

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
в г. Смоленске**

**УТВЕРЖДАЮ**

Зам. директора  
по учебно-методической работе  
филиала ФГБОУ ВО  
«НИУ «МЭИ» в г. Смоленске  
В.В. Рожков  
«28» 08 2021 г.



**МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА**

---

Направление подготовки (специальность): 08.03.01 «Строительство»

Профиль: «Промышленное, гражданское и энергетическое строительство»

Уровень высшего образования: бакалавриат

Нормативный срок обучения: 4 года

Форма обучения: заочная

Год набора: 2021

Смоленск

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
в г. Смоленске**

**Методическое обеспечение дисциплины**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

---

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

**Смоленск – 2021 г.**

**Методические материалы составил:**

канд. физ.-мат. наук., доцент  Л.В. Кончина  
подпись ФИО

« 25 » 08 2021 г.

**Заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование»:**

 канд. техн. наук., доцент М.В. Гончаров  
подпись ФИО

« 25 » 08 2021 г.

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
в г. Смоленске**

**Методическое обеспечение лекций  
по дисциплине**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

---

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

**Смоленск – 2021 г.**

## Примерный комплект слайдов к лекциям

### Лекция

Основные понятия теории механизмов и машин.

1. Понятие о кинематических парах
2. Механическая цель и механизм. Степень свободы механизма
3. Образование механизма по Л. В. Ассуру

**Машины** – это системы, служащие для передачи и преобразования механической работы.

**Приборы** – это системы, служащие для передачи и преобразования движений.

**Механические приспособления** – это системы, служащие для передачи и преобразования сил.

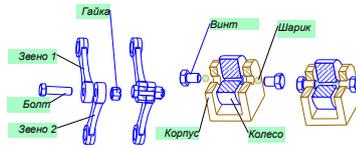
**Кинематическая пара** есть простейшее из соединений, обеспечивающее между двумя соединяемыми звеньями тот или другой вид относительного движения.

Соединения, допускающие пространственное относительное движение называются **пространственными кинематическими парами**.

Соединение, допускающее плоское относительное движение называются **плоскими кинематическими парами**.

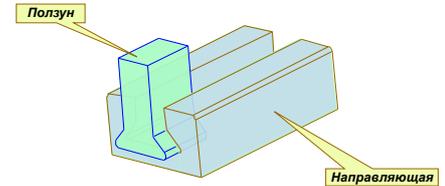
Плоские кинематические пары подразделяются на **вращательные, поступательные и высшие**

### Вращательные кинематические пары.



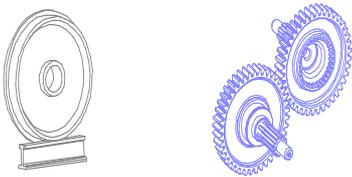
Вращательные кинематические пары обеспечивают только вращательное относительное движение

### Поступательные кинематические пары



- Поступательные кинематические пары обеспечивают только поступательное относительное движение

### Высшие кинематические пары



**Высшими** называются кинематические пары в которых соприкосновение звеньев в соединении происходит по линии или точке, отличной от низших пар, где соприкосновение происходит по поверхности (плоской, цилиндрической, сферической, конической и другим).

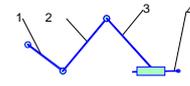
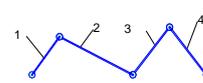
### Классификация кинематических пар

Кинематическая пара	Класс пары	Число связей	Подвижность	Обозначение
	1	1	5	$P_1$
	2	2	4	$P_2$
	3	3	3	$P_3$
	4	4	2	$P_4$
	5	5	1	$P_5$

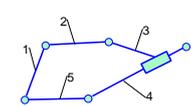
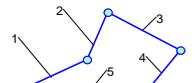
### Кинематические цепи.

Последовательное соединение звеньев кинематическими парами называется **кинематической цепью**

Разомкнутые кинематические цепи



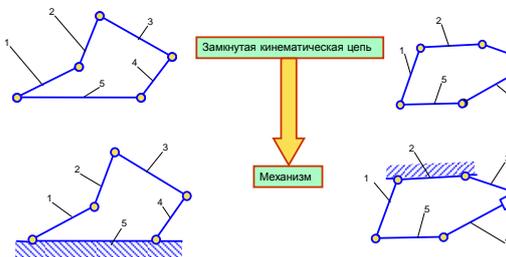
Замкнутые кинематические цепи



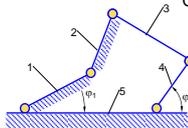
### Понятие о механизме

**Механизмом** называется замкнутая кинематическая цепь с одним неподвижным звеном.

Неподвижное звено механизма называется **стойкой**.



### Степень свободы механизма



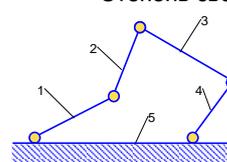
Под **числом степеней свободы** понимают число независимых параметров определяющих положение всех звеньев механизма.

Для представления механизма положение всех звеньев будут однозначно определены если будут заданы положение двух любых звеньев (предположим звена 1 -  $\varphi_1$  и звена 4 -  $\varphi_2$ )

Для определения степени свободы механизма необходимо последовательным закреплением звеньев к стойке превратить его в ферму. Число звеньев механизма которые мы закрепили для превращения механизма в ферму и будет является **степенью свободы механизма**

Для превращения механизма в ферму было закреплено 2 звена (без учета стойки), и следовательно степень подвижности механизма равна 2

### Степень свободы механизма



Для определения степени свободы пространственного механизма используют формулу **Сомова - Малышева**

$$W=6(n-1)-1P_1-2P_2-3P_3-5P_4-4P_5$$

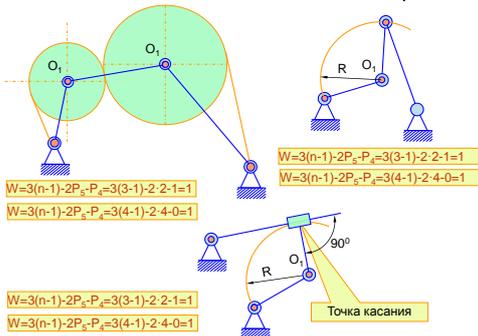
Для определения степени свободы плоского механизма используют формулу **Чебышева**

$$W=3(n-1)-2P_5-1P_4$$

Механизм имеет 5 звеньев ( $n=5$ ) и 5 кинематических пар 5 класса ( $P_5=5$ )

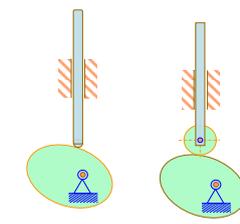
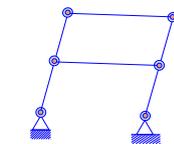
$$W=3(n-1)-2P_5-P_4=3 \cdot (5-1)-2 \cdot 5-1 \cdot 0=2$$

### Замены высших кинематических пар



### Избыточные связи

$$W=3(n-1)-2P_5=3(3-1)-2 \cdot 2-1=1$$



### Образование механизма по Л.В. Ассуру

Большинство механизмов в технике имеют одну степень подвижности  $W=1$ . Как получить из имеющегося механизма, новый механизм, обладающий другими свойствами, чем исходный, но также имеющий степень подвижности  $W=1$ .



$$W_{общ} = W_{осн} + W_{доб}$$

$$W_{общ} = W_{осн} + W_{доб} - 2s$$

Учитывая, что степень свободы основной и полученной системы  $W=1$ , получим из второго уравнения  $1 = 1 + W_{доб} - 2s$  или  $W_{доб} = 2s$ , здесь  $s$  - это число кинематических пар 5 класса с помощью которых добавочная система присоединена к основной системе

Если в незамкнутой кинематической цепи выполняется условие  $W_{доб} = 2s$ , то такая кинематическая цепь называется **кинематической группой или группой Ассура**.

$$W_{доб} = 2s = 12$$

### Образование механизма по Л.В. Ассуру

Наиболее распространенной кинематической группой является **двухзвено**.

$$W=3(n-1)-2P_5-P_4=3(4-1)-2\cdot 4=1$$

Рассмотрим выполняется ли для нее условие кинематической группы  $W=3n-2p_5=3\cdot 2-2\cdot 1=4$ , число кинематических пар с помощью которых она будет присоединена к основной системе  $s=2$ ,  $W=2s=4$  - условие выполняется. Для образования любого механизма необходимо иметь начальный, основной механизм. За начальный механизм принимается обыкновенный кривошип.

$$W=3(n-1)-2P_5-P_4=3(6-1)-2\cdot 7=1$$

$$W=3(n-1)-2P_5-P_4=3(6-1)-2\cdot 7=1$$

### Классификация кинематических групп

**Группы 2 класса 2 порядка**

1 вида, 2 вида, 3 вида, 4 вида, 5 вида

$$W=3n-2P_5=3\cdot 2-2\cdot 1=4$$

$$W_{доб}=2s=2\cdot 2=4$$

**Группа 3 класса 3 порядка**

$$W=3n-2P_5=3\cdot 4-2\cdot 3=6$$

$$W_{доб}=2s=2\cdot 3=6$$

**Группа 3 класса 4 порядка**

$$W=3n-2P_5=3\cdot 6-2\cdot 5=8$$

$$W_{доб}=2s=2\cdot 4=8$$

**Группа 4 класса 2 порядка**

$$W=3n-2P_5=3\cdot 4-2\cdot 4=4$$

$$W_{доб}=2s=2\cdot 2=4$$

### Классификация механизмов

Класс и порядок механизма определяется наименьшим классом и порядком кинематической группы входящей в данный механизм

**2 класса 2 порядка**

$$W=3(n-1)-2P_5=3\cdot 5-2\cdot 7=1$$

**2 класса 3 порядка**

$$W=3(n-1)-2P_5=3\cdot 5-2\cdot 7=1$$

**3 класса 3 порядка**

$$W=3(n-1)-2P_5=3\cdot 5-2\cdot 7=1$$

**3 класса 4 порядка**

$$W=3(n-1)-2P_5=3\cdot 7-2\cdot 10=1$$

**4 класса 2 порядка**

$$W=3(n-1)-2P_5=3\cdot 5-2\cdot 7=1$$

### Лекция Кинематическое исследование механизмов построением планов скоростей и ускорений

Кривошипно-ползунный механизм

Четырехзвенный рычажный механизм

Кулисный механизм

### Построение кинематической схемы кривошипно-ползунного механизма

Изображение кинематической схемы механизма соответствующее определенному положению механизма называется **планом механизма**

Планы строятся в заданном масштабе. Различают линейный масштаб и масштаб коэффициента. Масштабным коэффициентом длины называется отношение натуральной длины звена в метрах к длине отрезка изображающего это звено на чертеже в миллиметрах.

$$\mu_l = \frac{l_{натур}}{l_{изб}}$$

Для определения длины отрезков других звеньев механизма, предположим шатун AB использовать выражение

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}$$

Для построения траекторной точки звена механизма вращающему звену предать движение с определенным шагом

### Построение плана скоростей кривошипно-ползунного механизма

Вращающее звено (кривошип) совершает вращательное движение относительно O и окружная скорость равна

$$V_A = \omega \cdot OA$$

Направлена перпендикулярно кривошипу OA

Шатун AB совершает плоскопараллельное движение и векторное уравнение для определения скорости точки B запишется в следующем виде

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

Для скорости  $V_A$  и  $V_B$  известно только направление  $V_A$  - направлена вдоль направляющей,  $V_{BA}$  направлена перпендикулярно звену AB

Построение треугольников скоростей, выполненных на отдельном участке чертежа и произведенное от одной общей точки называется **планом скоростей**

**Планом плана скоростей** называется произвольная точка плоскости чертежа на которой производится построение плана скоростей

Масштабом скорости называется отношение окружной скорости вращающего звена  $V_A$  в мм к длине отрезка  $ra$  изображающего данную скорость на плане скоростей в мм

$$\mu_v = \frac{V_A}{r_a a}$$

Имея план скоростей легко определить скорости звеньев

$$V_B = \mu_v \cdot b \cdot k_v \quad V_{BA} = ab \cdot k_v$$

### Свойства плана скоростей

- Отрезки плана скоростей, проходящие через полюс, изображают абсолютные скорости. Направление абсолютных скоростей всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных скоростей принято ставить малую букву той буквы, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма.
- Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, обозначают относительные скорости.
- Концы векторов абсолютных скоростей точек механизма жестко связанных между собой, на плане скоростей образуют фигуры, подобные сходственно расположенные и повернутые на 90 градусов относительно фигур, образуемых этими точками на плане механизма
- Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей расположенные в полюсе
- План скоростей дает возможность находить нормали и касательные к траектории точки без построения самих траекторий

### Построение плана ускорений КПМ

Нормальное ускорение вращающего звена

$$a_n^A = \omega^2 \cdot l_{OA} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$$

Нормальное ускорение направлено из точки к центру вращения

Касательное ускорение

$$a_t^A = \varepsilon \cdot l_{OA}$$

При отсутствии углового ускорения касательное ускорение равно нулю

Ускорение точки B определяется из векторного уравнения

$$a_B = a_n^A + a_t^A + a_B^A$$

Известны направление ускорения  $a_n^A$  - оно направлено вдоль шатуна AB из точки B к точке A, и его величина:

$$a_{BA}^A = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}$$

Для ускорений  $a_n^A$  и  $a_B^A$  известны только направления. Первое из них направлено перпендикулярно шатуну AB, а второе вдоль направляющей шатуна

Масштабом ускорения называется отношение нормального ускорения вращающего звена в мм<sup>2</sup> к длине отрезка изображающего данное ускорение на плане ускорений в мм

$$\mu_a = \frac{a_n^A}{r_a a^2}$$

Построение треугольников ускорений, выполненное на отдельном участке чертежа и произведенное из одной общей точки называется **планом ускорений**

Планом плана ускорений называется произвольная точка плоскости чертежа на которой производится построение плана ускорений

### Свойство плана ускорений

- Отрезки планов ускорений проходящие через полюс изображают абсолютные ускорения. Направление абсолютных ускорений всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных ускорений принято ставить малую букву той буквы которой обозначена соответствующая точка на плане механизма;
- Отрезки плана ускорений соединяющие концы векторов абсолютных ускорений, обозначают относительные ускорения;
- Концы векторов абсолютных ускорений точек механизма жестко связанных между собой на плане ускорений образуют фигуры подобные, сходственно расположенные и повернутые на угол 180° относительно расположения их на плане механизма;
- Постоянные неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки плана ускорений расположенные в полюсе;

### Кинематический анализ кулисного механизма

#### Построение плана скоростей

Кривошип  $O_1A$  совершает вращательное движение и скорость точки определится:

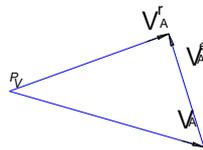
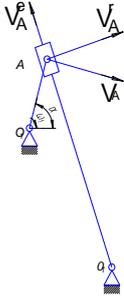
$$V_A = \omega_1 \cdot OA$$

Камень кулисы совершает сложное движение:

- переносное движение вместе с кулисой  $O_2A$
- относительно вдоль кулисы  $O_2A$

$$V_A = V_A^r + V_A^e$$

План скоростей



### Построение плана ускорений

Ускорение точки  $A$  звена 2 (кривошип), из условия, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью и касательные ускорения отсутствуют:

$$a_{A2}^n = \frac{V_{A2}^2}{l_{O1A}}$$

Масштаб построенного плана ускорений, приняв длину отрезка на плане ускорений соответствующее нормальному ускорению точки  $A$

$$\mu_a = \frac{a_{A2}^n}{\rho_a a}$$

Ускорение точки  $A$  звена 3 (камень кулисы). Для определения запишем векторное уравнение для случая, когда звено совершает сложное движение:

$$a_{A3} = a_{A3}^k + a_{A4}^n + a_{A4}^r + a_{A3,A4}^e = a_{A2}^n$$

План ускорений

Нормальное ускорение при переносном движении

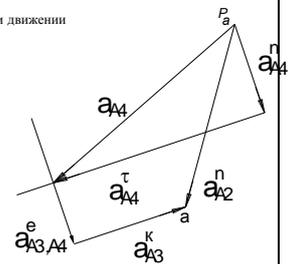
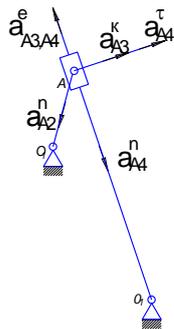
$$a_{A4}^n = \frac{(V_{A3}^r)^2}{l_{O2A}}$$

Ускорение Кориолиса

$$a_{A3}^k = 2\omega_4 V_{A3}^r$$

Касательное ускорение звена 4  $a_{A4}^r$  направлено перпендикулярно кулисе

Относительное ускорение  $a_{A3,A4}$  направлено вдоль кулисы



### План скоростей рычажного механизма

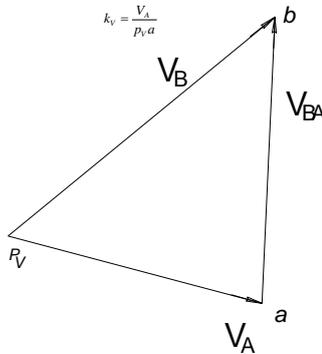
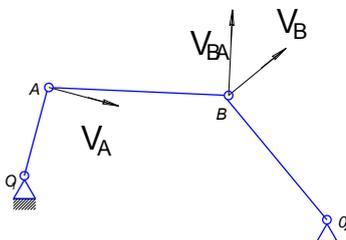
Ведущее звено (кривошип) совершает вращательное движение относительно  $O$  и окружная скорость равна

$$V_A = \omega_1 \cdot OA$$

Направлена перпендикулярно кривошипу  $OA$

План скоростей

$$k_v = \frac{V_A}{\rho_v a}$$



Спарринг  $AB$  совершает плоскопараллельное движение и векторное уравнение для определения скорости точки  $B$  запишется в следующем виде

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

Для скоростей  $V_{BA}$  и  $V_B$  известно только направление

- $V_B$  - направлена перпендикулярно  $O_2B$ ;
- $V_{BA}$  направлена перпендикулярно звену  $AB$

### План ускорений рычажного механизма

Нормальное ускорение ведущего звена

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$$

Нормальное ускорение направлено из точки  $A$  к центру вращения

Ускорение точки  $B$  определится из векторного уравнения

$$a_B = a_B^n + a_B^r = a_A^n + a_{BA}^n + a_{BA}^r$$

Нормальное ускорение точки  $B$

$$a_B^n = \frac{V_B^2}{l_{O2B}}$$

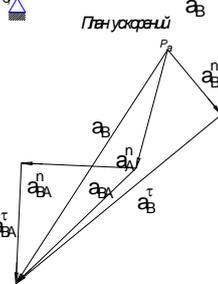
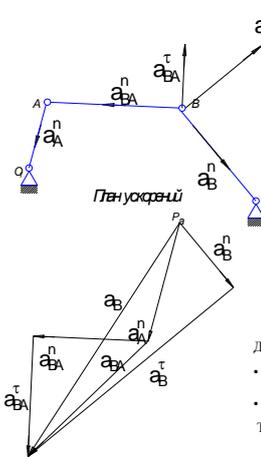
Известны направление ускорения  $a_{BA}^n$  - оно направлено вдоль спарринга  $AB$  из точки  $B$  к точке  $A$ , и его величина

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}}$$

Для ускорений  $a_{BA}^r$  и  $a_B^r$  известно только направление.

- Первое из них направлено перпендикулярно спаррингу  $AB$
- второе перпендикулярно  $O_2B$

Точка пересечения этих векторов и будет являться точкой  $B$



### Кинестатика механизмов. Силовой расчет

#### Задачи и методы силового расчета

Основная задача силового расчета заключается в определении реакции в кинематических парах, сил и пар сил приложенных к приводе машины по заданным значениям внешних сил и законам движения начальных звеньев.

Силы действующие на механизм

1. Движущие силы и моменты сил, совершающие положительную работу и приложенные к ведущим звеньям;
2. Силы и моменты сил сопротивления, совершающие отрицательную работу, которые в свою очередь делятся на силы полезного сопротивления, приложенные к ведомым звеньям, и силы вредного сопротивления;
3. Силы тяжести;
4. Силы взаимодействия между звеньями, то есть реакции в кинематических парах.

Силы 1 - 3 группы относятся к внешним силам и учитываются в расчете. Силы 4 группы могут относиться как к внутренним силам так и к внешним.

Для использования метода кинестатики нужно определить силы инерции

Элементарные силы инерции приводятся к главному вектору  $F_w$  и главному моменту  $M_w$

Главный вектор сил инерции

$$F_w = -m \cdot a_c$$

Главный момент сил инерции

$$M_w = -c \cdot J_s$$

Здесь  $m$  - масса звена,  $a_c$  - ускорение центра масс.

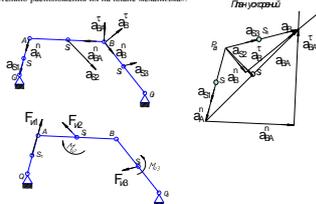
Здесь  $c$  - угловое ускорение звена,  $J_s$  - момент инерции звена

Силы инерции и моменты инерции приложены в центре масс звена и направлены в сторону противоположную направлению соответствующего ускорения

### Определение сил и моментов инерции

Для выполнения силового расчета механизма необходимо определить величину, точки приложения и направление сил и моментов инерции всех звеньев входящих в механизм.

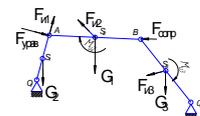
1. Считаая распределение массы равномерным по длине звена, а устройство кинематических пар одинаковым, центр масс нужно расположить точно по середине звена.
2. Ускорение центра масс можно определить зная 3-е свойство плана ускорений: «Концы векторов абсолютных ускорений точек механизма жестко связанных между собой на плане ускорений образуют фигуры подобные, сходственно расположенные и повернутые на угол 180° относительно расположения их на плане механизма».



### Приложение внешних сил к механизму

К механизму приложены силы, кроме сил инерции следующие внешние силы:

1. силы тяжести звеньев  $G_1, G_2, G_3$ ;
2. силы полезного сопротивления  $F_{сопр}$ ;
3. активные, движущие силы  $F_{урав}$ .



### Расчленение механизма на группы Ассура

Для определения сил в кинематических парах и активных сил необходимых для привода в действие механизма необходимо расчленить на группы Ассура

Механизм состоит:

- из группы 1 класса 1 порядка (начального механизма)
- из группы 2 класса 2 порядка

Стойка  $O_1$  и начальный механизм (кривошип)  $O_1A$  оказывают воздействие на группу Ассура 2 класса

Которая в свою очередь, согласно 3 закону Ньютона также действует на нее, но с обратным знаком

$$F_{21}^x = F_{12}^x, F_{21}^y = F_{12}^y, F_{30}^x = F_{03}^x, F_{30}^y = F_{03}^y, F_{21}^x = F_{12}^x, F_{21}^y = F_{12}^y, F_{30}^x = F_{03}^x, F_{30}^y = F_{03}^y$$

### Построение плана сил для группы Ассура 2 класса

На представленном плане группы Ассура приложены активные силы и реакции связей, возникающие в кинематических парах

Силы у которых известны и величина и направление:

- Силы инерции  $F_{i1}, F_{i2}$
- Вес звеньев  $G_1, G_2$
- Сила полезного сопротивления  $F_{спр}$
- Моменты инерции  $M_{i1}, M_{i2}$

Силы у которых известно лишь направление  $F_{12}^x, F_{12}^y, F_{21}^x, F_{21}^y$  и которые могут быть определены графически из плана сил

Для построения плана сил необходимо определить масштаб построения  $k_f$

$$k_f = \frac{F_{спр}}{p \cdot a}$$

Силы у которых известно направление  $F_{12}^x, F_{12}^y, F_{21}^x, F_{21}^y$  и которые могут быть определены графически из плана сил

Для построения плана сил необходимо определить масштаб построения  $k_f$

$$k_f = \frac{F_{спр}}{p \cdot a}$$

### Построение плана сил для ведущего звена

План сил

План сил

План сил

Силы у которых известно направление  $F_{12}^x, F_{12}^y, F_{21}^x, F_{21}^y$  и которые могут быть определены графически из плана сил

Для построения плана сил необходимо определить масштаб построения  $k_f$

$$k_f = \frac{G_1}{p \cdot a}$$

### Зубчатые передачи

Зубчатые передачи обеспечивают передачу момента вращения с помощью последовательно заходящихся зубьев.

Тела вращения, на которых расположены зубья, называются зубчатыми колесами.

Меньшее колесо зубчатой пары называется **шестерней**. Большее зубчатое колесо называется **колесом**.

Классификация зубчатых колес

- на цилиндрические
  - конические
  - червячные

По взаимному расположению осей зубчатые колес подразделяются:

- на цилиндрические
  - конические
  - червячные

По форме зуба

- прямозубые
- косозубые
- шевронные
- наружное зацепление
- внутреннее зацепление

### Геометрия зубчатого зацепления

Профиль зуба колеса представляет собой эвольвенту.

**Эвольвента** (или эволюта) окружности представляет собой кривую, центры кривизны которой принадлежат рассматриваемой окружности.

Эвольвента окружности может быть получена как траектория точки прямой, перемещающейся без скольжения по этой окружности диаметром  $d_1$ , называемой основной окружностью.

Точка пересечения общей нормали к эвольвентам с массовой линией называется **высшей точкой зацепления Р**

Положение нормали к поверхности определяется углом  $\alpha_0$  (т.е. углом между линией зацепления и нормалью к линии центров), который называется **углом зацепления**.

### Изготовление зубчатых колес

- Для нарезки используются специальные станки и инструменты.
- В промышленности реализуют два метода нарезки: **копирование или обкатка**.
- При **копировании** зуб принимает форму, очерченную инструментом.
- При **обкатке** имитируется процесс зацепления колес, одно из которых

При обкатке в качестве инструмента используют рейку 1, которое колесо бесконечного диаметра начальной окружности. При таком способе **параметры заготовки колеса** вращается относительно оси, а рейка для обеспечения резания перемещается в двух направлениях: по касательной к окружности заготовки и вдоль оси). След от рейки является эвольвентой, параметры которой зависят от вида профиля рейки.

Основные параметры рейки

Значение стандартных модулей  $m$ , мм

1-ый ряд	1, 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100
2-ой ряд	1, 1.25; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36

Модуль  $m = \frac{p}{\pi}$

Угол зацепления  $\alpha$       Нормальный угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$

Коэффициент высоты ножки зуба  $h_f = 1,25$

Коэффициент головы зуба  $h_a^* = 1,0$

### Основные геометрические размеры передач

**Передачи без смещения.** Если делительная окружность колеса является касательной к средней линии контура инструмента, то может место нарезки без смещения. В этом случае начальные окружности колес совпадают с делительными.

Диаметр делительной окружности  $d_1 = m z_1$        $d_2 = m z_2$

Диаметр вершин зубьев  $d_{a1} = d_1 + 2m$        $d_{a2} = d_2 + 2m$

Диаметр впадин зубьев  $d_{f1} = d_1 - 2,5m$        $d_{f2} = d_2 - 2,5m$

Межосевное расстояние  $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$

**Передачи со смещением (смещение положительное)**

При передаче со смещением диаметр начальной окружности не касается средней линии контура инструментальной рейки. Смещение рейки позволяет избежать подреза ножки зуба при изготовлении колес малым числом зубьев и увеличить прочностные характеристики зубьев, но ведет к заострению вершины зубьев

### Основные геометрические размеры передач

**Передачи со смещением (смещение отрицательное).** Отрицательное смещение рейки усиливает подрезание ножки зуба уменьшает прочностные характеристики, но устраняет заострение головы зуба.

Формулы для определения геометрических размеров передач идентичны

Делительный диаметр  $d_1 = m z_1$        $d_2 = m z_2$

Диаметр вершин зубьев  $d_{a1} = d_1 + 2(h_f^* + x_1)m$        $d_{a2} = d_2 + 2(h_f^* + x_2)m$

Диаметр впадин зубьев  $d_{f1} = d_1 - 2(h_f^* + c - x_1)m$        $d_{f2} = d_2 - 2(h_f^* + c - x_2)m$

### Ряды зубчатых колес

Устройство, приводящее в движение машину или механизм называется **приводом**. Чаще всего привод представляет собой ряд зубчатых колес.

Механизм, состоящий из одной или нескольких пар зубчатых колес, размещенных в корпусе, и предназначенный для уменьшения частоты вращения, называется **редуктором**.

Механизм, состоящий из одной или нескольких пар зубчатых колес, размещенных в корпусе, и служащий для увеличения частоты вращения называется **мультипликатором**.

Отношение угловых скоростей на входе  $\omega_1$  и выходе  $\omega_2$  кинематической цепи называется **передаточным отношением и**

Для простой зубчатой передачи:  $u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$  (частное передаточное отношение)

Для случая кратного зацепления можно записать  $u_{1-3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_1}$

Записав передаточное число каждой передачи  $u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$        $u_{2-3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_2}$

Перемножив полученные выражения  $u_{1-2} \cdot u_{2-3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = u_{1-3}$

**Общее передаточное отношение последовательного ряда зубчатых колес равно произведению частных передаточных отношений**

### Ряды зубчатых колес

Передаточные числа выражены через геометрические параметры передач

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}, u_{2-3} = \frac{z_3}{z_2}, u_{1-3} = \frac{z_3}{z_1}$$

Передаточное число кратного зубчатого ряда, выраженное через геометрические параметры передач

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1} = u_{1-3}$$

**Общее передаточное отношение последовательного кратного ряда зубчатых колес равно дроби у которой в числителе стоит произведение радиусов или чисел зубьев ведомых колес, а в знаменателе произведение радиусов или чисел зубьев ведущих колес**

Для случая последовательного ряда с паритными шестернями

Частные передаточные отношения

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, u_{2-3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_2}, u_{1-3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_1}$$

Перемножив полученные выражения получим

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = u_{1-4}$$

Передаточное отношение выраженное через геометрические параметры передач

$$u_{1-2} \cdot u_{2-3} \cdot u_{3-4} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_4}{z_1} = u_{1-4}$$

**Радиусы и числа зубьев промежуточных шестерен не влияют на общее передаточное отношение**

### Планетарные передачи

**Планетарными** называются зубчатые передачи с подвижными осями колес

Планетарные передачи получили широкое распространение в авиации и приборостроении благодаря компактности, большому интервалу изменения передаточных чисел

Зубчатое колесо с подвижной осью называется **планетарным колесом или сателлитом**

Зубчатое колесо относительно которого вращаются сателлиты называется **солнечным или центральным колесом**

Рычаг с помощью которого перемещаются оси сателлитов называется **водилом**

Движение можно передать от центрального колеса к водилу и в обратном направлении

Передаточное отношение передачи

Указывает неподвижный элемент передачи  $u_{1-H}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H}$

Движение передается от центрального колеса 1 на водило

### Планетарные передачи

**Обобщенным** называется зубчатый механизм полученный из планетарной передачи, при отсоединении водила

Получим обобщенный зубчатый ряд с последовательными зацеплениями

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$

Формула Виллиса

Разделим и числитель и знаменатель на  $\omega_H$ , получим

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 / \omega_H - \omega_H / \omega_H}{\omega_3 / \omega_H - \omega_H / \omega_H} = \frac{u_{1-3}^H - 1}{u_{3-1}^H - 1}$$

Если считать  $\omega_H = 0$ , получим

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 / \omega_H - \omega_H / \omega_H}{\omega_3 / \omega_H - \omega_H / \omega_H} = \frac{u_{1-3}^H - 1}{u_{3-1}^H - 1}$$

После преобразований, получим

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = (-u_{1-2}) \cdot u_{2-3} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}$$

**Тема: Взаимозаменяемость. Допуски и посадки.**

**Взаимозаменяемость** деталей и сборочных единиц - это принцип конструирования и производства изделий, позволяющий осуществлять сборку независимо изготовленных изделий замены их другими аналогичными изделиями, удовлетворяющими техническим требованиям без дополнительной доработки.

Геометрические параметры деталей количественно оцениваются **размерами**, которые получают из расчетов или по конструктивным соображениям.

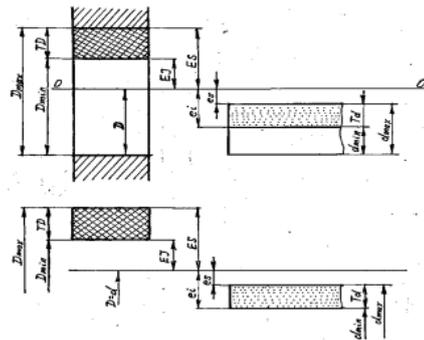
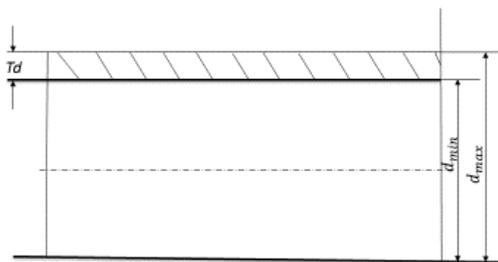
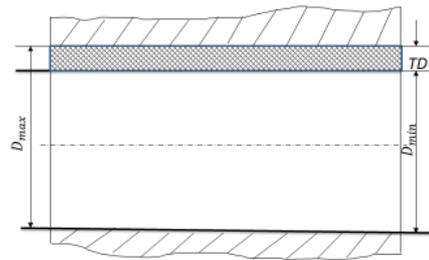
Размеры, которые проставляют на чертеже, называют **номинальными**.

**Номинальный размер**  $D_n$  - размер, относительно которого определяют предельные размеры детали. Его округляют до ближайшего значения по ГОСТ.

Термин «о́вал» используют для обозначения наружных (охватываемых), а термин «отверстие» - для обозначения внутренних (охватывающих) элементов детали.

**Номинальный размер соединения одинаков для отверстия и для вала.**

$D$   $d$   $D_{max}$   $D_{min}$   $D_{max}$   $D_{min}$



$$ES = D_{max} - D$$

$$es = d_{max} - d$$

$$EJ = D_{min} - D$$

$$ei = d_{min} - d$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EJ - \text{отверстие}$$

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

$$\varnothing 40 \begin{matrix} +0,015 \\ -0,014 \end{matrix}$$

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} \quad S = D - d \quad D > d$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max}$$

$$N = d - D \quad d > D$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EJ$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES$$

$$\varnothing 20 \begin{matrix} H7 \\ f6 \end{matrix}$$

$TTP = TD + Td$ $TS = S_{max} - S_{min}$ $TN = N_{max} - N_{min}$ $TTP = S_{max} + N_{max}$	<p><b>Посадка с зазором:</b> отверстие: A, B, C, D, E, F, G, H вал: a, b, c, d, e, f, g, h</p> <p><b>Посадка с натягом:</b> отверстие: P, R, S, T, U, V, X, Y, Z вал: p, r, s, t, u, v, x, y, z</p> <p><b>Переходные:</b> J, K, M, N j, k, m, n</p> <p>EJ=0 TD=ES es=0 Td=-ei</p>
	<p><b>Действительный</b> размер устанавливают измерениями.</p> <p><b>Нулевая линия</b> соответствует номинальному размеру, от нее отсчитывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.</p> <p><b>Допуск размера IT</b> - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Предельные размеры - два предельно допустимых размера, например: наибольший диаметр отверстия <math>D_{max}</math> и наименьший диаметр отверстия <math>D_{min} = D_s</math> (<math>d_{min}</math> - наименьший диаметр вала).</p> <p><b>Поле допуска</b> - поле, ограниченное <i>верхним и нижним отклонениями размера</i> (разность между наибольшим или наименьшим предельным размером и номинальным размером); для отверстия <b>ES</b> и <b>EI</b>, для вала <b>es</b> и <b>ei</b>.</p> <p>Величины отклонений могут быть положительными и отрицательными, положительные - откладываются вверх от нулевой линии, а отрицательные - вниз. Одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения поля допуска, относительно нулевой линии, называется <i>основным отклонением</i>. Основным отклонением считается отклонение, ближайшее к нулевой линии. Положение поля допуска относительно нулевой линии, зависящее от номинального размера, обозначается буквой латинского алфавита. К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности, называется <i>качеством</i>. Стандартом устанавливается 19 <i>квалитетов</i> (для размеров от 1 до 500 мм) в порядке уменьшения степени точности: 0,1; 0; 1; 2;... 17 (0,1... 4 - допуски средств измерений; 4... 12 - допуски сопрягаемых размеров; 12... 17 - допуски неотчетственных размеров).</p>
<p>Выбор <b>качества</b> - один из самых ответственных моментов, так как качество обуславливает качество работы сопрягаемых деталей машин, стоимость изготовления детали, возможность применения рациональной технологии механической обработки деталей и их сборки. Наиболее часто, в общем и пищевом машиностроении применяют <i>квалитеты с 7 по 10</i>.</p> <p>Предельные отклонения размера на чертежах можно указывать условным обозначением поля допуска (18H7, 16e8), а также условным и числовым значениями (18H7<sup>+0,018</sup>, 16e8<sup>-0,025</sup>). При равенстве верхнего и нижнего отклонений ставят знаки ±, например 100 ± 0,2.</p> <p><b>Посадка</b> - характер соединения двух сопряженных деталей, обуславливающий большую или меньшую свободу относительного перемещения этих деталей до сборки или прочность неподвижного соединения их.</p>	<p>Например, в системе отверстия <math>\varnothing 50</math> H7/p6 - соединение с натягом, а <math>\varnothing 50</math> H7/f6 - соединение с зазором. Здесь размеры отверстий <math>\varnothing 50</math> H7 одинаковы, а характер посадки обеспечивается за счет изменения предельных размеров валов, т. е. полей допусков <math>\varnothing 50</math> p6 и <math>\varnothing 50</math> f6 (<math>\varnothing 50</math> - номинальный размер, общий для отверстия и вала).</p> <p>При выборе посадок учитывают условия работы соединения, требования к его точности и возможность сборки. Зазоры или натяги назначают по расчету или принимают на основании практического опыта.</p> <p>Посадки с зазором предназначены для получения подвижных соединений (сменные зубчатые колеса, муфты и др.). Для этих целей используют посадки H7/g6, H7/h6, H7/h5, обеспечивающие возможность продольного перемещения деталей и высокую точность их центрирования. Посадки H6/g5, H7/g6 обеспечивают также возможность вращательного движения сопрягаемых деталей. При невысоких <math>\pm</math> точности центрирования деталей применяют посадки H9/h8, H9/h9. Такие посадки обеспечивают легкость сборки конструкции. При небольших нагрузках их применяют при сборке, например, звездочек, шкивов, зубчатых колес.</p> <p>При переходных посадках в соединении возможны небольшие зазоры или натяги. Для получения неподвижных соединений необходимо дополнительное крепление деталей винтами, шпонками, колтыями и др. К числу предпочтительных переходных посадок в системе отверстия относятся H7/k6, H7/h6, используемые в тех случаях, когда не требуются частые сборки и разборки сопряженных деталей. Сборку производят под прессом или легкими ударами, разборку - с помощью съёмников. Примеры применения: посадка на валы зубчатых колес, звездочек, подшипников, стаканов, муфт и др.</p> <p>Посадки с натягом H7/p6, H7/r6, H7/s6 обеспечивают получение неразъемных соединений без применения дополнительных крепежных средств. Применяются для соединения бронзовых венцов червячных колес со ступицей, валов со звездочками, зубчатыми муфтами, тяжело нагруженными зубчатыми колесами и др.</p>
<p><b>Оси и валы</b></p> <p><b>Цапфа</b> – опорная поверхность осей и валов.</p> <p><b>Шни</b> – концевая цапфа.</p> <p><b>Шейка</b> – промежуточная цапфа.</p> <p><b>Пята</b> – концевая часть вала, предназначенная для передачи осевой нагрузки неподвижной опоре.</p> <p><b>Запечник</b> – промежуточная опора в виде кольцевых выступов предназначенная также для передачи осевой нагрузки.</p>	<p>Рисунок 1</p>

	<p style="text-align: center;"><b>Опоры скольжения и опоры качения</b></p> <p>В зависимости от ряда трения, возникающего между соприкасающимися поверхностями, различают подшипники скольжения и подшипники качения.</p> <p>Пример подшипника скольжения: в мясорубке, где сетка, вал упирается.</p> <p><b>Подшипник скольжения</b> – это такой подшипник, в котором опорная поверхность оси или вала <u>скользит</u> по рабочей поверхности подшипника.</p>
	<p style="text-align: center;">         Подшипники качения: а, б, в, г, д, е – радиальные подшипники;          ж, з – радиально-упорные подшипники;          и, к – упорные подшипники;          л – муфта; м – ролики; н – телы качения; о – шарик; п – сепаратор.     </p>
<p style="text-align: center;"><b>Уплотнения (Устройства для уплотнения)</b></p> <p>Уплотнительные устройства или уплотнения предназначены для разделения сред, предотвращения или уменьшения утечки сред через подвижные или неподвижные разъемные соединения (различные прокладки, кольца и т.д.).</p> <p>Элементами уплотнения являются:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Уплотняемые поверхности стыка соединения;</li> <li>2) Уплотнитель, обеспечивающий герметичность стыков соединений.</li> </ol> <p>Основными факторами, определяющими работоспособность уплотнения являются: режимы работы, свойства сред, свойства самого соединения и уплотнителя, ресурс, общий срок эксплуатации.</p>	<p>В местах соединения корпусных деталей, в местах входа и выхода валов в корпус механизма устанавливаются <b>уплотняющие устройства (уплотнения)</b> для защиты внутреннего пространства механизма от попадания вредных факторов внешней среды (воды, пыли, абразивных частиц) и для предохранения от вытекания из внутреннего пространства смазочных материалов.</p> <p><b>Классификация</b> уплотнений:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) по характеру относительной подвижности поверхностей, между которыми устанавливается уплотнение – подвижное и неподвижное;</li> <li>2) по характеру взаимодействия с движущейся деталью – контактные и бесконтактные;</li> <li>3) по способу создания уплотняющего давления между уплотнительным элементом и подвижной деталью – пассивные или натяжные, в которых необходимое давление между уплотняемыми поверхностями создается за счёт деформации уплотняющего элемента и не зависит от давления среды в полости корпуса механизма, и активные, в которых давление между уплотняемыми поверхностями меняется пропорционально изменению давления во внутренней полости механизма;</li> <li>4) в зависимости от материала, из которого изготовлен уплотняющий элемент – металлические и неметаллические;</li> <li>5) по форме подвижной уплотняемой поверхности – торцевые (плоскостные), цилиндрические, конические, сферические.</li> </ol>

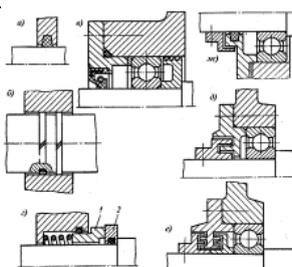
### Уплотнения неподвижных соединений

Болтовые соединения корпусов различных аппаратов, находящихся под давлением корпусов редукторов и других машин.

Их уплотнение достигается с помощью сжатия прокладок, колец и других уплотнительных элементов при затяжке болтов.

Их изготавливают из картона, асбеста, резины, алюминия, меди и т.д.

Для обеспечения герметичности иногда стык или прокладку промазывают краской, пастой или мастикой и только потом затягивают болты.



Для уплотнения неподвижных соединений применяются прокладки, резиновые кольца круглого и прямоугольного сечения, жидкие самотвердеющие герметики.

Наиболее сложным является уплотнение подвижных соединений, например, входных и выходных валов.

**Сальники** – неметаллические контактные уплотнения пассивного типа. Применяются сальниковые уплотнения при относительных скоростях скольжения до 5 м/с и давлениях в рабочей полости до 0,5 МПа.

Простейшее сальниковое уплотнение (рис., а) содержит кольцо прямоугольного сечения, пропитанное смазывающим материалом и запрессованное в трапециевидную канавку, угол между боковыми поверхностями которой составляет 20...30°. Сальниковое кольцо обычно выполняют из войлока или кожи и проваривают его в консистентной смазке.

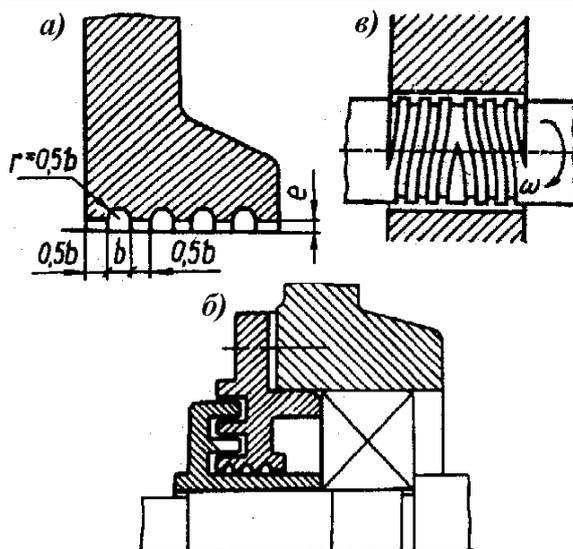
#### уплотнения валов:

- а) – сальник; б) – металлические кольца;
- в) – манжетное;
- г) – торцовое; д) – лабиринтное;
- е) – двойное лабиринтное;
- ж) – комбинированное (сальник + щелевое).

### Уплотнения подвижных соединений

На практике возникает необходимость уплотнения выступающих из корпусов хвостовиков валов (концов валов), деталей, вращающихся с большими скоростями и т.д.

В узлах, когда смазка и рабочая жидкость не находятся под давлением, а окружная скорость вала не превышает 7 м/с применяют уплотнение в виде манжета.



### Муфты.

Устройства, предназначенные для соединения концов валов, или для соединения валов с расположенными на них деталями (зубчатыми колесами, звездочками и др.), называют муфтами.

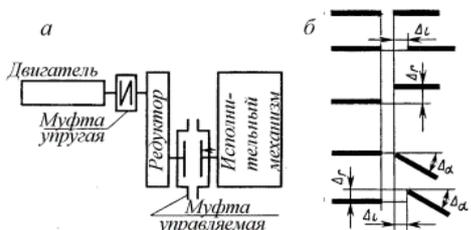


Рисунок 3.7 - Установка муфт в приводе и возможные несоосности соединяемых валов

Основное назначение муфт - передача вращающего момента без изменения его величины и направления. Наряду с передачей вращающего момента муфты выполняют ряд других функций:

- обеспечение взаимной неподвижности соединяемых деталей (*жесткие*, или *глухие муфты*);
- возможность работы при смещениях осей соединяемых валов (*компенсирующие* и *подвижные муфты*);
- улучшение динамических характеристик привода (*упругие муфты*);
- ограничение передаваемого момента (*предохранительные муфты*);
- возможность соединения или разъединения соединяемых валов и других деталей на ходу и неподвижном состоянии (*управляемые муфты*);
- регулирование передаваемого момента в зависимости от угловой скорости (*муфты центробежные, гидродинамические* и др.);
- передача момента только в одном направлении (*обгонные муфты*) и пр.

Классифицируют муфты по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Имеется большое разнообразие конструкций муфт, которые различаются не только функциональным назначением, но и принципом действия: механические, гидравлические, электрические и др.

По характеру соединения валов муфты подразделяют на неуправляемые (постоянные), управляемые и самоуправляемые (автоматические).

Постоянные (нерасцепляемые) муфты (ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно) в свою очередь делят на глухие и компенсирующие. Глухие муфты (штульные, фланцевые и др.) жестко соединяют валы.

Компенсирующие муфты могут быть жесткими (зубчатые, цепные, кулачковые и др.) и упругими (штульно-пальцевые, со смесивными пружинами и др.). Первые компенсируют неточности изготовления и монтажа механизма, вторые смягчают толчки и удары при его работе.

Управляемые (сцепные) муфты (кулачковые или фрикционные) позволяют соединять и разъединять валы, как во время работы, так и во время остановки с помощью механизма управления.

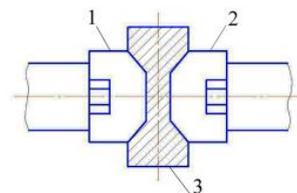
Самоуправляемые муфты (со срезным штифтом, центробежные, обгонные и др.) предназначены для автоматического соединения и разъединения валов при изменении режима их работы, т. е. нагрузки, скорости или направления вращения.

Наиболее распространенные муфты стандартизованы. Среди их важнейших паспортных данных (габариты, размеры посадочных мест, масса, момент инерции и др.) указывают передаваемый крутящий момент  $T_{\text{норм}}$ . Подбор муфты ведут по таблицам соответствующего стандарта (ведомственной нормали): по условиям эксплуатации, по большему диаметру соединяемых валов, расчетному вращающему моменту и проверяется предельная скорость вращения. Расчетный момент

$$T_{\text{расч}} = k T_{\text{дл}} \leq T_{\text{норм}}$$

где  $T_{\text{дл}}$  - наибольший длительно действующий момент;  $k$  - коэффициент, учитывающий режим работы.

Коэффициент  $k$  рассчитывают на основании данных о спектре нагружения с учетом влияния различных уровней нагрузки на прочность и износостойкость деталей муфты. При отсутствии таких данных пользуются приближенными рекомендациями, отражающими в известной степени опыт эксплуатации.



- 1,2 – две полумуфты, одеваемых на концы валов;  
3 – упругий элемент.

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
в г. Смоленске**

**Лабораторный практикум  
по дисциплине**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

---

(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

**Смоленск – 2021 г.**

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

### СТРУКТУРА И ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

**Цель работы** - знакомство с составлением кинематической схемы многозвенного механизма и с построением графика его передаточной функции.

#### 1. Оборудование и приборы

- Модель механизма.
- Измерительный инструмент: линейка с миллиметровой шкалой, циркуль, транспортир.

#### 2. Основные теоретические положения

Все многообразие механизмов машин можно разделить на две группы. Одна группа служит для передачи механического движения и энергии от двигателя к рабочим органам, обеспечивая при этом рабочим органам требуемую траекторию и необходимый скоростной режим. Другая группа механизмов служит для осуществления необходимых технологических и эксплуатационных регулировок машин.

*К первой группе механизмов* относятся механизмы привода: цепные, ременные, зубчатые, фрикционные передачи, шарнир Гука (карданный вал), механизмы соединительных и предохранительных муфт, различные механизмы, непосредственно обеспечивающие движение рабочих органов.

*Ко второй группе* относятся механизмы, обеспечивающие необходимый диапазон регулировочных параметров рабочих органов машин (рычажно-винтовые, кулисные).

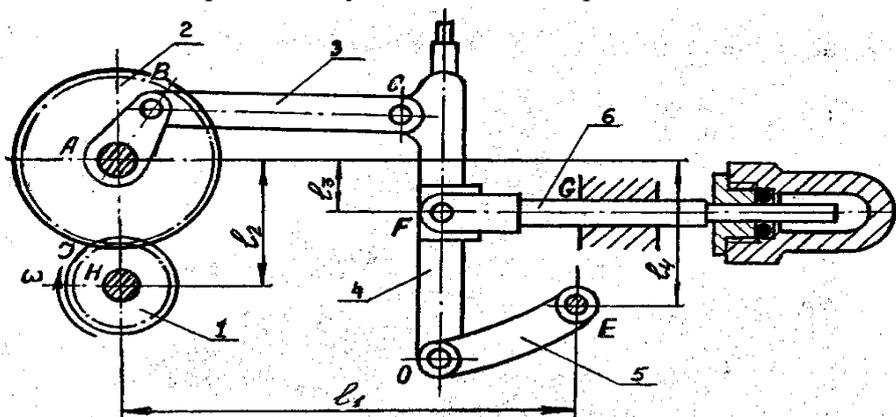
Для изучения движения механизма необходимо знать число и виды его кинематических пар, основные размеры звеньев и их взаимное расположение.

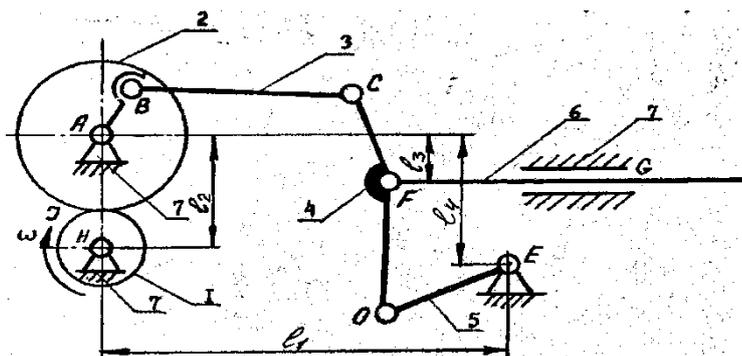
▪ **Кинематическая пара** образуется соединением двух непосредственно соприкасающихся звеньев; соединение должно допускать движение одного звена относительно другого.

Элементами кинематической пары являются поверхности, линии или точки по которым соприкасаются звенья. Кинематические пары, элементами которых являются поверхности, называются *низшими*, остальные – *высшими*.

Все это изображается на кинематической схеме механизма, которая представляет собой чертеж изучаемого механизма, выполненный в масштабе и в условиях обозначенных по ГОСТ 2770-68.

▪ **Кинематическая схема** - это как бы "скелет" механизма или машины; на ней не должно быть лишних конструктивных деталей, которые не нужны для кинематического исследования механизма и которые лишь усложнили бы чертеж.





Для кинематического исследования механизмов необходимо определить размеры звеньев, замеряемые между центрами кинематических пар А, В, С, F и т.д.

Условные обозначения для кинематических схем, установленные ГОСТом 2770-68, приводятся в таблице 1.

Таблица 1

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т.п. Неподвижное звено, (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой		Кулачки плоские: продольного перемещения  Вращающиеся  Вращающиеся пазовые	
Соединение частей звена: неподвижное Неподвижное, соединение детали с валом, стержнем Кинематическая пара вращательная Кинематическая пара поступательная		Муфта. Общее обозначение без уточнения типа Муфта нерасцепляемая (неуправляемая) глухая Муфта упругая	
Звено рычажного механизма двух-элементное: эксцентрик Ползун Кулиса		Подшипники качения: радиальные радиально-упорные односторонние упорные одно- сторонние	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): радиальные Подшипники упорные		Передача ремнем без уточнения типа Передача плоским ремнем Передача клиновидным ремнем	

Продолжение таблицы 1

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Толкатель (ведомое звено): заостренный дуговой роликовый плоский		Передача цепью без уточнения типа цепи Передача пластинчатой цепью	
Передачи зубчатые (цилиндрические): внешнее зацепление (общее обозначение)  Передачи зубчатые (цилиндрические): внутреннее зацепление (общее обозначение)  Гайка на винте передающем движенье ремня		Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические (общее обозначении)  Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: червячные с цилиндрическим червяком	

### 3. Порядок составления кинематической схемы

1. Имея перед собой модель механизма, необходимо, прежде всего, понять характер относительного движения его звеньев, для чего механизм надо медленно поворачивать за ведущее звено и наблюдать за характером движения остальных звеньев.

2. При наблюдении за относительным движением звеньев установить, какими кинематическими парами они соединены (вышними, низшими, вращательными или поступательными).

3. Определив размеры всех звеньев, надо выбрать масштаб построения кинематической схемы в соответствии с форматом бланка отчета. Построение схемы рекомендуется выполнять по возможности в натуральную величину (М 1:1). При уменьшении необходимо выбирать следующие масштабы 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:10.

Для пользования уже построенной кинематической схемой применяют вычислительный масштаб, который является отношением действительной длины  $l_{AB}$  звена 2 (рис. 4.2) в метрах к отрезку  $AB$ , изображающему это звено на чертеже в миллиметрах.

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB} \left[ \frac{м}{мм} \right].$$

Например, если  $l_{AB}=0,5$  м, а  $AB=50$  мм, то

$$\mu_l = \frac{0,5}{50} = 0,01 \left[ \frac{м}{мм} \right].$$

4. После выбора масштаба наметить на листе бумаги положение всех базовых кинематических пар и линий (на рис.4.2 это точки  $A, E, H$  и линия  $GF$ ), показав расстояние между ними на чертеже в мм. За начало координат системы базовых точек принять центр вращения ведущего звена, точку  $A$  кривошипа (рис. 4.1).

5. Вычертить одно из положений ведущего звена, при котором хорошо видны остальные звенья (без наложения одного звена на другое). Показать стрелкой направление движения ведущего звена.

6. Вычертить в том же масштабе кинематическую цепь, образованную ведущим и ведомыми звеньями механизма.

7. Пронумеровать звенья на кинематической схеме арабскими цифрами в порядке их присоединения к ведущему звену; кинематические пары обозначить прописными буквами латинского алфавита в том же порядке.

Написать масштаб чертежа и заполнить в качестве паспортных данных таблицу размеров звеньев в последовательности.

8. Заполнить таблицу кинематических пар в следующем порядке.

9. Подсчитать число степеней свободы (подвижности) механизма по формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2P_1 - P_2,$$

где  $n$  - число подвижных звеньев,  $P_1$  - число пар V класса (низших),

$P_2$  - число пар IV класса (высших).

Классификация кинематических пар приведена в таблице 2.

10. Обратить внимание на наличие сложных кинематических пар. В этих парах число простых кинематических пар  $K$  определяется зависимостью  $K=m-1$ , где  $m$  – число звеньев, соединенных сложной кинематической парой.

Таблица 2

№ п/п	Рисунок	Название пары	Условное обозначение	Подвижность пары	Высшая Низшая	Геометрическая Силовая
1		Вращательная		1	Н	Г
2		Поступательная		1	Н	Г
3		Винтовая		1	Н	Г
4		Цилиндрическая		2	Н	Г
5		Сферическая		3	Н	Г С
6		Цилиндр-плоскость		4	В	С

Продолжение таблицы 2

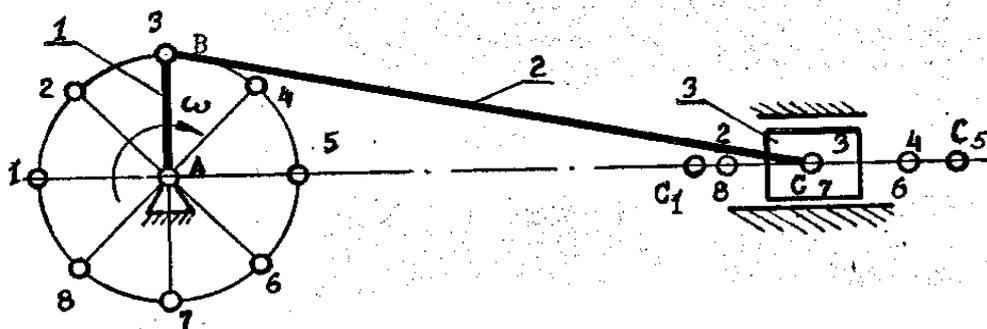
№ п/п	Рисунок	Название пары	Условное обозначение	Подвижность пары	Высшая Низшая	Геометрическая Силовая
7		Шар-плоскость		5	В	С

#### 4. Построение графика передаточной функции

В практических задачах теории механизмов каждая кинематическая диаграмма обычно представляет собой графическое изображение изменения кинематических параметров одного из звеньев функции времени или функции перемещения ведущего звена механизма.

##### Рассмотрим кривошипно-ползунный механизм.

Для определения перемещений ползуна 3 этого механизма удобно строить кинематическую диаграмму в виде зависимости его перемещения  $S_3$  от времени  $t$  или от обобщенной координаты  $\varphi_1$  ведущего звена, т.е.  $S_3=S_3(t)$  или  $S_3=S_3(\varphi_1)$ .

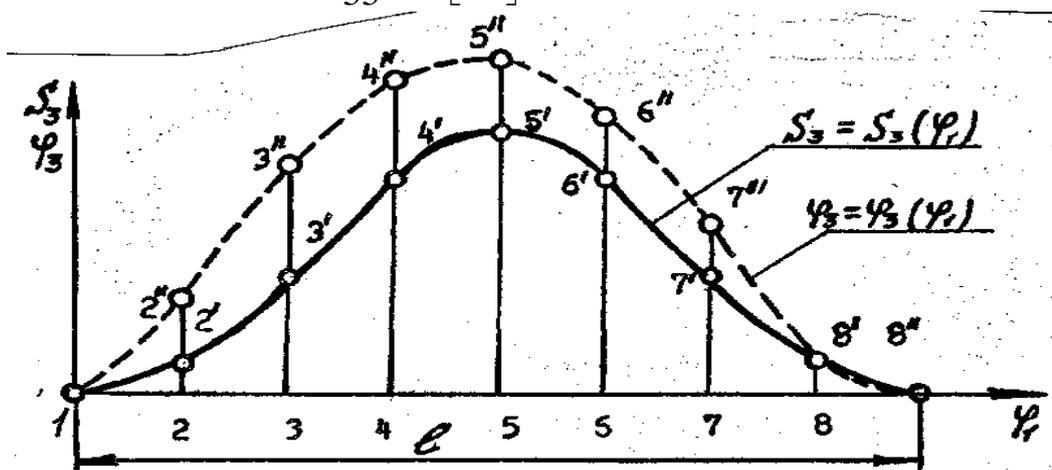


Эти зависимости называются **передаточными функциями**. Рассмотрим пример построения графика передаточной функции  $S_3=S_3(\varphi_1)$  для механизма, показанного на рисунке.

1. Построим 8 планов положения механизма. Построение планов выполняем в виде круговой диаграммы положений ведущего звена с после

дующим добавлением положений остальных звеньев. План №1 соответствует положению звеньев, при котором ведомое звено занимает одно из крайних положений. Последующие планы строим с интервалом  $\Delta\varphi_1=45^\circ$  угла поворота кривошипа в направлении его вращения. На планах следует отметить характерные точки механизма с индексами номеров плана 1, 2, 3, 4...и так далее. Отсчет перемещений точки  $C$  удобно вести от крайнего левого положения ползуна.

2. Для построения графика проводим две оси координат (рис.4.4) и на оси абсцисс откладываем отрезок  $l$  мм, представляющий собой в масштабе  $\mu_{\varphi_1} = \frac{360^0}{l} \left[ \frac{\text{град}}{\text{мм}} \right]$  полный оборот кривошипа. Отрезок  $l$  разбиваем на 8 равных частей, соответствующих точкам 1, 2, 3 и т.д. Откладываем в направлении, параллельном оси ординат, отрезки  $\overline{22'}, \overline{33'}$  и т.д., соответствующие перемещениям ползуна 3 ( $C_1C_2; C_1C_3$  и т.д.). Масштаб графика по оси ординат определяется следующим образом:  $\mu_{S_3} = \frac{C_1C_5 \cdot \mu_l}{55'} \left[ \frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ .



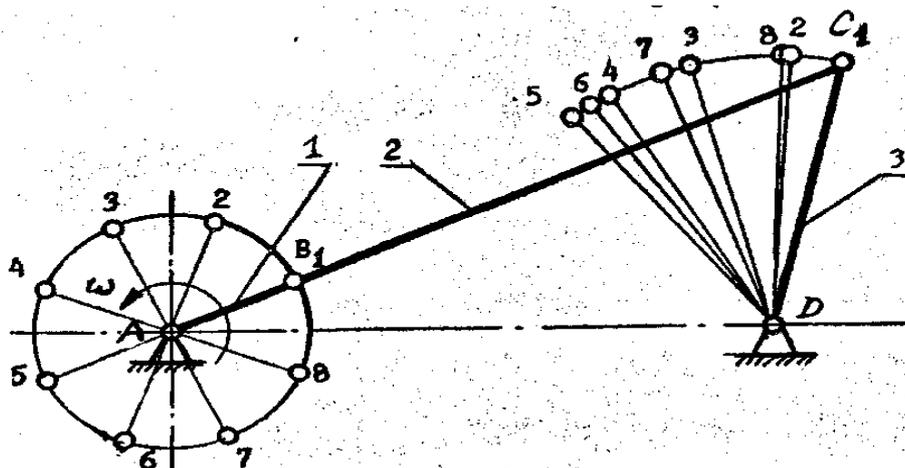
Тогда величина ординаты перемещения  $S_3$  на графике для следующего положения механизма определяется  $\overline{33'} = \frac{C_1C_3 \cdot \mu_l}{\mu_{S_3}} \left[ \text{мм} \right]$  и т.д.

На рисунке показана также зависимость  $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ , построенная для трехзвенного механизма, ведомое звено которого совершает вращательное движение. В этом случае по оси ординат графика  $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$  определяется следующим образом:

$$\mu_{\varphi_3} = \frac{\angle 1D2}{22''} \left[ \frac{\text{град}}{\text{мм}} \right].$$

3. Составляем таблицу и заносим в нее результаты вычислений всех ординат в следующем порядке:

- угол поворота ведущего звена ( $0^0, 45^0, 90^0$  и т.д.);
- величина линейного и углового перемещения ведомого звена в метрах или градусах;
- величина ординаты перемещения ведомого звена на графике в миллиметрах.



## 5. Контрольные вопросы

1. Что называется механизмом? Что называется кинематической схемой?
2. Что называется звеном механизма?
3. Какое звено механизма называется входным (выходным)?
4. Что называется кинематической парой?
5. Как определить число степеней свободы плоского механизма?
6. Какие кинематические пары называются высшими?
7. Какие кинематические пары относятся к низшим кинематическим парам?
8. Что называется кинематической цепью?
9. Как определяется степень свободы пространственного механизма?
10. Для чего определяется число степеней свободы механизма?
11. Каков порядок вычерчивания кинематической схемы механизма?
12. Как определяется масштаб  $\mu_l$ ?
13. Каков порядок построения графика передаточной функции?
14. Как определяется масштаб  $\mu_S$ ?
15. Как определяется масштаб  $\mu_\varphi$ ?
16. Как определить величину ординаты графика функции перемещения?
17. В чем заключается отличие высшей кинематической пары от низшей?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

### ПОЛУЧЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОБКАТА И ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ИХ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

**Цель работы** – ознакомление с нарезанием эвольвентных зубчатых колес методом обката инструментальной рейкой; определение основных размеров некорригированного и корригированного зубчатых колес и построение картин их зацепления.

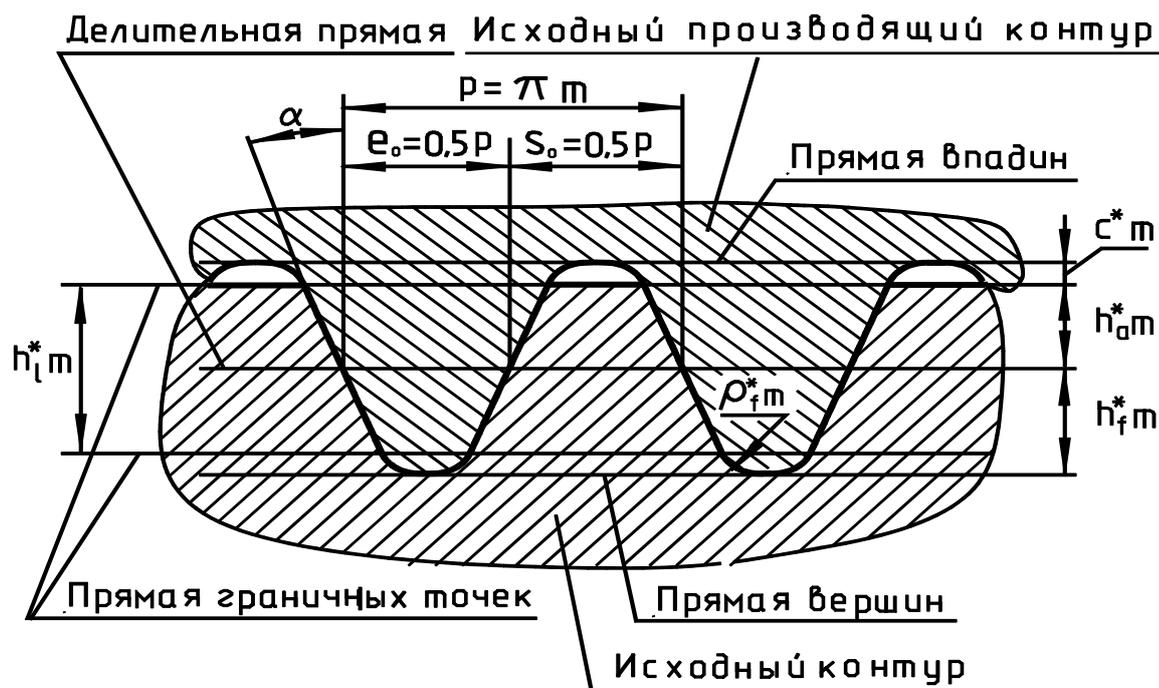
#### 1. Оборудование и приборы

1. Прибор для вычерчивания эвольвентных профилей методом обката модели ТММ-42.
2. Бумажный круг (заготовка) из ватмана.
3. Калька размером не менее 100 × 200мм.
4. Острозаточенный карандаш
5. Линейка с миллиметровой шкалой.
6. Циркуль.

#### 2. Основные теоретические положения

При изготовлении колеса по способу огибания профили его зубьев образуются как огибающие к семейству положений профилей зубьев производящего колеса (инструмента). Если производящее колесо имеет зубья с эвольвентными профилями, то на заготовке в результате обработки по этому способу также получают зубья с эвольвентными профилями. При этом производящий контур инструмента (сечение производящего колеса плоскостью, перпендикулярной оси заготовки) – торцевое сечение обрабатываемого колеса образуют плоское эвольвентное зацепление, называемое станочным. Если радиус основной окружности производящего колеса увеличить до бесконечности, то эвольвентное колесо преобразуется в рейку с прямолинейными профилями зубьев. Такие профили зубьев просты и технологичны, позволяют изготавливать инструмент с высокой точностью. Поэтому зуборезный инструмент с реечным производящим контуром получил широкое распространение.

Способ огибания позволяет одним и тем же инструментом обрабатывать колеса с различными числами зубьев и разной формой профиля зуба, которая определяется не только геометрией инструмента, но и его расположением относительно заготовки. Параметры исходного производящего контура инструмента определяют по параметрам стандартного исходного контура ГОСТ 13755-81. Производящий контур заполняет впадины исходного контура, как отливка форму, с сохранением радиального зазора между вершинами зубьев исходной рейки и впадинами производящей. Величина этого зазора и радиус скругления производящего контура во впадине ГОСТом не регламентируются.



Параметры исходного контура: угол главного профиля  $\alpha = 20^\circ$ ; коэффициент высоты головки  $h_a^* = 1$ ; коэффициент высоты ножки  $h_f^* = 1,25$ ; коэффициент глубины захода  $h_l = 2,0$ ; коэффициент радиального зазора  $c^* = 0,25$ ; коэффициент радиуса переходной кривой  $\rho_f^* = 0,38$ . Эти коэффициенты определяют размеры производящего контура в долях модуля  $m$ .

Для специальных целей, а также в стандартах других стран используются исходные контуры с углами профиля  $\alpha = 15^\circ; 25^\circ; 30^\circ$  и коэффициентом

$h_a^* = 0,8; 0,9; 1,1$ ;  $c^* = 0,2; 0,3; 0,4$  (при этом большим значениям  $\alpha$  соответствуют меньшие значения  $h_a^*$ ).

При обработке косозубых колес с углом наклона линии зуба  $\beta$  станочное зацепление следует рассматривать в торцевом сечении, в котором параметры производящего контура определяют по формулам:

$$h_{at}^* = h_a^* \cos \beta, \quad m_t = \frac{m}{\cos \beta}, \quad c_t^* = c^* \cos \beta, \quad \alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right).$$

В зависимости от того, как располагается делительная прямая инструмента по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса, получают зубчатые колеса, обработанные без смещения, с положительным или отрицательным смещением инструмента.

■ *Смещением  $x$ -т* называют кратчайшее расстояние от делительной прямой инструмента до делительной окружности колеса, где  $x$  – коэффициент смещения.

■ *Зубчатое колесо без смещения  $x_i \cdot m = 0$ .*

В станочном зацеплении начальными являются делительная прямая инструмента и делительная окружность колеса. Так как их перекатывание друг по другу происходит без скольжения, по делительной окружности нулевого колеса толщина зуба равна ширине впадины:  $S_i = l_i = 0,5\pi m$ .

Из теории эвольвентного зацепления известно аналитическое выражение для расчета толщины зуба по окружности вершин

$$S_{ai} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{ai}} \left[ \frac{\pi}{2} + \Delta_i + Z(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ai}) \right],$$

где  $\alpha_{ai} = \arccos \left( \frac{d_b}{d_{ai}} \right)$ ,  $\operatorname{inv} \alpha_{ai} = \operatorname{tg} \alpha_{ai} - \alpha_{ai}$ .

Здесь  $\alpha_{ai}$  – угол профиля зуба по окружности вершин  $d_{ai}$ ;

$d_b$  – диаметр основной окружности.

При условии, что  $\Delta y = 0$ ,

$$\Delta_i = 2 \operatorname{tg} \alpha \cdot x_i, \quad d_{ai} = m(Z + 2h_a^* + 2x_i).$$

Приравняв  $S_{ai} = [S_a]$  и решив нелинейную систему уравнений относительно  $x$ , определим значение коэффициента смещения  $x_{\max}$ .

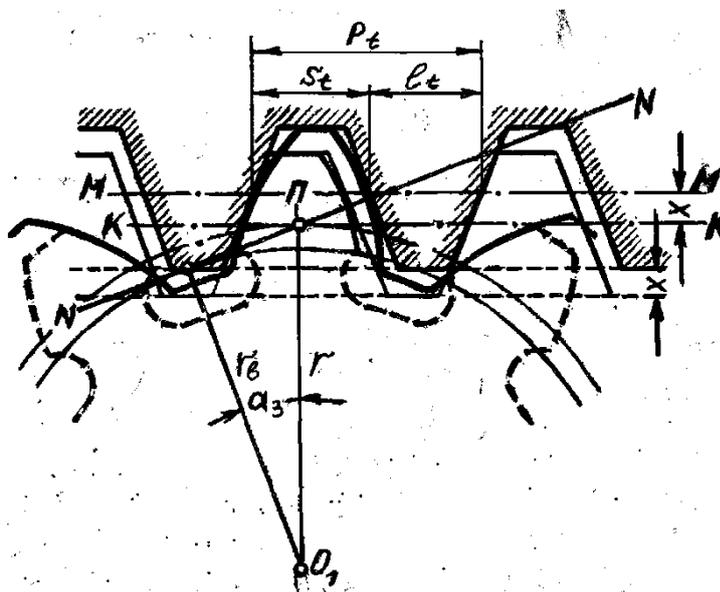
▪ Нарезание эвольвентных профилей методом обката является наиболее распространенным способом производства зубчатых колес. Режущим инструментом в этом случае может быть зубчатая рейка (гребенка), червячная фреза или долбяк в форме шестерни.

▪ Нарезание колес производится соответственно на зубострогальном, зубофрезерном или зубодолбежном станках.

▪ При нарезании зубьев режущий инструмент и заготовка получают такое же относительное движение, как при зацеплении зубчатой рейки с колесом.

Положительным свойством инструментальной рейки является простая форма режущей кромки – прямая линия. Благодаря этому достигается высокая точность изготовления инструмента и колес при максимальных габаритах, а переточка рейки не вызывает затруднений.

При выполнении лабораторной работы применяются следующие понятия теории зубчатого зацепления.



▪ **Модульная прямая рейки** – единственная прямая рейки, по которой толщина зуба рейки равна ширине впадины и составляет половину шага ( прямая ММ):

$$S_t = l_t = \frac{P_t}{2} = \frac{\pi \cdot m_p}{2},$$

где  $S_t$  – толщина зуба,

$l_t$  – ширина впадины,

$P_t$  – шаг зацепления,

$m_p$  – модуль рейки.

▪ **Делительная прямая рейки** – любая прямая рейки параллельная модульной, касающаяся делительной окружности зубчатого колеса  $d$ .

На рейке их может быть бесчисленное множество. Делительными прямыми являются прямые NN, MM, KK и другие. Величина шага по делительным прямым одинакова, но толщина зуба не равна ширине впадины  $S_t \neq l_t$ .

▪ **Делительная окружность зубчатого колеса** - окружность, по которой в процессе изготовления зубчатого колеса производится деление цилиндрической заготовки на  $z$  равных частей. На делительной окружности окружной шаг  $P_t$  соответствует стандартному модулю  $m_p$ :

$$\pi \cdot d = P_t \cdot z \quad d = \frac{P_t}{\pi} \cdot z = m_p \cdot z.$$

▪ **Шаг рейки**, как указывалось выше, постоянен для любой прямой, параллельной модульной прямой в границах прямолинейного профиля зуба, поэтому заготовку можно устанавливать так, чтобы делительная окружность колеса касалась любой из этих прямых. Следовательно, каждая из них может быть делительной прямой. При нарезании профиля зуба делительная прямая катится по делительной окружности без скольжения и, следовательно, обе линии являются центроидами в относительном движении рейки и колеса. Точка касания центроид будет полюсом зацепления  $P$ . Если делительная окружность колеса касается модульной прямой рейки, то профиль зуба будет нормальным ("нулевым" или "некорректированным"). У такого колеса высота головки зуба  $m_p$ , а толщина зуба  $S_t$  по делительной окружности равна ширине впадины  $l_t$ .

$$S_t = l_t = \frac{\pi \cdot m_p}{2}.$$

При этом прямая головок рейки  $LL$  пересекает линию зацепления  $NN$  слева от точки  $A$ .

При проектировании зубчатых передач следует стремиться к уменьшению массы и размеров конструкции. Однако решение этой задачи сопряжено с необходимостью уменьшения числа зубьев. Но уменьшение числа зубьев на шестерне при нормальном зубчатом зацеплении может вызвать подрез зубьев, следовательно, снижение их прочности.

Прямая головка рейки  $LL$  пересекает линию зацепления справа от точки  $A$ . При этом эвольвентный профиль срезается, и прочность ножки уменьшается.

Исправление эвольвентных зубчатых колес можно осуществить путем смещения режущего инструмента относительно оси нарезаемого колеса.

▪ **Корректированными** или "**исправленными**" колесами называют колеса, нарезанные смещенным режущим инструментом (рейкой, червячной фрезой).

При нарезании корригированных колес расстояние между модульной и делительной прямыми называется сдвигом рейки. Сдвиг рейки в направлении от центра называется положительным сдвигом, а в направлении к центру колеса - отрицательным сдвигом. Знак сдвига определяет название нарезаемого колеса. В соответствии с этим различают положительные и отрицательные колеса.

▪ **Коэффициентом сдвига или относительным сдвигом** называется отношение  $\xi = \frac{x}{m}$ .

Величина коэффициента относительно сдвига рейки (при  $\alpha=20^\circ$ ,  $Z_{\min}=17$ ), необходимая для устранения подрезания ножки зуба, определяется по формуле

$$\xi = \frac{17 - z_i}{17},$$

где  $z_i$  – число зубьев нарезаемого колеса.

▪ **Абсолютный сдвиг рейки**, необходимый для устранения подрезания ножки зубьев, определяется по формуле:

$$x = \xi \cdot m.$$

В зависимости от сочетания в зацеплении нулевых, положительных и отрицательных колес образуются следующие передачи: нулевая, положительная и отрицательная.

Нулевая зубчатая передача состоит из пары нулевых колес, нарезанных инструментальной рейкой так, что положительный сдвиг одного колеса равен абсолютной величине отрицательного сдвига другого колеса. Такую нулевую передачу называют равносмещенной. В нулевых передачах сумма сдвигов равна нулю  $\sum z = 0$  и угол зацепления в сборке  $\alpha_3$  равен стандартному углу  $\alpha_p$  профиля рейки. Делительные окружности совпадают с начальными и проходят через полюс зацепления  $\Pi$ . Такую передачу применяют при больших передаточных отношениях и малом количестве зубьев колеса, в этих условиях обеспечивается разнопрочность зубьев при изгибе.

▪ **Положительная передача** может состоять из двух положительных колес или одного положительного, а другого нулевого, или из одного положительного, а другого отрицательного при неравных сдвигах  $x$ , но при их положительной сумме, т.е.  $\sum x > 0$ . В этих передачах угол зацепления  $\alpha_3$  и межосевое расстояние  $a_w$  при сборке больше стандартных  $\alpha$  и  $a_w$  ( $\alpha_3$  увеличивается с  $20^\circ$  до  $25^\circ$ ).

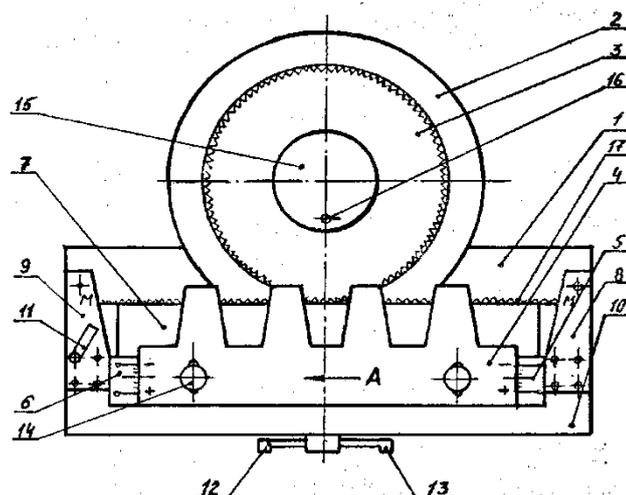
Делительные окружности не проходят через полюс зацепления  $\Pi$  (через него проходят начальные окружности, которые в этом случае являются центроидами). Эти передачи применяют для повышения контактной прочности зубьев и величины передаваемой нагрузки.

▪ **Отрицательная передача.** В эту передачу могут входить два отрицательных колеса, или одно отрицательное, а другое нулевое, или одно отрицательное, а другое положительное при неравных сдвигах, но при их отрицательной сумме, т.е.  $\sum x < 0$ .

При  $\sum x < 0$  межосевое расстояние меньше нормального, получающийся угол зацепления  $\alpha_3$  не равен углу профиля  $\alpha_p$  рейки. Применяют эти передачи преимущественно для обеспечения заданного межосевого расстояния. Основные формулы для расчета геометрических параметров зубчатых колес со сдвигом и рейки приведены в бланке отчета по лабораторной работе.

### 3. Описание прибора

Прибор для вычерчивания эвольвентных зубьев методом обката состоит из основания I, на котором установлены диск и рейка.



Диск состоит из двух частей: верхней части 2, выполненной из органического стекла и представляющей собой круг с диаметром заготовки колеса, и нижней части 3, круга с диаметром делительной окружности. Оба круга жестко соединены и вращаются на оси, укрепленной в основании 1 прибора.

Рейка 4 совместно со шкалами 5 и 6, планкой 7 и захватами 8 и 9 может поступательно перемещаться в направлениях 10. Вращение дисков 2 и 3 и поступательное перемещение рейки 4 связаны между собой; в относительном движении круг 3 (делительная окружность) без скольжения обкатывается по ребру планки 7, с которым совпадает делительная прямая рейки  $MM$ . Обкатывание без скольжения достигается при помощи следующего устройства. К неподвижному захвату 8 прикрепляется стальная проволока 17, которая идет сначала влево, затем огибает диск 3, наматываясь на него по часовой стрелке (точно по делительной окружности) и прикрепляется к захвату 9. Захват 9 при помощи эксцентрикового механизма, управляемого рукояткой II, может несколько перемещаться и создавать необходимое натяжение проволоки 17.

Совместное движение рейки 4 и диска 3 осуществляется при помощи шагового храпового механизма, приводящегося в действие от клавиши 12. При нажатии клавиши 12 рейка 4 рабочей собачкой подается влево на 4-5мм, а при освобождении клавиши 12 рейка фиксируется запирающей собачкой.

Поворотом Г-образного рычага 13 обе собачки выводятся из зацепления с гребенкой рейки 4 и последняя получает возможность свободного передвижения вправо и влево.

Помимо движения в направляющих, рейка может перемещаться также в перпендикулярном направлении вверх и вниз, приближаясь к центру заготовки или отдаляясь от него. Перемещение рейки отсчитывается по шкалам 5 и 6 и фиксируется винтами 14.

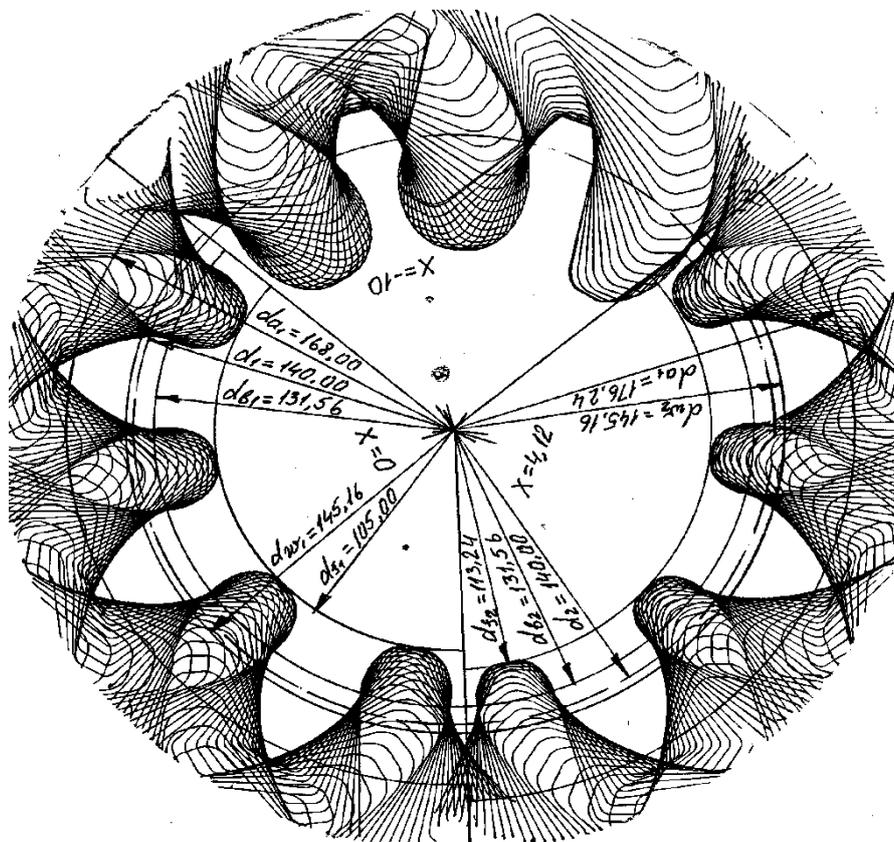
На рейке нанесены риски, которые позволяют точно определить положение рейки относительно шкал 5 и 6. При совпадении рисок с нулевым делением шкал 5 и 6 происходит построение профиля зуба нормального колеса. При сдвиге рейки вверх или вниз будут нарезаться соответственно "отрицательные" или "положительные" колеса. За исходное положение рейки при вычерчивании зубьев принимается ее крайнее правое положение.

На рейке 4 нанесены основные данные прибора: модуль зацепления  $m_p$ , угол профиля зуба рейки  $\alpha_p$ , диаметр делительной окружности нарезаемого колеса  $d$ .

Построение зубьев эвольвентного профиля на приборе выполняется следующим образом. Бумажный круг делится на три части, накальвается на три иглы диска 3 и прижимается шайбой 15, закрепляемой винтом 16. Поворотом Г-образного рычага 13 отключается храповый механизм и рейка 4 отводится в крайнее правое положение. Остро отточенным карандашом на бумажном круге в первой части диска прочерчивается контур зубьев рейки, для чего карандашом обводят зубья рейки, стараясь возможно ближе поставить острие карандаша к граням зубьев.

Нажимая на клавишу 12, передвигают рейку (а вместе с ней поворачивается и заготовка) влево на один шаг храпового устройства и вновь очерчивают контур зубьев рейки, выходящих на поля первой части бумажного круга. Так продолжают до тех пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение, а на бумажном круге будет получен (как огибающая к разным положениям зубьев рейки) контур двух-трех зубьев.

Построение зубьев эвольвентного профиля с положительным и отрицательным смещением рейки проводят аналогичным образом, соответственно, во второй и третьей части заготовки. Для этого бумажный круг не требуется снимать с диска 3. Рукояткой II нужно ослабить проволоку 17 и повернуть диск 3 на нулевой угол, а потом натянуть снова проволоку.



#### 4. Порядок выполнения работы

##### 1. Получение эвольвентных профилей нулевого и положительного колес.

1.1 Ознакомьтесь с устройством и принципом работы прибора. Разделить бумажный круг-заготовку на три равные части и закрепить его на диске прибора. Опробовать механизм передвижения рейки.

1.2 Для нарезания нулевого колеса установить рейку на приборе так, чтобы риски на рейке совпали с нулевыми делениями на шкалах 5 и 6.

1.3 В бланках отчета по лабораторной работе записать номер прибора, модуль  $m_p$ ; угол профиля  $\alpha_p$ , диаметр делительной окружности  $d$ .

1.4 Поворотом Г-образного рычага 13 освободить рейку от храпового механизма и перевести ее в крайнее правое положение. Контур профилей зубьев очертить карандашом на заготовке.

1.5 Нажимая на клавишу 12, рейку передвинуть вправо на один шаг храпового механизма и вновь очертить контур зубьев рейки. Так делать до тех пор, пока рейка не дойдет влево до упора и на заготовке получится 2-3 хорошо очерченных зуба. При этом зубья нарезанного нулевого колеса получаются подрезанными, так как число зубьев  $z_1 < z_{\min} = 17$ .

1.6 Для нарезания положительного колеса, исключая подрезание зубьев, вычислить величину коэффициента относительно сдвига  $\xi$  и величину относительно сдвига  $\lambda$ . Освободить винты 14 (рис.2.6) и отодвинуть рейку от оси заготовки на величину рассчитанного абсолютного сдвига  $\lambda$ .

Величину его установить по шкалам 5 и 6, а рейку снова закрепить винтами 14.

1.7 Рукоятку 11 повернуть в крайнее левое положение до отказа, а диск с заготовкой (бумажным кругом) повернуть примерно на  $120^\circ$  относительно неподвижной рейки. После этого рукоятку 11 вновь перевести в правое положение, связывая воедино при помощи шагового храпового механизма движение рейки и диска.

1.8 Методом, указанным в пунктах 1.4, 1.5, вычертить 2-3 зуба положительного колеса.

1.9 Способом, указанным в пункте 1.7, произвести поворот диска 3 с заготовкой и методом, указанным в пунктах 1.4, 1.5, в ознакомительных целях вычертить 2-3 зуба отрицательного колеса при  $\lambda = 10$  в третьей части бумажного круга.

1.10 Отвинтить винт 16, снять шайбу 15 и заготовку.

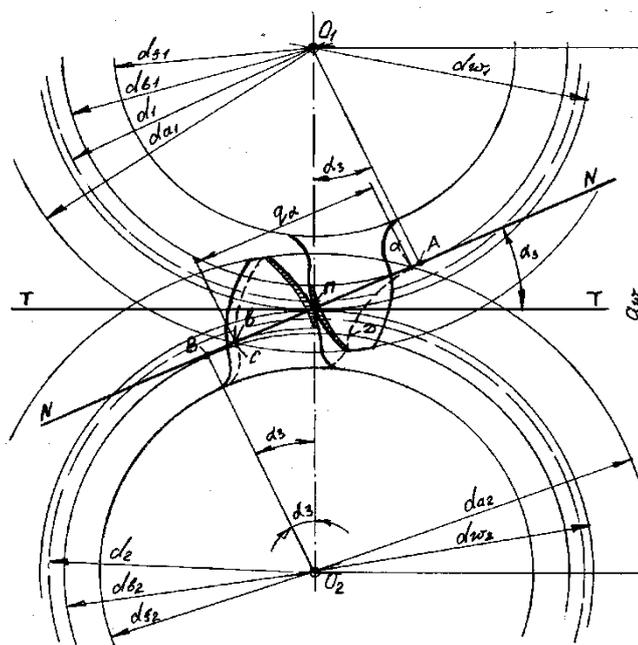
1.11 Вычислить, следуя форме бланка отчета, геометрические параметры нулевого и корригированного (положительного) колес: обозначить  $d$ ,  $d_g$ ,  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$ ,  $d_{f1}$  и  $d_{f2}$  на бумажном круге.

1.12 Измерить хордональные толщины зубьев  $S_{X1}$  и  $S_{X2}$  по делительной окружности  $d$  нулевого и положительного колес и сравнить их с расчетными величинами.

2. Построение картины зацепления нулевого и положительного колес (положительной передачи  $\xi > 0$ ).

2.1 Произвести расчет параметров зацепления  $a_w$  и  $\alpha_3$  по формулам бланка отчета.

2.2 Отложить межосевое расстояние  $a_w$  (в виде отрезка  $O_1O_2$ ), которое для определения положения полюса зацепления  $\Pi$  разделить пополам, так как передаточное отношение колес  $U_{12} = 1$  ( $z_1 = z_2$ ).



2.3 Из центров  $O_1$  и  $O_2$  провести основные окружности  $d_{e1}$  и  $d_{e2}$  нулевого и положительного зубчатых колес. Через полюс  $П$  провести общую касательную  $NN$  к основным окружностям обоих колес.

2.4 Из центров  $O_1$  и  $O_2$  опустить перпендикуляры на линию  $NN$ . Их основания обозначить буквами  $A$  и  $B$ . Отрезок  $AB$  называется предельной (теоретической) линией зацепления. Из центров  $O_1$  и  $O_2$  штрихпунктирными линиями провести начальные окружности радиусами  $r_{w1}$  и  $r_{w2}$ , окружности выступов  $r_{a1}$  и  $r_{a2}$  и окружности впадин радиусами  $r_{f1}$  и  $r_{f2}$ . Замерить и определить из треугольников  $O_1AP$  или  $O_2BP$  угол зацепления между линией зацепления  $NN$  и прямой  $TT$ , перпендикулярной к межосевому расстоянию  $O_1O_2$ . Провести сравнение полученного угла зацепления  $\alpha_3$  с рассчитанным углом  $\alpha_3$  по формуле бланка отчета. Расхождение не должно превышать  $30'$ .

2.5 Затем на кальке изобразить зуб нулевого колеса в зацеплении с зубом положительного колеса, причем оба зуба должны коснуться друг друга в полюсе  $П$ .

**Практически это следует выполнить следующим образом:**

под кальку подложить бумажный круг с построенными зубьями сначала так, чтобы центр нулевого колеса совместился с  $O_1$ . Вокруг этого центра повернуть заготовку так, чтобы один из профилей зуба нулевого колеса прошел через полюса  $П$ . При этом необходимо следить за тем, чтобы нормаль к профилю в этой точке совпала с линией  $AB$ . Зуб нулевого колеса в этом положении скопировать на кальку. Затем центр заготовки совместить с центром  $O_2$  и, вращая заготовку вокруг этого центра, к точке  $П$  подвести профиль зуба положительного колеса так, чтобы он вошел в контакт с зубом нулевого колеса. Зуб положительного колеса в этом положении также скопировать на кальку. При копировании профилей зубьев положительного колеса обращать внимание, чтобы линии профилей заканчивались на вычисленных окружностях выступов  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ .

2.6 Отметить точки пересечения  $a$  и  $b$  линии зацепления с окружностями выступов колес. Линия  $ab$  будет активной линией зацепления. Активная линия зацепления должна быть меньше теоретической линии зацепления  $AB$  и располагаться внутри ее т.е. точки  $a$  и  $b$  не должны выходить за точки  $A$  и  $B$ .

2.7 Провести дуги из центров  $O_1$  и  $O_2$  радиусами  $O_1a$  и  $O_2b$  и определить рабочие участки зубьев.

2.8 С началом в точке  $a$  и концом в точке  $b$  зацепления совместить один из профилей зуба и отметить точки его пересечения с основной окружностью. Дуга  $CD$  будет дугой зацепления по основной окружности.

2.9 Вычислить и занести в бланк отчета коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\cup CD}{P_e} = \frac{q_\alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_p},$$

где  $q_\alpha = l_{av}$  - измеренная длина активной линии зацепления.

Таблица значений эвольвентной функции  $inv \alpha = tg \alpha - \alpha$ , рад

Угол	0'	10'	20'	30'	40'	50'
18	0,010760	0,011071	0,011387	0,011709	0,012038	0,012373
19	0,012715	0,013063	0,013418	0,013779	0,014148	0,014523
20	0,014904	0,015293	0,015689	0,016092	0,016502	0,016920
21	0,017345	0,017777	0,018217	0,018665	0,019120	0,019583
22	0,020054	0,020533	0,021019	0,021514	0,022018	0,022529
23	0,023044	0,023577	0,024114	0,024660	0,025214	0,025778
24	0,026350	0,026931	0,027521	0,028121	0,028729	0,029348
25	0,029975	0,030613	0,031260	0,031917	0,031583	0,033260
26	0,033947	0,034644	0,035352	0,036069	0,036798	0,037537
27	0,038297	0,39097	0,039819	0,040602	0,41395	0,042201
28	0,043017	0,043845	0,044685	0,045537	0,046400	0,047276
29	0,048164	0,049064	0,049976	0,050901	0,051838	0,052788
30	0,053761	0,054728	0,055717	0,056720	0,057736	0,058765
31	0,058809	0,060856	0,061937	0,063022	0,064122	0,065236

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите и приведите зависимости для расчета основных геометрических параметров элементов зубчатого колеса. Какие параметры характеризуют цилиндрическую зубчатую передачу внешнего зацепления?
2. Укажите различие между делительными и начальными окружностями в зацеплении зубчатых колес. В каких случаях делительные и начальные окружности совпадают?
3. Укажите различие между модульной и делительной прямыми рейки. В каких случаях делительная прямая является модульной?
4. Назовите преимущества изготовления зубчатых колес методом обката в сравнении с методом копирования.
5. Укажите различие между нулевыми, положительными и отрицательными зубчатыми колесами, нулевой, положительной и отрицательной зубчатыми передачами.
6. Приведите формулы для определения коэффициента относительного и абсолютного сдвига при изготовлении корригированных колес.
7. Опишите устройство и принцип работы прибора ТММ-42 для получения эвольвентных профилей методом обката.
8. Опишите порядок построения картины зацепления нулевого и положительного колес.
9. Что такое теоретическая и активная линия зацепления? В чем их различие?
10. Как определить на картине зацепления рабочие участки зубьев?
11. Что характеризует собой коэффициент зацепления? По какой зависимости он определяется?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

### КОНТРОЛЬ РАЗМЕРОВ ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО ВАЛА.

#### 1. Цель работы

1.1. Ознакомление с устройством и принципом работы микрометра и проведение с его помощью измерений размеров контролируемого вала.

1.2. Определение годности размеров вала путем сравнения результатов измерений с заданными предельными размерами.

1.3. Построение схем расположения полей допусков валов и отверстий сопряженных деталей на основе заданных посадок.

1.4. Определение предельных размеров отверстий и валов, наибольших и наименьших зазоров или натягов, а также допусков посадок.

#### 2. Оборудование и инструмент

2.1. Трехступенчатый вал.

2.2. Микрометр (тип МК ГОСТ 6507-78, предел измерения 0-25мм или 25-50мм, точность измерения + 0,01мм).

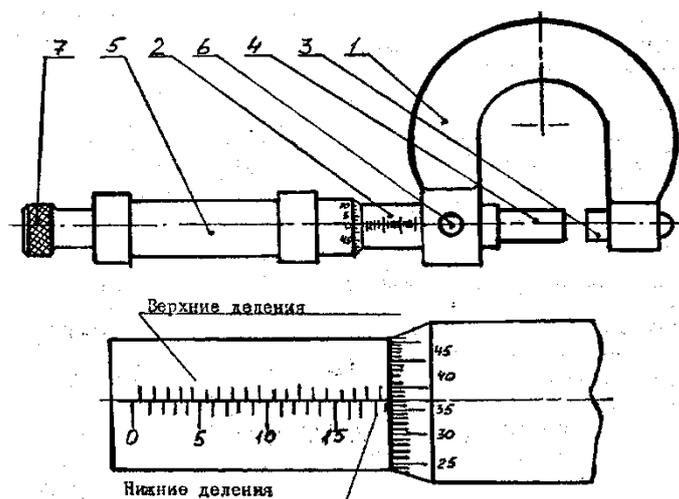
#### 3. Описание конструкции и принцип действия микрометра

Микрометр представляет собой прибор для точного измерения наружных размеров цилиндрических деталей.

Микрометр состоит из следующих деталей: скобы 1, на которой жестко укреплены стебель 2 и пятка 3. В стебле имеется гайка (непоказанная на чертеже), в которой перемещается микрометрический винт 4. С винтом жестко связан барабан 5, на который нанесена круговая шкала, являющаяся шкалой точного отсчета. Стопорное устройство 6 позволяет закреплять микрометрический винт в установленном на определенный размер положении, например, при использовании микрометра в качестве измерительной скобы для контроля партии деталей или для тарировки микрометра.

Во избежание погрешностей измерения, возникающих за счет деформации деталей и микрометра, усилие измерения не должно превышать 500-900г. Поэтому вращение микрометрического винта производится через ограничительное устройство 7, называемое трещоткой.

Применяемый в настоящей работе микрометр имеет предел измерения 0-25мм или 25-50мм в зависимости от размера скобы.



Каждому обороту барабана соответствует перемещение торца микрометрического винта на величину его хода, которая равна 0,5мм. На круговой шкале барабана 5 нанесено 50 делений, следовательно, цена деления круговой шкалы составляет  $0,5:50=0,01$ мм. Точность измерения микрометром определяется ценой деления круговой шкалы, а значит, равна 0,1мм.

На стебле 2 микрометра нанесена основная шкала, которая измеряет целые обороты микрометрического винта. Основная шкала имеет "верхние" и "нижние" деления.

Расстояние между соседними рисками для "верхних" и "нижних" делений одинаково и равно 1мм, то есть соответствует двум оборотам барабана. "Верхние" риски нанесены на шкалу со смещением на 0,5мм относительно "нижних" и, таким образом, основная шкала в действительности имеет цену деления 0,5 мм, что соответствует одному обороту барабана.

Полное показание микрометра равно сумме показаний основной и круговой шкал. Для выполнения измерения контролируемый объект помещают между торцами винта 4 и пятки 3, а затем осторожно вращают микрометрический винт 4 с помощью трещотки 7 до первого щелчка. После этого производят отсчет показаний микрометра. Снимать показания микрометра нужно следующим образом: отсчитываются показания по основной шкале с учетом "верхних" делений, а затем к нему прибавляется показание круговой шкалы.

Микрометр показывает по основной шкале 18,5мм (18мм по "нижним" делениям и 0,5мм по "верхним"), а по круговой шкале 0,37мм, следовательно, показания микрометра 18,87мм.

Перед измерением производится проверка правильности показаний микрометра. Для этого приводятся в соприкосновение торцы микрометрического винта 4 и пятки 3 скобы 1 микрометра вращением винта 4 при помощи трещотки 7. Если при этом скошенный край барабана 5 устанавливается примерно по начальному штриху основной шкалы, нанесенной на стебле 2, а нулевое деление круговой шкалы совпадает с продольным штрихом шкалы 2, то микрометр отрегулирован правильно и может быть использован для измерений.

Для микрометра с пределом измерений от 25 до 50мм проверка правильности его показаний производится при помощи специального цилиндрического стержня длиной 25,0мм, который устанавливается между торцами винта 4 и пятки 3 скобы 1.

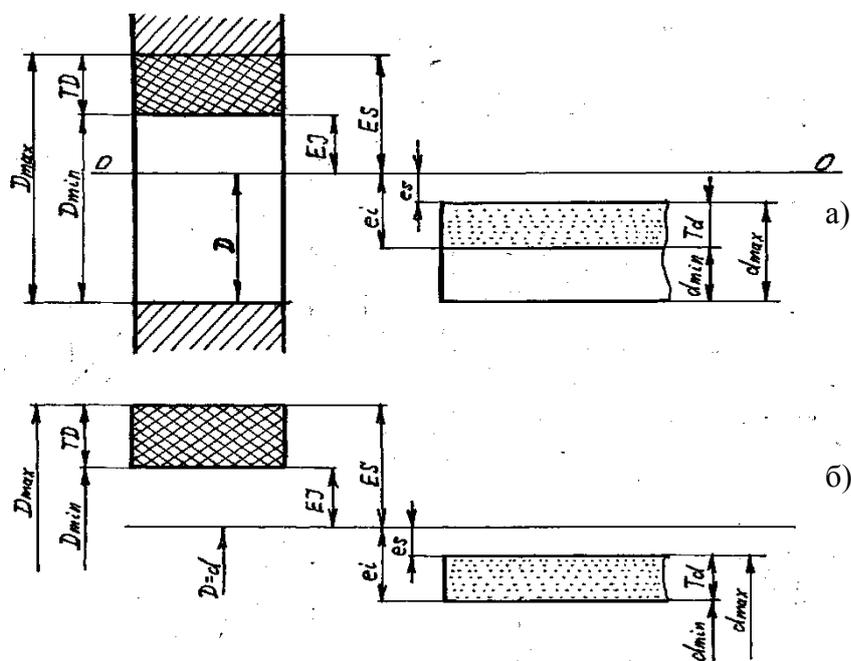
Если микрометр разрегулирован, то производится установка его шкалы на "нуль". Для этого, вращая трещотку 7, прижимают торец микрометрического винта 4 к торцу пятки 3 и винт закрепляют стопором 6. Затем, удерживая рукой, корпус барабана за накатанный край, правой рукой отвинчивают гайку, которая служит корпусом трещотки, и тем самым разъединяют барабан и устанавливают его в нужное положение. Затянув гайку, соединяют его с микрометрическим винтом.

#### 4. Теоретическое обоснование работы

Размер изделия, полученный по расчету или выбранный по конструктивным соображениям, называют *номинальным*. Изготовленные изделия всегда имеют некоторые отклонения от номинальных размеров. Для того чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, необходимо, чтобы его размеры выдерживались между двумя допустимыми *предельными размерами*, разность которых образует *допуск*. Зону между наибольшим и наименьшим предельными размерами называют *полем допуска*. На рис. 6.2а показаны отверстие и вал и их поля допусков. На рисунке показана упрощенная схема полей допусков. На обоих рисунках:  $D_{\max}$  и  $D_{\min}$  – наибольший и наименьший предельные размеры отверстия;  $d_{\max}$  и  $d_{\min}$  – наибольший и наименьший предельные размеры вала;  $OO - ES$  нулевая линия, положение которой соответствует номинальному размеру; и  $es$  – верхние отклонения отверстия и вала;  $EI$  и  $ei$  – нижнее отклонения отверстия и вала. Поле допуска отверстия заштриховано в клетку, а поле допуска вала – точками.

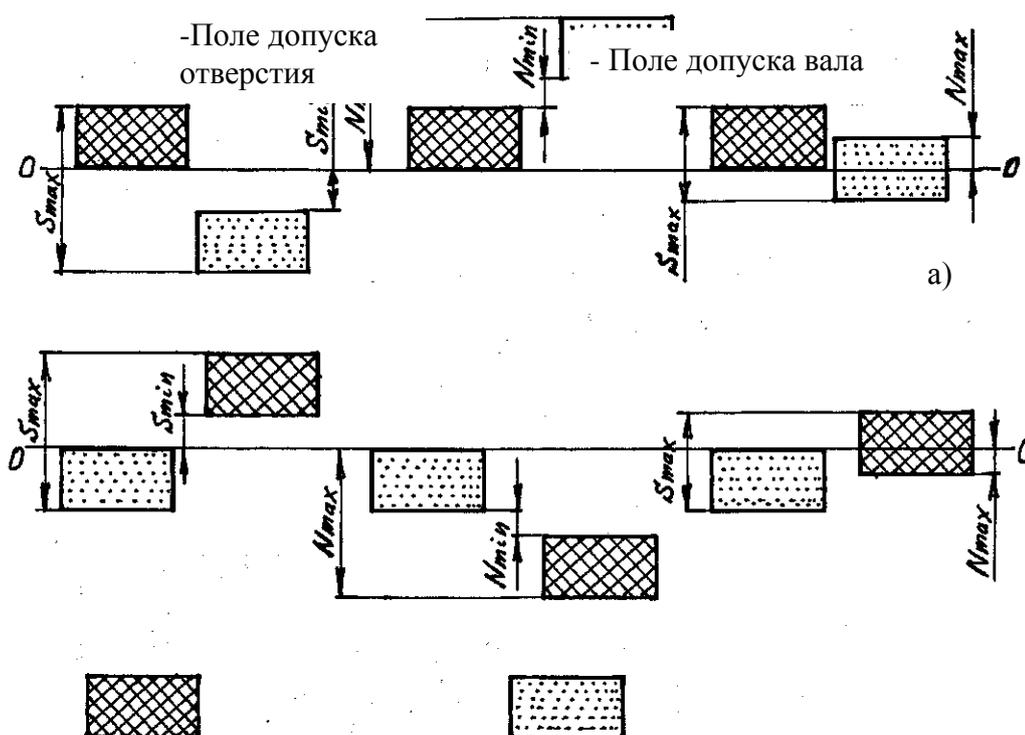
К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Поэтому стандартная система допусков содержит 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, ... ,17 (в порядке убывания точности). Характер соединения деталей называют *посадкой*. Характеризует посадку разность размеров деталей до сборки.

Посадками обеспечивается в соединении *зазор S* или *натяг N*. Переходные посадки могут иметь или зазор или натяг, они характеризуются наибольшим зазором  $S_{\max}$  и натягом  $N_{\min}$



Удобно получать разнообразные посадки, изменяя положение поля допуска вала или отверстия, оставляя для всех посадок поле допуска одной детали неизменным.

б)



Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют *основной деталью системы*. Если этой деталью является отверстие, соединение выполнено в *системе отверстия*; если вал – в *системе вала*. У основного отверстия нижнее отклонение  $EI = 0$ . Поле допуска направлено в сторону увеличения номинального размера. У основного вала верхнее отклонение  $ei = 0$ . Поле допуска направлено в сторону уменьшения номинального размера.

Единая система допусков и посадок (ЕСДП) регламентирована стандартами: ГОСТ 25346-82 «Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений», ГОСТ 25347-82 «Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки».

Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита- для отверстий— $A, B, C, CD, D, E, \dots, ZC$ - для валов —  $a, b, c, cd, d, e, \dots, zc$ . В ЕСДП преимущественно назначают посадки в системе отверстия с основным отверстием  $H$ , у которого  $EI = 0$ .

Для посадок с зазором рекомендуют применять неосновные валы с отклонениями  $d, e, ef, f, fg, g, h$ ; для переходных –  $j_s, j, k, m, n$ ; для посадок с натягом –  $p, r, s, t, u$ .

Посадки обозначают комбинациями условных обозначений полей допусков. Например,  $\varnothing 22 \frac{H7}{f7}$  означает соединение двух деталей с номинальным диаметром 22 мм, обработанных по полям допусков  $H7$  и  $f7$  в системе отверстия. Цифры означают качество. Та же посадка в системе вала будет обозначена  $\varnothing 22 \frac{F7}{h7}$ .

При назначении посадок следует пользоваться рекомендациями стандарта: при неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск должен быть у отверстия; допуски отверстия и вала могут отличаться не более чем на два качества.

## 5. Порядок выполнения работы

Вал, размеры которого подлежат измерению, имеет на торце номер. Заданные предельные размеры вала приведены в таблице 1. Там же приведены заданные посадки сопряженных деталей: валов и отверстий.

Выполнение работы включает следующие операции:

5.1. На эскизе вала, в бланке отчета по лабораторной работе в соответствии с таблицей, проставить предельные отклонения диаметров ступеней вала от номинальных. Предельные отклонения параметров проставить непосредственно после номинального размера условными обозначениями.

5.2. В соответствии с заданной посадкой измеряемой ступени вала и основного отверстия сопрягаемой детали по таблицам ГОСТ определить числовые значения предельных отклонений сопрягаемых деталей и занести значения их в таблицу 1 бланка отчета.

Таблица 1

№ вала	I ступень вала		II ступень вала		III ступень вала	
	Диаметр вала	Посадка цилиндрического соединения	Диаметр вала	Посадка цилиндрического соединения	Диаметр вала	Посадка цилиндрического соединения
1	Ø 15k6	Ø 15(H7/k6)	Ø 22d9	Ø 22(H8/d8)	Ø 18h8	Ø 18(H8/h7)
2	Ø 18f7	Ø 18(H8/f7)	Ø 24n7	Ø 24(H8/n7)	Ø 20k6	Ø 20(H7/k6)
3	Ø 16f7	Ø 16(H8/f7)	Ø 20s7	Ø 20(H8/s7)	Ø 18h7	Ø 18(H8/h7)
4	Ø 16h7	Ø 16(H8/h7)	Ø 25d8	Ø 25(H8/d8)	Ø 19k6	Ø 19(H7/k6)
5	Ø 17d7	Ø 17(H7/d7)	Ø 26k6	Ø 26(H7/k6)	Ø 20f7	Ø 20(H8/f7)
6	Ø 18n6	Ø 18(H7/n6)	Ø 23f7	Ø 23(H7/f7)	Ø 20h7	Ø 20(H7/h7)
7	Ø 19f7	Ø 19(H7/f7)	Ø 24d7	Ø 24(H8/d7)	Ø 22k6	Ø 22(H7/k6)
8	Ø 18h7	Ø 18(H7/h7)	Ø 20d7	Ø 20(H7/d7)	Ø 18s7	Ø 18(H7/s7)
9	Ø 23r6	Ø 23(H7/r6)	Ø 25f7	Ø 25(H7/f7)	Ø 23h7	Ø 23(H7/h7)
10	Ø 16s7	Ø 16(H7/s7)	Ø 24d7	Ø 24(H7/d7)	Ø 22f7	Ø 22(H7/f7)
11	Ø 20k6	Ø 20H7/k6)	Ø 24d7	Ø 24(H7/d7)	Ø 22f7	Ø 22(H7/f7)
12	Ø 18k6	Ø 18(H7/k6)	Ø 25h7	Ø 25(H7/h7)	Ø 20s7	Ø 20(H7/s7)
13	Ø 34d7	Ø 34(H8/d7)	Ø 40k6	Ø 40(H7/k6)	Ø 30f7	Ø 30(H8/f7)
14	Ø 27f7	Ø 27(H7/f7)	Ø 34s7	Ø 34(H8/s7)	Ø 30d7	Ø 30(H8/d7)
15	Ø 30s7	Ø 30(H8/s7)	Ø 32k6	Ø 32(H7/k6)	Ø 26f7	Ø 26(H7/f7)
16	Ø 26k6	Ø 26(H7/k6)	Ø 30f7	Ø 30(H8/f7)	Ø 26s7	Ø 26(H8/s7)
17	Ø 34f6	Ø 34(H7/f6)	Ø 40d7	Ø 40(H7/d7)	Ø 35k6	Ø 35(H7/k6)
18	Ø 28h7	Ø 28(H8/h7)	Ø 35s7	Ø 35(H8/s7)	Ø 32d6	Ø 32(H6/d6)
19	Ø 27k6	Ø 27(H7/k6)	Ø 37f7	Ø 37(H7/f7)	Ø 36h8	Ø 36(H7/h7)
20	Ø25k6	Ø25(H7/k6)	Ø40d6	Ø40(H7/d6)	Ø38h7	Ø38(H7/h7)

5.3. Проставить числовые значения верхних и нижних отклонений диаметров ступеней вала от номинальных на эскизе вала (в скобках после условных обозначений полей допусков).

5.4. В определенном для каждой ступени вала масштабе построить схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей (схемы 1,2,3 бланка отчёта к лабораторной работе).

5.5. Произвести измерения действительных диаметров каждой ступени вала. Измерение диаметра каждой ступени вала произвести в пяти ступенях, расположенных примерно на равных расстояниях друг от друга. Результаты измерений занести в таблицу 2 бланка отчета. Определить среднее арифметическое значение действительного диаметра и его предельные отклонения от номинального.

5.6. На схемах 1,2,3 расположения полей допусков валов и основных отверстий провести линии, соответствующие действительным отклонениям валов от номинального размера. Определить при этом годность размеров ступеней валов по следующим критериям:

- линия, соответствующая действительному отклонению вала, проходит через поля допуска, следовательно, деталь годна;
- линия, соответствующая действительному отклонению вала, проходит выше поля допуска вала, следовательно, это исправимый брак;
- линия, соответствующая действительному отклонению размера вала, проходит ниже поля допуска вала, следовательно, это неисправимый брак. Сделать соответствующее заключение в таблице 2 бланка отчета.

5.7. Для каждой схемы 1,2,3 расположения полей допусков валов и отверстий определить предельные размеры отверстий, валов, наименьшие и наибольшие зазоры (натяги), допуск посадки. Полученные данные занести в таблицу 3 бланка отчета.

## 6. Контрольные вопросы.

6.1. Какие размеры называют номинальными и как их определяют?

6.2. Какие размеры называют действительными? От чего зависят и в каких пределах должны находиться их числовые значения?

6.3. Назовите два вида предельных размеров.

6.4. Что называют допуском? Напишите формулы для определения допусков отверстия и вала.

6.5. Что называют отклонением размера? Выведите формулы для определения действительных, предельных и средних отклонений.

6.6. Что называют полем допуска?

6.7. В какой размерности указывают отклонения и допуски на чертежах и в справочниках?

6.8. Назовите правила обозначения допусков и предельных отклонений на чертежах.

6.9. Что называют посадкой?

6.10. Назовите три группы посадок, их название и для каких соединений их применяют.

6.11. Что называют зазором? Напишите формулы для вычисления зазоров через предельные размеры и предельные отклонения.

6.12. Что называют натягом? Напишите формулы для вычисления натягов через предельные размеры и предельные отклонения.

6.13. Что называют допуском посадки? Напишите формулы для вычисления допуска посадки через предельные зазоры и натяги.

6.14. Какую деталь называют основной деталью системы? Какие поля допусков приняты основными в системах отверстия и вала?

6.15. Как образуются посадки в ЕСДП? Какие установлены группы посадок в указанной системе?

6.16. Как обозначают посадки в ЕСДП?

6.17. Как определить по условному обозначению, к какой системе (отверстия или вала) относится посадка?

6.18. Опишите устройство и принцип действия микрометра

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

### РАЗБОРКА И ИЗУЧЕНИЕ РЕДУКТОРОВ

#### 1. Цель работы

Основными целями работы являются следующие:

1.1. Ознакомление с кинематическими схемами и техническими характеристиками (основными параметрами) конического, червячного и многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов.

1.2. Ознакомление с конструкцией и назначением отдельных частей и элементов редукторов путем их разборки, осмотра и изучения рекомендуемой литературы.

1.3. Определение общих передаточных отношений редукторов и их ступеней с округлением по соответствующему ГОСТу.

1.4. Измерение межосевых расстояний отдельных ступеней цилиндрических зубчатых редукторов (внешних делительных диаметров конических колес в коническом редукторе) и округление их до ближайших стандартных.

1.5. Измерение габаритных присоединительных, расчетных и справочных размеров одного из редукторов и простановка их на общем виде редуктора на бланке отчета по лабораторной работе.

1.6. Определение теоретических значений КПД редукторов.

1.7. Разработка эскизного чертежа и спецификации к нему одного из сборочных узлов редуктора (по указанию преподавателя) с простановкой на нем габаритных, посадочных и справочных размеров.

1.8. Самостоятельное изучение следующих вопросов по редукторам (закрепление и углубление знаний, полученных на лекциях):

Основные геометрические и кинематические параметры прямозубых и косозубых цилиндрических, конических и червячных передач.

Общие сведения о конструировании корпусов редукторов и принципах определения размеров его основных элементов.

Простановка габаритных, установочных, посадочных, расчетных и справочных размеров на сборочных чертежах.

Технические условия на редукторы.

Требования надежности, долговечности и техники безопасности в процессе эксплуатации редукторов.

Содержание технической характеристики и технических требований к редуктору.

Сопряжение с валом (посадки) зубчатых колес, полумуфт, звездочек и шкивов.

Посадки подшипников и их обозначения на чертежах.

Посадки стаканов, крышек подшипников, распорных колец и втулок.

Обозначение шлицевых (зубчатых), шпоночных и резьбовых соединений на чертежах.

Степени точности и виды сопряжений зубчатых и червячных передач.

Способы смазки зубчатых и червячных зацеплений и критерии для их выбора. Способы смазки подшипников качения и критерии для их выбора.

Уплотнения подшипниковых узлов и критерии для их выбора.

Основные схемы установки валов подшипниковых узлов и критерии для их выбора. Способы регулирования подшипников в редукторах.

Способы охлаждения червячных редукторов.

Правила составления спецификаций и выполнения основной надписи на чертежах. Понятие об эскизном, техническом и рабочем проектах.

## 2. Оборудование и инструмент

- 2.1. Макеты одноступенчатых червячного, конического и многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов.
- 2.2. Набор ключей и отверток.
- 2.3. Линейка и штангенциркуль.
- 2.4. Плакаты и альбом типовых конструкций редукторов.

## 3. Теоретическая часть

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных колес (или тех и других вместе), выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для понижения угловой скорости и увеличения вращающего момента в приводах от двигателя к рабочей машине.

Механизм, совершающий обратное преобразование называют ускорителем или мультипликатором.

В случае необходимости регулирования скорости на выходном валу механизма его передаточное отношение можно сделать изменяющимся путем осевого сдвига и пересопряжения некоторых зубчатых колес. При этом отдельные передачи и весь механизм могут работать как в режиме редуктора, так и в режиме мультипликатора. Такие конструкции называются коробками скоростей.

### 3.1. Кинематические схемы редукторов

Одноступенчатые редукторы с цилиндрическими колесами обычно имеют горизонтальное расположение валов, но могут быть выполнены и с вертикальным расположением валов. Колеса могут быть с прямыми, косыми или шевронными зубьями.

Одноступенчатые редукторы применяют при передаточных отношениях, как правило,  $U \leq 6,3$ . При больших значениях  $U$  следует применять многоступенчатые редукторы.

3.1.1. Наиболее распространенной схемой двухступенчатых редукторов является простая развернутая с однопоточной передачей энергии.

Преимущества этой схемы: простота сборки и обслуживания, малая ширина редуктора, высокая технологичность и унифицированность, возможность применения простой картерной смазки окунанием.

Недостатком этой схемы является несимметричное расположение опор относительно зубчатых колес, вызывающее неравномерное распределение нагрузок по ширине зубчатых венцов.

3.1.2. В схеме с раздвоенной быстроходной ступенью, применяемой для исключения недостатков простой развернутой схемы, опоры расположены симметрично относительно зубчатых колес тихоходной ступени. Благодаря этому достигается равномерная загрузка опор и улучшаются условия работы зубчатых колес за счет снижения нагрузки на одну ступень. Если раздвоенная ступень будет выполнена из косозубых колес с противоположным направлением наклона зубьев, то произойдет уравнивание осевых нагрузок на подшипники. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки между параллельно работающими передачами вал, несущий шестерни, должен быть установлен на подшипниках, допускающих осевые перемещения и саморегулирование раздвоенной передачей. Редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью применяются в приводах машин, работающих с большими перегрузками. Часто в этих редукторах применяют шевронные колеса.

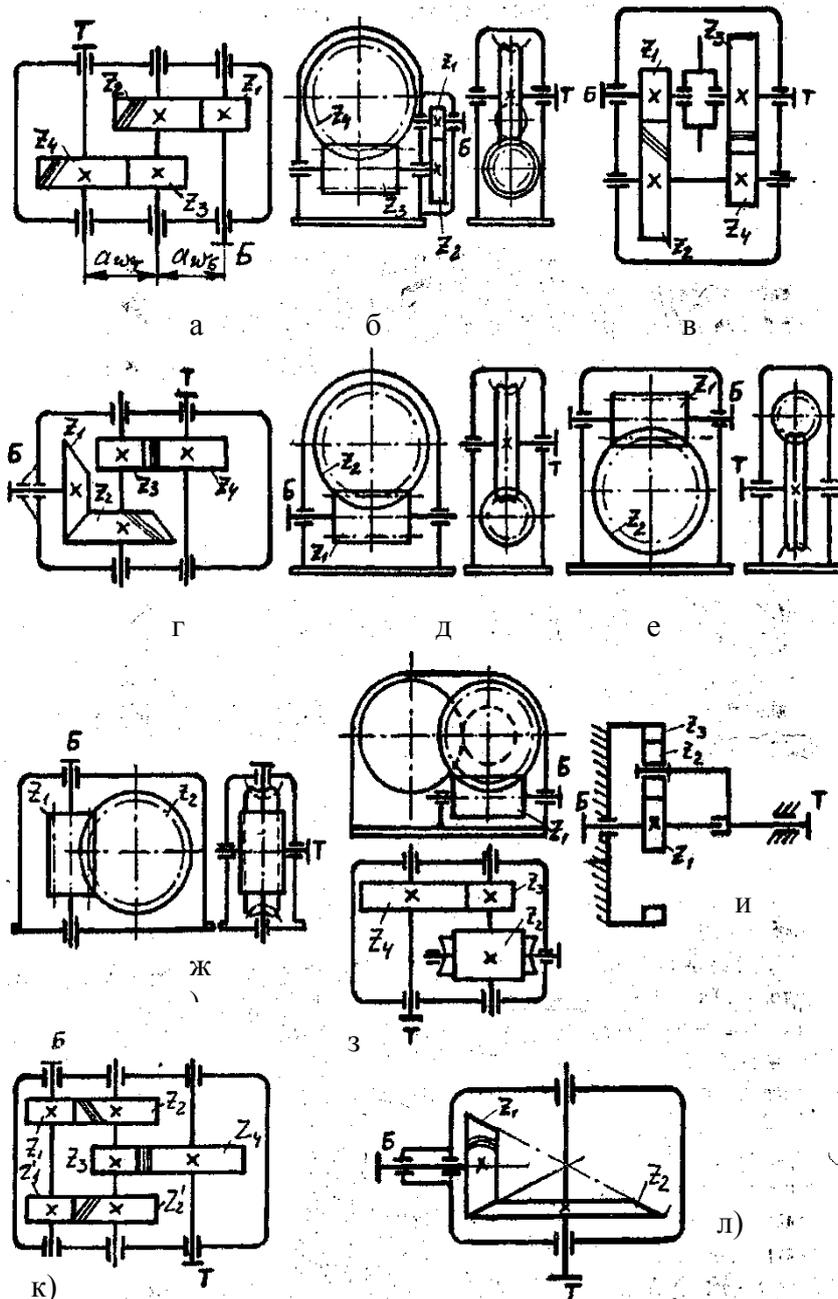
3.1.3. По условиям компоновки приводов возникает необходимость выполнять оси входного и выходного валов редукторов совпадающими по направлению. Такие редукторы называют соосными. Соосные редукторы компактней несоосных и во многих случаях позволяют получить удач-

ную общую компоновку привода, но вследствие размещения подшипников внутри корпуса имеют увеличенный размер в осевом направлении и усложненную конструкцию корпуса. Схему соосных редукторов используют в конструкциях большинства коробок скоростей.

3.1.4. Когда необходимо передавать вращающий момент между валами с взаимно перпендикулярным расположением осей применяют конические редуктор.

Передаточные отношения таких редукторов с прямыми коническими колесами не превышают  $U = 4$ , а при косых и круговых зубьях не более  $U = 5$ .

3.1.5. При больших передаточных отношениях применяют коническоцилиндрические редукторы (рис.5.1г). При этом независимо от числа ступеней и компоновки такие редукторы выполняют с быстроходной конической ступенью с  $U \leq 3,15$ .



3.1.6. Червячные редукторы. В зависимости от располо-

жения червяка относительно

колеса червячных редукторов могут иметь следующие компоновочные схемы:

- 1) с червяком под колесом (при  $V > 4 \dots 5$  м/с);
- 2) с червяком над колесом (при  $V < 4 \dots 5$  м/с);
- 3) с вертикальным расположением червяка (рис.5.1.д.е.ж).

Червячные редукторы позволяют осуществлять в одной ступени большое передаточное число  $U=8 \dots 80$  и обеспечивают передачу вращающего момента на тихоходном валу  $T_2=27 \dots 234$  Нм при межосевых расстояниях  $\alpha_w = 40 \dots 80$  мм.

Недостаток червячных редукторов - низкий КПД  $\eta = 0,6 \dots 0,9$ . Иногда для привода тихоходных машин требуются особенно большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение достигает 400.

3.1.7. Червячно-цилиндрические редукторы (рис.5.1з) имеют быстроходную червячную ступень и одну или две цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. В редукторах подобного типа отношения межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступени обычно принимают равным 0,63.

3.1.8. Цилиндро-червячные редукторы (рис.5.1б) выполняют двухступенчатыми. Отношение межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней равно  $0,4 \div 0,5$ . Быстроходную ступень цилиндро-червячных редукторов выполняют с  $U = 2 \dots 3,15$ .

3.1.9. Планетарные редукторы. Разновидностей планетарных передач очень много, но в общепромышленном производстве, наиболее распространен простой планетарный редуктор (рис.5.1и), состоящий из солнечной шестерни 1, сателлитов 2, число которых обычно равно трём, и венца 3, неподвижно закрепленного в корпусе.

Последовательным соединением нескольких простых планетарных передач можно получить редуктор с нужным числом ступеней и требуемым передаточным отношением. На базе планетарных редукторов выполняют мотор-редукторы.

К основным параметрам редукторов относятся главные силовые, кинематические и геометрические параметры передач. Покажем это на примерах одноступенчатых редукторов.

Зубчатая передача одноступенчатого редуктора состоит из шестерни и колеса.

Шестерня - зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев  $Z_1$ , относящиеся к нему величины и параметры имеют индекс 1 (нечетные индексы в многоступенчатых передачах, например, рис.5.1а, б, в, г, з, и, к).

Колесо - зубчатое колесо передачи с большим числом зубьев  $Z_2$ , относящиеся к нему величины и параметры имеют индекс 2 (четные индексы в многоступенчатых передачах, например, рис.5.1. а, б, в, г, з, и, к).

В качестве основных параметров редуктора принимаются следующие:

Мощность на входе  $P_1$  и на выходе  $P_2$ , измеряемая в единицах работы, отнесенной к единице времени.

$$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{с}$$

Мощность на выходе  $P_2$  связана с мощностью на входе следующей зависимостью:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$

где  $\eta$  – КПД передачи.

Мощность, вращающий момент и угловая скорость связаны между собой следующей зависимостью:

$$P = T \cdot \omega = \frac{T \cdot n}{9,55}$$

где  $P$  – Вт,  $T$  – Н·м,  $\omega$  – с<sup>-1</sup>,  $n$  – об/мин.

Коэффициент полезного действия (КПД).

$$\eta_{12} = \frac{P_2}{P_1}$$

КПД многоступенчатого редуктора

$$\eta_{1n} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \dots \cdot \eta_{n-1,n}$$

где

$\eta_{12}, \eta_{23}, \eta_{n-1,n}$  – КПД отдельных ступеней.

Быстроходность передачи, которая выражается частотой вращения ведущего  $n_1$  и ведомого  $n_2$  валов в об/мин или соответственно, их угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$  рад/с.

Вращающий момент, Н·м

$$T = F_t \cdot \frac{D}{2} = \frac{P}{\omega}$$

где  $F_t = \frac{P}{V}$  – окружная сила передачи, Н;

$D$  – диаметр делительной окружности зубчатого колеса, м;

$P$  – мощность передачи, Вт;

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

$V = \omega \cdot \frac{D}{2}$  – окружная скорость колеса, м/с.

Вращающий момент ведущего вала  $T_1$  является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала  $T_2$  – момент сил сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала. Они связаны между собой следующей зависимостью:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot U_{12}$$

где  $U_{12}$  – передаточное число.

Передаточное число  $U$  – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни. Для одноступенчатого цилиндрического и одноступенчатого червячного редукторов

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

где  $z_1, z_2$  – соответственно, число заходов червяка и число зубьев червячного колеса;

$D_1, D_2$  – делительные диаметры шестерни и зубчатого колеса.

Для одноступенчатого конического редуктора

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

где  $d_{e1}, d_{e2}$  – соответственно, внешние делительные диаметры шестерни и колеса.

Для многоступенчатых редукторов

$$U_{1n} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot \dots \cdot U_{n-1,n} ;$$

$$U_{1n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{T_n}{T_1 \cdot \eta}$$

где  $U_{12}; U_{23}; \dots; U_{n-1,n}$  – передаточные числа отдельных ступеней редуктора;

$T_n$  – крутящий момент на выходном валу редуктора, Нм;

$T_1$  – крутящий момент на входном валу редуктора, Нм;

$\eta$  – КПД многоступенчатого редуктора.

Межосевое расстояние  $\alpha_w$ . Для одноступенчатого цилиндрического редуктора с прямозубой передачей

$$\alpha_w = \frac{(D_1 + D_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

где  $m$  – окружной модуль зубчатых колес, мм.

Для одноступенчатого цилиндрического редуктора с косозубой передачей

$$\alpha_w = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

где  $m_n$  – делительный нормальный модуль, мм;

$\beta$  – делительный угол наклона зубьев, °.

Для одноступенчатого червячного редуктора

$$\alpha_w = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка.

Примечание: Для многоступенчатых цилиндрических зубчатых редукторов в качестве основного параметра принимается межосевое расстояние тихоходной ступени.

Номинальный внешний делительный диаметр ведомого зубчатого колеса  $d_{e2}$  для одноступенчатого конического редуктора

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2$$

где  $m_e$  – внешний окружной (расчетный) модуль.

### 5.3. Стандартизированные главные параметры зубчатых передач.

Нижеприведенные в таблице стандартизированные главные параметры зубчатых передач являются базой для основных параметров (технической характеристики) редукторов.

Примечание:

Таблица

№ п/п	Обозначение гостифицируемого параметра	Обозначение ГОСТа	Наименование ГОСТа	Ряд параметра
1	$a_w$	ГОСТ 2185-66 ГОСТ 2144-76	Значение межосевых расстояний, мм	1-й ряд: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; ...; 2500. 2-ряд: 71; 90; 112; 140; 180;

				225; 280; 335; 450; ... ;2240.
2	$d_{e2}$	ГОСТ 12289-76	Номинальные Диаметры внешнего делительного конуса, мм	1-й ряд: 50;63;80; 100; 125;160; 200; 250; 280; 315; 400; 450; 500; ... ; 1600. 2-ряд: 56; 71; 90; 112; 140; 180; 225.
3	$\psi_{ва}$	ГОСТ 2185-76	Коэффициент шири- ны зубчатых колес $\psi_{ва}$ относительного межосевого расстоя- ния	0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.
4	$m_t$ , $m_n$ , $m_e$	ГОСТ 19672-74	Модули	1-й ряд: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0;1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; ... 100 2-й ряд: 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; ... 90
5	$q$	ГОСТ 19672	Коэффициент диа- метра червяка	1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 2- ряд: 7,1; 9; 11,2; 12; 14; 18; 22,4
6	$U$	ГОСТ 2185-76	Номинальные пере- даточные числа $U$ зубчатых редукторов общего назначения	1-й ряд: 1; 1,25; 1,6; 2; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 2- ряд: 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 6; 7,1; 9; 11,2
7	$U$	ГОСТ 2144-76	Передаточные от- ношения червячных передач	Предпочтительный ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 31,5; 40; 50; 63 Дополнительно: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 38,5; 45; 56; 68; 71; 80
8	$a_w$ $m$ $q$	ГОСТ 2144-76	Основные парамет- ры червячных пере- дач	Таблица главных парамет- ров с их взаимной увязкой по п.1, 4, 5, 7 настоящей таблицы

1. Первый ряд, приведенный в ГОСТах, предпочитать второму

2. В многоступенчатых редукторах стандартизованы не только общее передаточное число редуктора  $U_{1n}$ , но и передаточные отношения отдельных ступеней редуктора

$$(U_{12} ; U_{2,3} ; \dots ; U_{n-1,n}).$$

4. Классификация и подбор серийно выпускаемых редукторов.

Основные параметры серийно выпускаемых цилиндрических, конических и червячных одноступенчатых, многоступенчатых цилиндрических, коническо - цилиндрических и других редукторов общего назначения стандартизованы ГОСТ 21426-75, ГОСТ 21435-75, ГОСТ 13563-68, ГОСТ 20758-75 и так далее.

Стандартные редукторы классифицируются по типам, типоразмерам и исполнениям. Подробнее об этом смотри в вышеуказанных стандартах. Помимо основных параметров приводятся также габаритные, присоединительные и справочные размеры, а также вес, допускаемая радиальная нагрузка на тихоходном валу, высоты осей вращения валов редукторов, формы и диаметры концов тихоходных валов редукторов.

Подбор стандартного редуктора производится путем сопоставления расчетного момента  $T_p$  на тихоходном валу редуктора со значениями вращающего момента  $T_H$  на тихоходном валу редуктора согласно ГОСТа на редуктор при соответствующем сочетании частоты вращения  $n$  и номинального передаточного числа  $U$ .

## 5. Порядок проведения работы.

5.1. Ознакомиться с настоящим описанием и вычертить на стандартном бланке к лабораторной работе кинематическую схему рассматриваемого (червячного, конического, цилиндрического соосного, цилиндрического по развернутой схеме редукторов). Нанести на схемы обозначения колес, валов, межосевых расстояний (внешних делительных окружностей для конического редуктора). Указать буквами  $B$  и  $T$  концы быстроходного и тихоходного валов.

5.2. Измерить габаритные и присоединительные размеры редуктора.

5.3. Произвести разборку редукторов и для каждого редуктора определить путем измерения или расчета следующие параметры:

- Число зубьев и колес (число заходов червяка и число зубьев червячного колеса)
- Межосевые расстояния (номинальные диаметры внешних делительных диаметров для конических колес) ступеней редукторов.
- Передаточные отношения отдельных ступеней и общие передаточные отношения редукторов.
- Расчетные модули зубчатых колес.
- Теоретические значения КПД редукторов.

Измеренные или полученные расчетом параметры округлить до ближайших стандартных, нанести их на кинематические схемы и в таблицы бланка отчета. Определить отклонения вышеуказанных параметров в процентах от значений, приведенных в соответствующих ГОСТах.

5.4. Выполнить эскиз одного из сборочного узлов (сборочной единицы) для каждого редуктора на бланке отчета к лабораторной работе по указанию преподавателя с соблюдением правил ЕСКД.

5.5. Составить спецификацию выполненного сборочного узла на бланке отчета к лабораторной работе. При этом номера позиций на эскизе узла должны соответствовать позициям в спецификации.

## 6. Контрольные вопросы.

6.1. Назовите и приведите зависимости для определения параметров входящих в техническую характеристику редуктора.

6.2. Назначение смотрового окна, отдушины, щупа (маслоуказателя), бобышек, нижнего фланца корпуса редуктора?

6.3. Для чего и на какой стадии изготовления ставятся штифты между крышкой и корпусом редуктора?

5.4. Как обеспечивается герметичность в соединении по плоскости разъема редуктора?

6.5. Какие меры предупреждают самоотвинчивание крепежных деталей редуктора?

6.6. Как производится смена смазки в редукторе?

- 6.7. Какие детали осуществляют передачу вращающего момента с одного на другой вал редуктора?
- 6.8. Какие элементы конструкции предусмотрены для облегчения транспортировки собранного редуктора и его отдельных частей?
- 6.9. Из каких соображений производится выбор типа подшипников?
- 6.10. Приведите зависимости для определения передаточного числа одноступенчатого редуктора.
- 6.11. Приведите зависимость для определения передаточного числа одно многоступенчатого редуктора.
- 6.12. Приведите зависимости для определения КПД одно- и многоступенчатого редуктора?
- 6.13. Приведите зависимости для определения главных параметров прямозубых и косозубых цилиндрических, конических и червячных передач. Какие из них стандартизируются?
- 6.14. Перечислите оригинальные и стандартные детали редуктора. На какие из них выполняются чертежи?
- 6.15. Приведите основные требования к качеству изготовления основных деталей редуктора и требования техники безопасности при эксплуатации редукторов.
- 6.16. Назовите и охарактеризуйте основные схемы установки валов в подшипниковых узлах.
- 6.17. Как осуществляется регулировка и смазка подшипников? Какие элементы конструкции предусмотрены для регулировки и смазки подшипников? Назовите критерий для выбора способа смазки подшипников?
- 6.18. Назовите основные способы смазки зубчатых и червячных зацеплений.
- 6.19. Какие параметры берутся за основу для определения размеров основных элементов корпуса редуктора и диаметров крепежных деталей?
- 6.20. Какие размеры проставляются на общих видах и сборочных чертежах узлов редукторов?
- 6.21. Назовите степени точности и виды сопряжений зубчатых колес?  
Сколько их?
- 6.22. Назовите подшипниковые посадки и способы их обозначения на чертежах.
- 6.23. Перечислите посадки в сопряжениях вала с зубчатыми колесами, полумуфтами, шкивами, звездочками.
- 6.24. Перечислите посадки в шпоночных соединениях.
- 6.25. Классификация и обозначение серийно выпускаемых редукторов.
- 6.26. Как производится подбор стандартных редукторов?
- 6.27. Назовите преимущества и недостатки редукторов, выполненных по различным кинематическим схемам.
- 6.28. Назовите недостатки и преимущества цилиндрических косозубых передач перед прямозубыми.
- 6.29. Какие элементы конструкции предусмотрены для регулирования зацепления конических колес и червячного зацепления?
- 6.30. Какие материалы применяют для изготовления червячного колеса и червяка?
- 6.31. Почему для червячного редуктора необходимо проводить тепловой расчет? Какие способы существуют для охлаждения червячного редуктора?

**Филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
в г. Смоленске**

**Методические рекомендации к курсовой работе  
по дисциплине**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

---

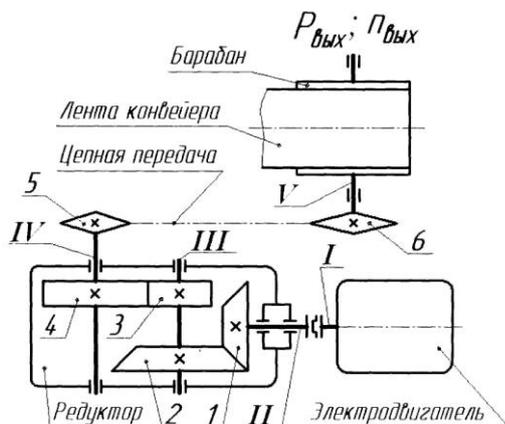
(НАИМЕНОВАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ)

**Смоленск – 2021 г.**

## 1.Образец вариантов заданий на курсовую работу по дисциплине «Прикладная механика».

### 1.1 Исходные данные для выполнения курсовой работы

Числовые значения принять по варианту \_\_\_\_\_



Спроектировать привод к ленточному конвейеру.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$P_4$ , кВт	9,0	9,0	10,0	10,0	11,0	11,0	12,0	12,0	13,0	13,0
$\omega_4$ , $\frac{1}{с}$	0,94	1,57	2,2	0,94	1,57	2,2	0,94	1,57	2,2	0,94

$P_4$  – Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи,

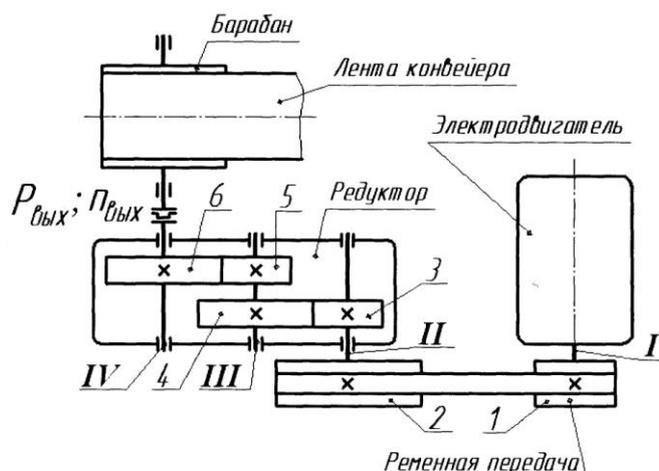
$\omega_4$  - угловая скорость вращения ведомого вала зубчатой передачи.

#### Содержание пояснительной записки

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.
2. Выбор материала зубчатых колес редуктора. Выполнить проекторочный расчет всех ступеней редуктора.
3. Выполнить расчет остальных передач (цепной, ременной, открытой зубчатой), если они есть на схеме привода передачи.
4. Расчет и проектирование валов редуктора,
5. Подбор шпонок и проверка их на смятие.
6. Расчет и подбор подшипников качения на валах редуктора.
7. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для тихоходного вала редуктора.
8. Оформление графической части работы в соответствии с заданием.

## 1.2 Исходные данные для выполнения курсовой работы

Числовые значения принять по варианту \_\_\_\_\_



Спроектировать привод к ленточному конвейеру.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$P_4$ , кВт	9,0	9,0	10,0	10,0	11,0	11,0	12,0	12,0	13,0	13,0
$\omega_4$ , $\frac{1}{с}$	0,94	1,57	2,2	0,94	1,57	2,2	0,94	1,57	2,2	0,94

$P_4$  – Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи,

$\omega_4$  - угловая скорость вращения ведомого вала зубчатой передачи.

### Содержание пояснительной записки

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.
2. Выбор материала зубчатых колес редуктора. Выполнить проекторочный расчет всех ступеней редуктора.
3. Выполнить расчет остальных передач (цепной, ременной, открытой зубчатой), если они есть на схеме привода передачи.
4. Расчет и проектирование валов редуктора,
5. Подбор шпонок и проверка их на смятие.
6. Расчет и подбор подшипников качения на валах редуктора.
7. Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для тихоходного вала редуктора.
8. Оформление графической части работы в соответствии

