт-гайка (рис. 11.6). В этих передачах винт тонкостенный, деформируемый в радиальном направлении.

В результате деформирования винта вращающимся генератором, имеющим форму эллиптического цилиндра, винт входит в зацепление с резьбой гайки и обкатывается по ней. Так как периметр резьбы винта меньше длины окружности резьбы гайки, то винт смещается в осевом направлении на величину шага, деленного на передаточное число фрикционной волновой передачи вращательного движения.

При типичных для волновых передач передаточных числах порядка 100 можно получить линейные перемещения на один оборот генератора, равные нескольким микрометрам или сотым миллиметра.

Можно выполнять винт жестким, а гайку гибкой, деформируемой охватывающим генератором.

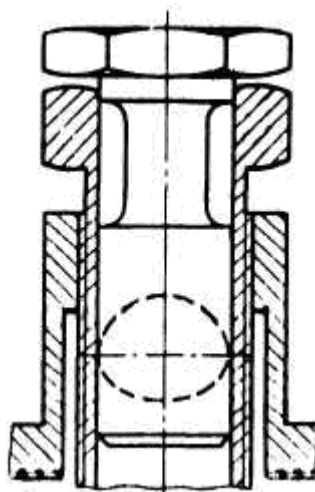


Рис. 10.6. Волновая передача винт – гайка

**Дифференциальная передача** винт-гайка состоит из винта 1, имеющего два участка с резьбой разных шагов ( $P_1$  и  $P_2$ ) одного направления (правого или левого), гайки 2 и стойки 3 (рис.10.7).

При вращении винта 1 гайка 2 совершает два поступательных движения: переносное движение вместе с винтом 1 относительно стойки 3 и движение относительно винта 1.

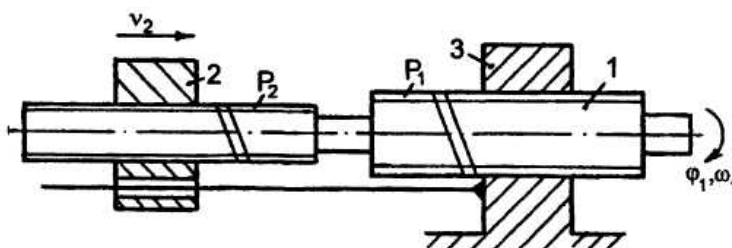


Рис.10.7. Дифференциальная передача винт – гайка

Дифференциальная передача винт-гайка позволяет получить: при преобразовании вращательного движения в поступательное — малые линейные перемещения и скорости гайки при больших угловых перемещениях и скоростях винта, при преобразовании поступательного движения во вращательное - большие угловые перемещения и скорости винта при малых перемещениях и скоростях гайки.

Все параметры передачи определяют аналогично винтовым передачам скольжения и качения.

**Интегральная передача** винт-гайка устроена аналогично дифференциальной передаче, но имеет различные направления резьбы (правое и левое) на резьбовых участках винта.

Интегральная передача винт-гайка позволяет получить: при преобразовании вращательного движения в поступательное - большие линейные перемещения и скорости гайки при малых угловых перемещениях винта; при преобразовании поступательного движения во вращательное - малые угловые перемещения и скорости винта при больших линейных перемещениях гайки.

Передачи винт - гайка применяют в станкостроении (механизмы подачи), авиастроение (механизмы управления), в точных измерительных приборах (механизмы делительных перемещений), в приводах нажимных устройств, прокатных станов и др.

В качестве ведущего звена в передаче используют как винт, так и гайку.

### ***Основные кинематические и силовые соотношения***

Скорость поступательного перемещения гайки (винта), м/с:

$$v = zPn/60000, \quad (10.1)$$

где  $z$  – число заходов резьбы;  $P$  – шаг резьбы, мм;  $n$  – частота вращения винта (гайки), мин<sup>-1</sup>.

Многозаходные резьбы позволяют получить высокую скорость осевых перемещений исполнительных механизмов.

Развиваемая передачей осевая сила  $F_a$  (Н) связана с вращающим моментом  $T$  (Н·м) зависимостью

$$F_a = 2 \cdot 10^3 \pi T \eta / (zP), \quad (10.2)$$

где  $\eta$  – КПД передачи.

В предварительных расчетах можно принимать: для передачи скольжения  $\eta = 0,25 \dots 0,35$ ; для передачи качения  $\eta = 0,9 \dots 0,95$ .

Передаточное отношение

$$u_{ВП} = \frac{\omega}{v} = \frac{\pi n / 30}{zPn / 60000} = \frac{2000\pi}{zP} \quad (10.3).$$

Рекомендуется принимать  $u_{ВП} = 300 \dots 2000$  м<sup>-1</sup>.

**Объект выполнения работы:** макет винтового механизма.

### **Содержание работы**

1. Ознакомиться с конструкцией винтового механизма и нарисовать его кинематическую схему.
2. Замерить основные геометрические параметры .
3. Используя формулу (10.3) вычислить передаточное отношение механизма.
4. Написать выводы по работе.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие механизмы называют винтовыми?
2. Разновидности винтовых механизмов
3. Как определяются основные геометрические параметры передачи?
4. Как определяется передаточное отношение винтового механизма?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №11

### ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Цель работы:** изучить конструкцию основных подшипников качения, ознакомиться с классификацией и системой условных обозначений подшипников.

#### Общие теоретические сведения

##### Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники являются опорами валов. Они воспринимают от валов нагрузки и передают их на корпус и раму машины.

Подшипники качения (рис. 11.1) разделяют (ГОСТ 3395-75) по направлению воспринимаемой нагрузки на:

- радиальные, предназначенные для восприятия чисто радиальной нагрузки или способные также зафиксировать валы в осевом направлении и воспринимать небольшие осевые нагрузки;
- радиально-упорные для восприятия комбинированной радиальной и осевой нагрузки;
- упорные, предназначенные для восприятия осевой нагрузки;
- упорно-радиальные для восприятия осевой и небольшой радиальной нагрузки.

По форме тел качения подшипники разделяют на шариковые (рис. 11.1) и роликовые (рис. 11.2).

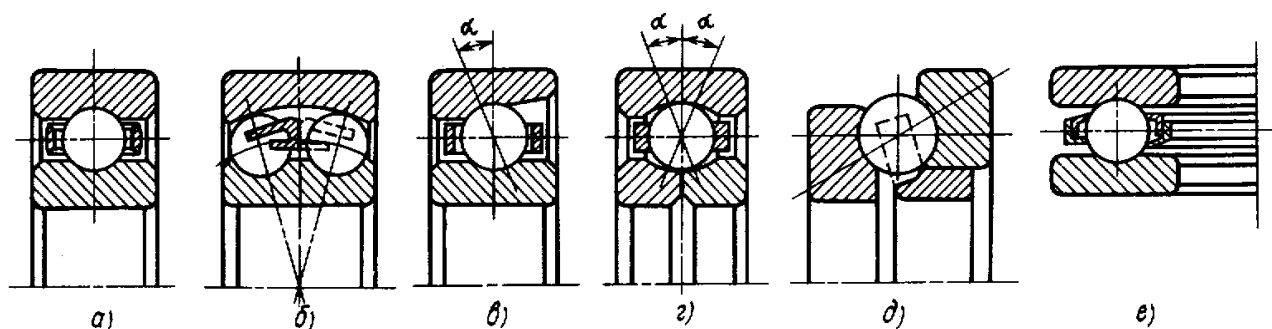


Рис. 11.1. Основные типы шарикоподшипников:

а, г – радиальные; б – сферический двухрядный; в – радиально-упорный; д – упорно-радиальный; е - упорный



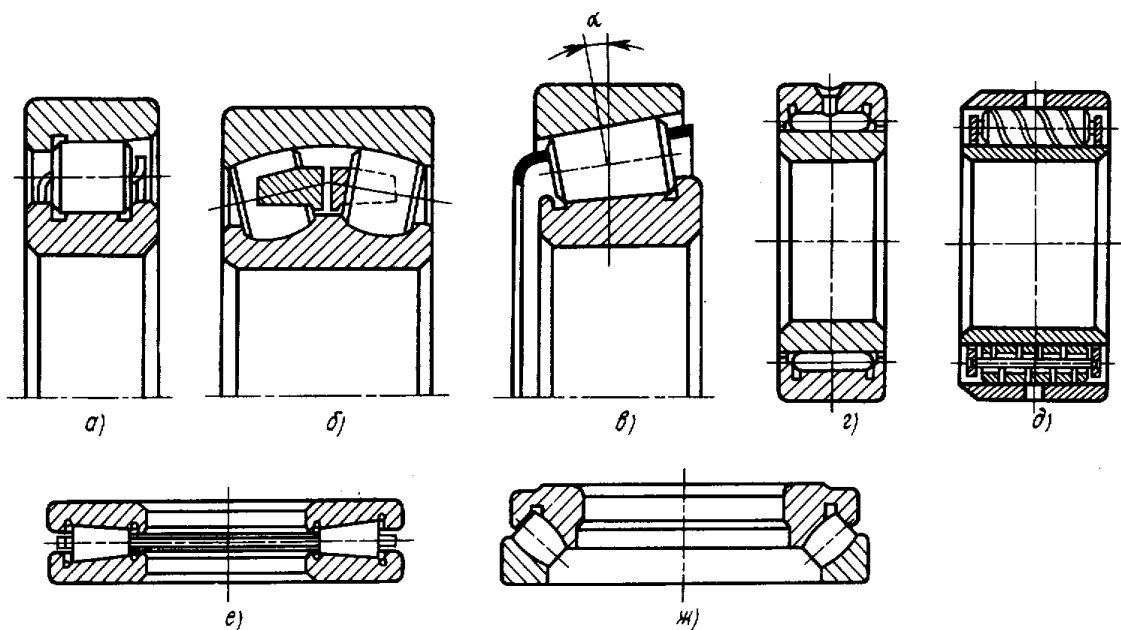


Рис. 11.2. Основные типы роликоподшипников:  
 а – радиальный; б – сферический двухрядный;  
 в – конический радиально-упорный; г – игольчатый; д – с витыми  
 роликами; е – упорно-радиальный; ж - упорный

Роликоподшипники выполняют следующих типов: с короткими цилиндрическими роликами, с длинными цилиндрическими роликами, с коническими роликами, с бочкообразными роликами, с игольчатыми роликами, с витыми роликами.

Шарикоподшипники в среднем более быстроходны. Роликоподшипники имеют более высокую (в среднем на 50-70%) грузоподъемность.

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

По числу рядов тел качения подшипники делят на однорядные и многорядные.

Подшипники качения выполняют в стандартных габаритах. По габаритным размерам подшипники разделяют на размерные серии: по радиальным размерам на 7 серий (две серии сверхлегкие, две серии особо легкие, легкая, средняя и тяжелая) и по ширине на 4 серии (узкая, нормальная, широкая, особо широкая). Основное распространение имеют особо легкие, легкие и средние серии подшипников.

Подшипники имеют условные обозначения, составляемые из цифр и букв.

Цифры 6, 5, 4, 2, стоящие через тире перед условным обозначением подшипника, обозначают его класс точности в порядке возрастания точности. Класс 0 не указывается. Перед классом точности проставляется ряд радиального зазора. При нормальном ряде радиального зазора его обозначение опускается.

Две первые цифры, считая справа, обозначают внутренний диаметр подшипника. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

Для следующих величин внутренних диаметров введено иное обозначение (две цифры справа):

Диаметр (мм)	Обозначение
10	00
12	01
15	02
17	03

Для всех подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра подшипников в мм, при этом вторая цифра обозначает серию (например, 25 - легкая серия (2), внутренний диаметр 5 мм).

Третья цифра справа обозначает серию подшипников, кроме малых (до 9 мм включительно): 1 – основную из особо легких серий, 2 – легкую, 3 – среднюю, 4 – тяжелую, 5 – легкую широкую, 6 - среднюю широкую и т. д.

Четвертая цифра обозначает тип подшипников:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;
- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипников (угол контакта

шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце и т.п.).

Седьмая цифра справа обозначает серию габаритов подшипников по ширине.

Справа от условного обозначения подшипника могут проставляться буквы, характеризующие отличия в материале деталей, дополнительные требования к подшипнику по шуму, чистоте обработки поверхностей и т.д.

Например:

Г – сепаратор из черных металлов;

Б – сепаратор из безоловянистой бронзы;

Л – сепаратор из латуни;

У – дополнительные требования к шероховатости поверхности деталей;

С – подшипники закрытого типа при заполнении смазочным материалом;

Т – специальные требования к твердости и механическим свойствам;

Е – текстолитовый сепаратор;

Р – детали подшипника изготовлены из теплоустойчивых сталей;

К – имеются конструктивные изменения в деталях подшипников.

### Основные типы подшипников качения и их характеристики

1. Шариковый радиальный однорядный подшипник в основном предназначен для восприятия радиальных нагрузок, но может воспринимать и небольшие осевые нагрузки. Обеспечивают осевое фиксирование вала в пределах своего осевого зазора, удовлетворительно работает при перекосе колец не более  $8^{\circ}$ , является наиболее массовым типом подшипников.

2. Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник предназначен для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможности значительных (до  $4^{\circ}$ ) перекосов колец подшипников вследствие несоосности отверстий под подшипники (в разных корпусах) и больших упругих деформаций валов. Подшипник допускает осевую фиксацию вала и очень небольшую нагрузку.

3. Шариковый радиально-упорный подшипник предназначен для восприятия радиальных и односторонних осевых нагрузок. Может воспринимать чисто осевую нагрузку. Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипник на 135 больше шариков того же диаметра, чем в обычный радиальный шариковый подшипник. Подшипники выполняют с номинальными углами контакта шариков с кольцами  $\beta = 12^\circ$  (тип 36000),  $\beta = 26^\circ$  (тип 46000),  $\beta = 36^\circ$  (тип 66000). Радиальная грузоподъемность этих подшипников на 30 – 40% больше, чем у шариковых радиальных. Шариковые радиально-упорные подшипники чувствительны к перекосам, характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью. С целью обеспечения регулировки величины зазора между шариками и кольцами, а также для восприятия двухсторонних осевых нагрузок устанавливают эти подшипники попарно. Применяют подшипники при средних и высоких частотах вращения.

4. Шариковый упорный подшипник предназначен для восприятия осевых нагрузок. Удовлетворительно работает при средних и низких частотах вращения. На горизонтальных валах он работает хуже, чем на вертикальных, и требует хорошей регулировки или постоянного поджатия колец пружинами.

5. Роликовый радиальный подшипник с короткими роликами предназначен для восприятия повышенных радиальных нагрузок. Грузоподъемность его на несколько десятков процентов выше грузоподъемности однорядного радиального шарикового. Весьма чувствителен к перекосам осей колец, в связи с чем требует жестких валов и точной соосности посадочных мест. Допускает некоторое взаимное осевое смещение колец, а поэтому удобен в случае больших температурных деформаций валов, при необходимости осевой самоустановки валов (например, валов с шевронными зубчатыми колесами). Кроме подшипников основного типа с бортами на внутреннем кольце, применяют подшипники с бортами на наружном кольце, с дополнительным бортом или упорной шайбой.

6. Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник предназначен для восприятия особо больших радиальных нагрузок при возможности значительных ( $0,5 - 2,5^\circ$ ) перекосов колец, но очень чувствителен к осевым нагрузкам.

Дорожка качения наружного кольца выполнена по сферической поверхности. Ролики имеют форму симметричной или несимметричной бочки. Подшипники обладают высокими эксплуатационными показателями, но технологически наиболее сложны.

7. Роликовый радиально-упорный конический подшипник предназначен для восприятия совместно действующих радиальных и односторонних осевых нагрузок при средних скоростях. Радиальная грузоподъемность значительно выше, чем у радиального однорядного шарикоподшипника. Подшипник имеет весьма широкое применение в машиностроении. Отличается удобством сборки, разборки и регулировки зазоров. Подшипники особо чувствительны к перекосу осей. С целью обеспечения регулировки зазора между роликами и кольцами, а также восприятия двухсторонних осевых нагрузок подшипники устанавливают попарно.

8. Роликоподшипник игольчатый применяют при очень стесненных радиальных габаритах, при колебательном движении вала и малых скоростях. Подшипник обладает высокой радиальной грузоподъемностью, но осевых нагрузок не воспринимает. Иглы имеют диаметр 1,6...6 мм и длину, в 4...10 раз превосходящую диаметр. Иглы устанавливают без сепаратора или с сепаратором. Для максимального уменьшения радиальных габаритов применяют комплект игл в сепараторе без колец или с одним кольцом.

Стоимость подшипников зависит от их размеров, класса точности, сложности конструкции, типа сепаратора, массовости выпуска. Если стоимость радиальных однорядных шарикоподшипников условно принять за единицу, то подшипники сферические того же диаметра имеют примерно ту же стоимость; упорные шарикоподшипники на 12...15% дешевле; радиально-упорные подшипники с латунным сепаратором в 2...2,5 раза дороже; конические подшипники на 30...75% дороже; цилиндрические роликоподшипники со стальным сепаратором в 1,2...1,6 раза дороже; сферические роликоподшипники дороже более чем в 2 раза.

Соотношения стоимостей подшипников, отнесенные к динамической грузоподъемности, иные: самыми дешевыми оказываются конические роликоподшипники. Наиболее резко стоимость растет с повышением класса точности.

Приборы и оборудование: Наборы подшипников качения, мерительный инструмент.

### **Содержание работы**

1. Ознакомиться с инструкцией по охране труда и технике безопасности.
2. Получить у преподавателя набор подшипников и мерительный инструмент.
3. По справочной литературе ознакомиться с классификацией подшипников качения.
4. Ознакомиться с конструкцией подшипника.
5. Произвести замеры основных геометрических параметров подшипника ( $d$  – внутренний диаметр;  $D$  – наружный диаметр;  $B$  – ширина подшипника).
6. Ознакомиться с условным обозначением подшипника.
7. Повторить пункты 4...6 для каждого подшипника из полученного набора.
8. Убрать рабочее место.

Отчет по лабораторной работе состоит из следующих разделов:

1. Дать расшифровку условного обозначения подшипника.
2. Выполнить эскиз подшипника, проставить его основные размеры.
3. Найти в справочной литературе изучаемый подшипник, выписать его действительные размеры.
4. Сравнить результаты выполненных измерений с табличными данными.
5. Дать краткую характеристику подшипника.
6. Дать сравнительную оценку изучаемых типов подшипников качения. Ответить на контрольные вопросы.

### **Контрольные вопросы:**

1. Из каких деталей состоит подшипник качения? Какова роль сепараторов в подшипниках качения?

2. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

3. Как классифицируются подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, по форме тел качения и по габаритным размерам?

4. Какие различают основные типы шарико- и роликоподшипников по конструкции и где они применяются?

5. Определите тип и размер внутреннего диаметра подшипников, имеющих условные обозначения: например, 408, 7206, 2306 и т.д.

6. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца, сепараторы подшипников?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №12 МУФТЫ

**Цель работы:** изучить назначение, конструкции и элементы муфт.

**Муфтами** называются устройства, предназначенные для соединения валов друг с другом или с другими, вращающимися на валах деталями (зубчатыми колесами, шкивами и т.д.), с целью подачи вращения, а также выполнения других функций (гашение вибрации, смягчения толчков, и ударов, предохранение механизмов от перегрузок, включение и выключение механизмов без остановки двигателя).

Все муфты по управляемости делятся на следующие группы:

- 1) муфты постоянные соединительные, осуществляющие постоянное соединение валов – жесткие, компенсирующие, упругие;
- 2) муфты сцепные управляемые – кулачковые, зубчатые, фрикционные, электромагнитные;
- 3) Муфты сцепные самоуправляющиеся, в том числе по моменту (предохранительные), по направлению движения (обгонные), по скорости (центробежные).

По своему назначению муфты делятся на:

- постоянные, не допускающие разъединения валов в процессе работы;
- сменные, позволяющие периодически соединять и разъединять соединяемые валы;
- предохранительные, ограничивающие частоту вращения и предохраняющие детали и машины от случайных перегрузок.

К постоянным относятся: глухие муфты, применяемые при соосном расположении валов; компенсирующие муфты, допускающие смещение и перекосы соединяемых валов; упругие муфты, смягчающие толчки и удары.

Глухие муфты делятся на втулочные (рис 12.1), продольно-свертные (рис 12.2) и поперечно-свертные (рис 12.3).



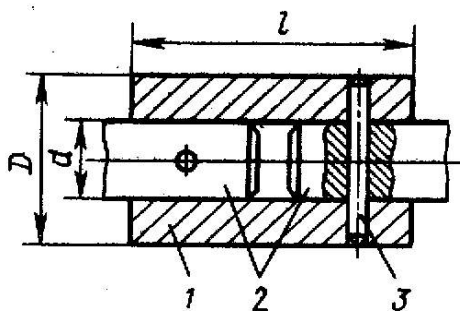


Рис. 12.1. Втулочная муфта:  
1 – втулка, 2 – вал, 3 - штифт

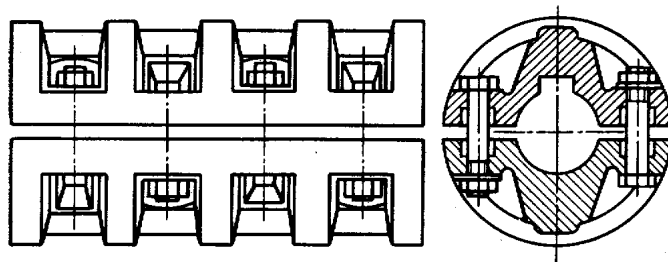


Рис 12.2. Продольно-свертная муфта

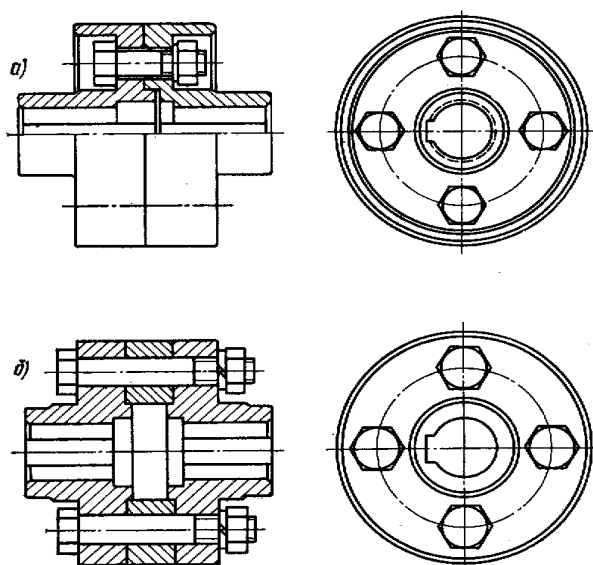


Рис 12.3. Поперечно-свертная муфта:  
а – зазор между болтами; б – без зазора

Компенсирующие жесткие муфты имеют элементы, обладающие относительной подвижностью. К ним относятся:

- расширительные муфты (рис 12.4.) допускают небольшие осевые смещения валов, но требуют их соосности. Их рекомендуется применять при малых нагрузках и скоростях. Обычно принимают  $l \approx d; \delta = 0.3d$ .

- Поводковые муфты (рис. 12.5.а, б) применяют при диаметрах вала 3 – 12 мм. Эти муфты допускают несоосность и перекос осей валов. Они состоят из двух полумуфт – фланцев, закреплённых на валах штифтами или шпонками. На одном из фланцев устанавливают неподвижный или утапливаемый палец, входящий в

паз второго фланца. Поводковые муфты всегда имеют мертвый ход за счет зазора, образуемого посадкой пальца в пазу.

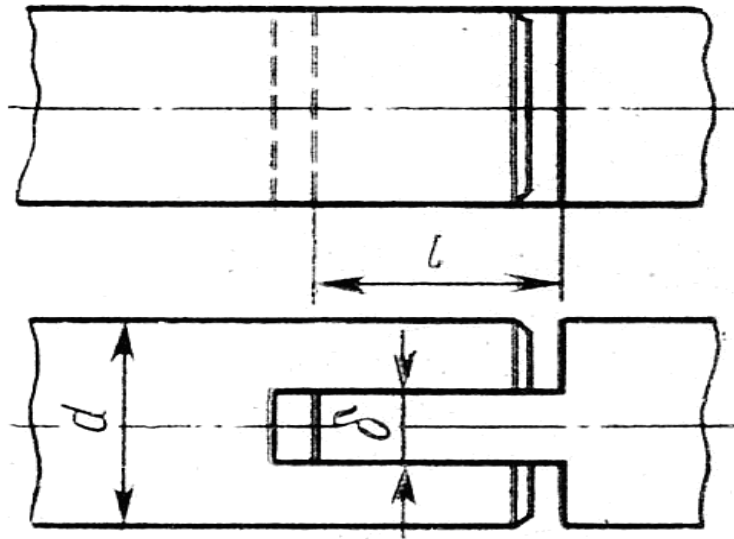


Рис. 12.4. Расширительная муфта

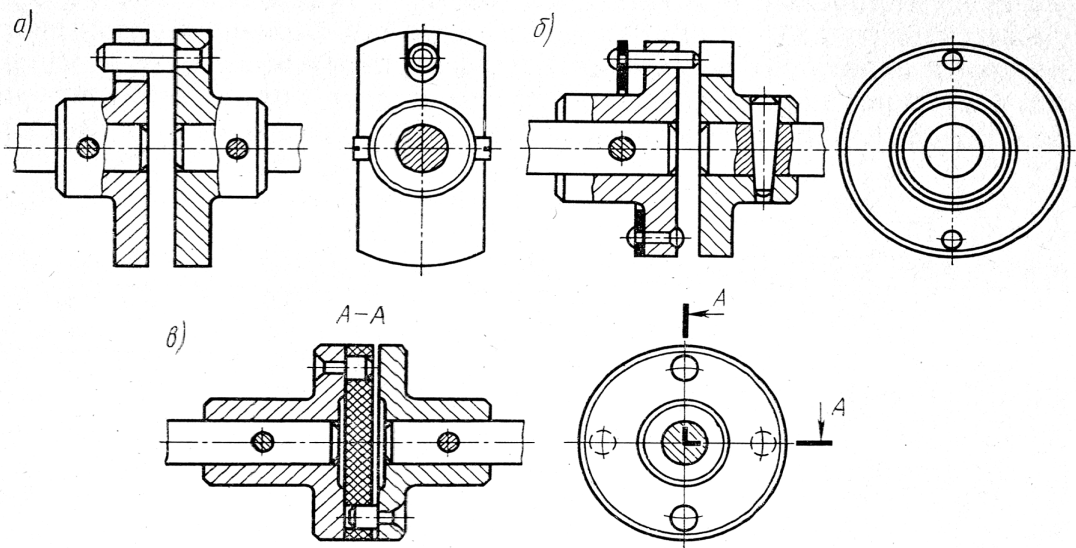


Рис. 12.5. Поводковые муфты

Для амортизации ударных нагрузок, например при изменении направления вращения, применяются упругие поводковые муфты (рис. 12.5,в). В этих муфтах между дисками находится прокладка из резины или кожи толщиной 6 – 10 мм с отверстиями для пальцев, которые попарно закреплены в полумуфтах. При диаметрах вала больше 25 мм эти муфты применять не рекомендуется.

К компенсирующим муфтам относятся зубчатые муфты (рис.12.6), крестовые муфты (рис.12.7), шарнирные муфты (рис.12.8).

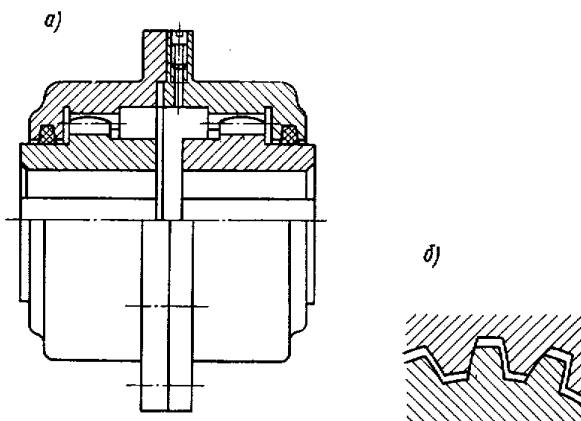


Рис.12.6. Зубчатая муфта:  
а – общий вид; б – зацепление полу муфт

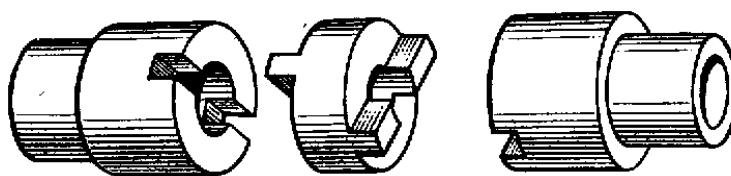


Рис.12.7. Крестовая муфта

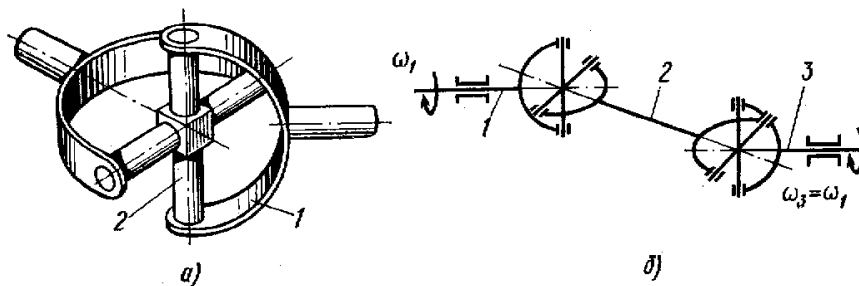


Рис.12.8. Шарнирная муфта: а – шарнир Гука; б – сдвоенный шарнир

Упругие муфты применяют для уменьшения динамических нагрузок и способствуют гашению колебаний.

Наибольшее распространение получили втулочно-пальцевые муфты типа МУВП (рис.12.9) и муфты с упругими оболочками выпуклого (рис.12.10, а) и вогнутого (рис.12.10, б) профиля.

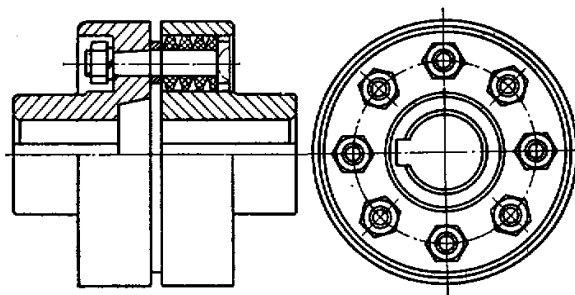


Рис.12.9. Втулочно-пальцевая муфта

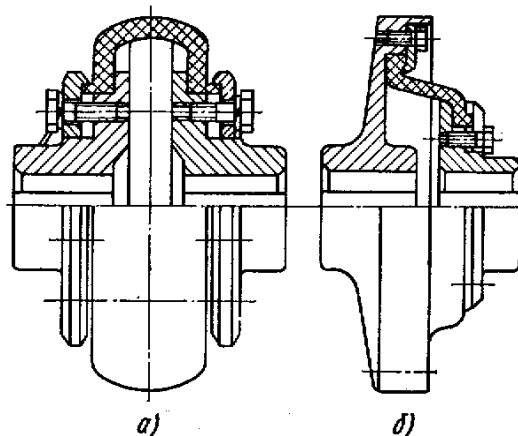


Рис.12.10. Муфта с упругой оболочкой

Сцепные управляемые муфты передают крутящий момент через зацепление полумуфт (кулачковые и зубчатые муфты) или силами трения, возникающими на рабочих поверхностях полумуфт (рис.12.11, а).

Фрикционная сцепная муфта (рис.12.11,б) состоит из посаженного на вал 1 барабана 2, шлицевой втулки 8, посаженной на ведомый вал 9, а также трех ведущих 5 и двух ведомых дисков 4, сжимаемых поводком 3 при осевом перемещении втулки 6 по направляющей шпонке 7.

Сцепные самоуправляемые муфты предназначены для: ограничения передаваемой нагрузки (предохранительные муфты); передачи нагрузки (момента) только в одном направлении (обгонные муфты); включения и выключения при заданной скорости (центробежные муфты).

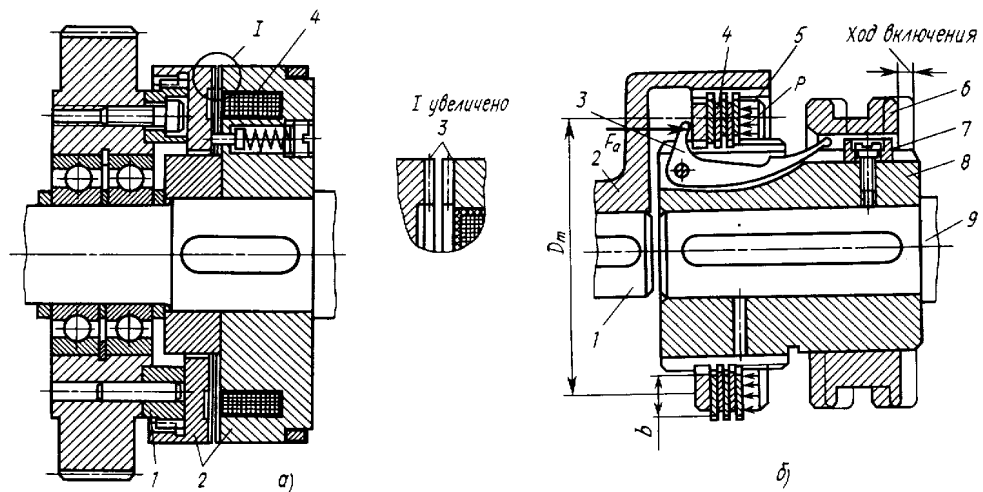


Рис.12.11. Сцепные управляемые муфты

На рисунке 12.12 показана предохранительная пружинно-шариковая муфта (муфта предельного момента).

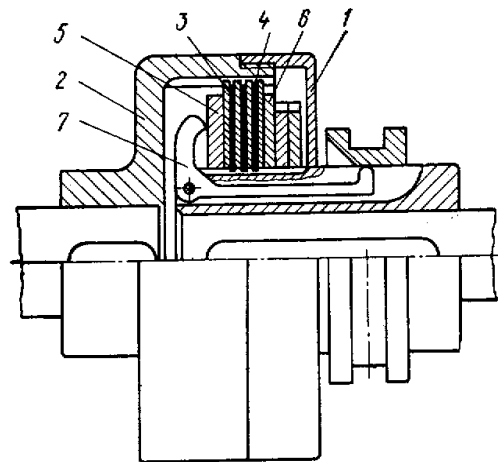


Рис.12.12. Предохранительная муфта:

1 и 2 – дисковые полумуфты; 3 – штифт; 4 – втулка; 5, 6 – прижимные диски; 7- рычаг

Обгонные муфты (муфты свободного хода) автоматически соединяют или разъединяют валы в зависимости от соотношения их угловых скоростей (рис.7.13).

Центробежные муфты служат для автоматического соединения или разъединения валов при достижении ими заданных угловых скоростей (рис.12.14).

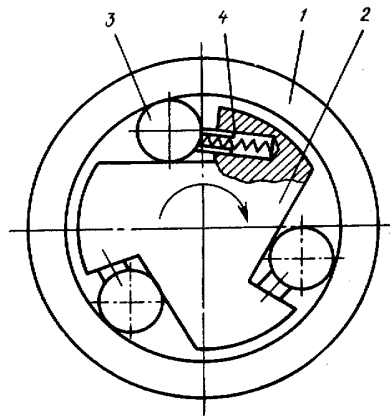


Рис.12.13. Обгонная фрикционная муфта:  
1- наружная полумуфта; 2 – внутренняя полумуфта; 3 – ролики; 4 – пружины

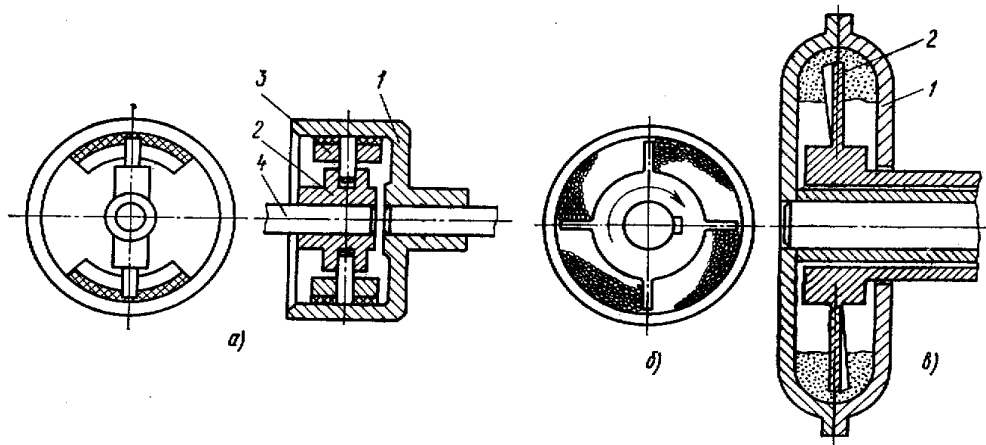


Рис.12.14. Центробежные муфты:  
а – фрикционная; б – шариковая; в – роликовая

### Содержание работы

1. Ознакомиться с конструкциями муфт. Определить тип муфт, ее назначение.
2. Зарисовать схему муфты, предложенной преподавателем, определить ее геометрические параметры.
3. Сформулировать выводы по работе.

### Контрольные вопросы.

1. Что такое муфта?
2. Какие муфты называются постоянными?
3. Какие муфты называются сцепными?
4. Для чего предназначена обгонная муфта?

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1978. 351с.
2. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика. М.: Высшая школа, 1989. 351с.
3. Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. М.: Высшая школа, 1991, 480 с.
4. Норенков И.П., Маничев В.Б. Основы теории и проектирования САПР: М.: Высшая школа, 1990. 334 с.
5. Прикладная механика. / Под ред. В.М. Осецкого. М.: Машиностроение, 1977. 488с.
6. Чернавский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования. М.: Машиностроение, 2001, 560 с.
7. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: Изд-во АПМ, 2000, 472 с.
8. Леликов О.П. Основы расчета и проектирование шарико-винтовых передач./ Справочник. Инженерный журнал. №6, 2000, с. 23 – 31.
9. Яцун С.Ф., Мищенко В.Я. Механика. Ч.2. Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2004. – 140 с.