

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**  
Курс лекций

## Лекция 1. Введение. Структура механизмов.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** ТММ - научная основа новых машин и механизмов. Исторический очерк развития ТММ. Цели и задачи курса. Разделы ТММ. Основные виды звеньев. Кинематические пары. Степень подвижности механизмов. Структурная классификация механизмов. Условия существования кривошипа. Модификация механизмов при замене пар.

### **Некоторые основные понятия.**

*Теория механизмов и машин (ТММ)*- наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом.

ТММ включает три основные части:

1. Структурный и кинематический анализ механизмов- изучение теории строения механизмов, исследование движения тел образующих механизм с точки зрения геометрии без учета сил, вызывающих движение этих тел.
2. Синтез механизмов- проектирование механизмов по заданным кинематическим и динамическим условиям.
3. Динамический анализ механизмов- определение сил, действующих на звенья механизма во время их движения, изучение взаимосвязи между движениями тел, их массами и силами действующими на них.

*Машина*- это устройство, создаваемое человеком, для облегчения физического и умственного труда, увеличения производительности путем частичной или полной замены человека.

*Машина*- устройство для преобразования энергии, информации или материалов.

Машины состоят из механизмов.

*Механизм*- система тел, предназначенная для преобразования движения одних тел (одного или нескольких) в требуемое движение других.

Например: механизм подачи заготовок, механизм сцепления, механизм торможения и т.д.

Механизмы состоят из звеньев и кинематических пар.

*Звено*- одно или несколько жестко соединенных твердых тел.

*Кинематическая пара*- соединение двух звеньев, допускающее относительное движение.

Звенья различают входные (ведущие), выходные (ведомые) и промежуточные.

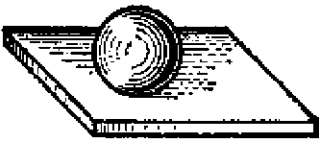

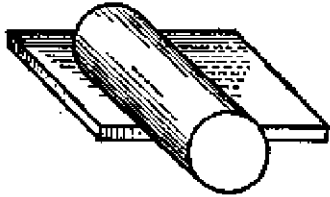

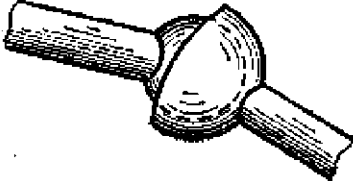



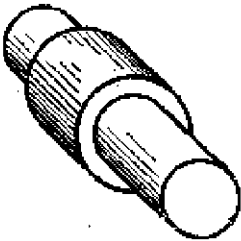

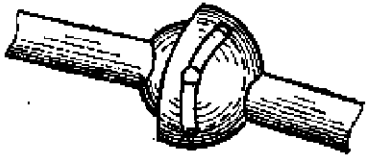

*Основные виды звеньев*: стойка, кривошип, коромысло, ползун, кулиса, кулачок, зубчатое колесо.

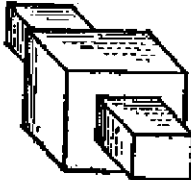

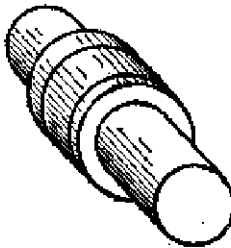

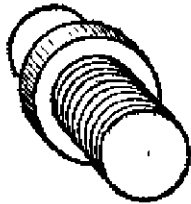

Кроме перечисленных жестких звеньев, в механизмах применяют гибкие (цепи, ремни), упругие (пружины, мембраны) звенья, а также жидкие и газообразные (масло, вода, газ, воздух и т.д.).

Звенья обозначают цифрами, причем нумерация ведется от ведущего звена, а стойке присваивается «ноль».

Кинематические пары обозначают заглавными латинскими буквами (А,В,С, D и т.д.).

### Основные виды кинематических пар (таблица 1)

Число степеней свободы	Число связей	Название	Рисунок	Условные обозначения
5	1	Шар — плоскость		
4	2	Цилиндр — плоскость		
3	3	Сферическая		
3	3	Плоскостная		
2	4	Цилиндрическая		
2	4	Сферическая с пальцем		

Число степеней свободы	Число связей	Название	Рисунок	Условные обозначения
1	5	Поступательная		
1	5	Вращательная		
1	5	Винтовая		

**Кинематическая схема механизма** – чертеж механизма в выбранном масштабе с соблюдением условных обозначений звеньев и кинематических пар.

Различают кинематические пары высшие и низшие.

**Высшая кинематическая пара** – звенья соприкасаются по линии или в точке.

**Низшая кинематическая пара** – звенья соприкасаются по поверхностям (цилиндрический или шаровой шарниры, ползун и кулиса)

Различают кинематические пары с геометрическим и силовым замыканием

**Геометрическое замыкание** (характерно для низших пар) – соприкосновение элементов звеньев обеспечивается их формами (цилиндрический шарнир, шаровой шарнир, ползун и кулиса).

**Силовое замыкание** (характерно для высших пар) – соприкосновение обеспечивается силой веса, силой сжатия пружины и т.д.

Высшие пары изнашиваются сильнее, чем низшие, так как чем больше поверхности, тем меньше удельное давление (давление на единицу площади).

Различают **пять классов** кинематических пар.

Свободно движущееся в пространстве тело имеет **шесть степеней свободы (W)** – шесть движений (три поступательных, три вращательных).

Основные типы звеньев механизмов (таблица 2)

№ п/п	Наименование	Эскиз	Движение	Особенности
1	Стойка		Отсутствует	—
2	Кривошип		Вращательное	Полный оборот
3	Кулачок		»	Профиль определяет движение ведомого звена
4	»		Плоскопараллельное	—
5	»		Поступательное	—
6	Зубчатое колесо		Вращательное	Зубчатый контур
7	Коромысло		Колебательное	Неполный оборот, возвратное движение
8	Шатун		Плоскопараллельное	Нет пар, связанных со стойкой
9	Ползун		Поступательное	Возвратное движение

10	Кулиса		Колебательное, вращательное	Направляющая для ползуна
11	»		Плоскопараллельное	—
12	»		Поступательное	Возвратное движение, направляющая для ползуна

Если же тело связано с другими телами, то на его движения накладываются ограничения – условия связи ( $U$ ), тогда число степеней свободы не равно шести, оно уменьшается.

$$W=6-U$$

**Примеры.**

Класс кинематической пары присваивается по числу связей  $U$ .

**Степень свободы механизма**

Различают механизмы плоские и пространственные.

Степень свободы пространственных механизмов считают по формуле **Сомова-Малышева**:

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1,$$

где  $n$ - число подвижных звеньев;

$p_5, p_4, p_3, p_2, p_1$ - число кинематических пар пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов соответственно.

Степень свободы плоских механизмов считают по формуле **Чебышева**:

$$W=3n-2p_5-p_4$$

Степень свободы плоского механизма должна быть равна числу ведущих звеньев, то есть  $W=1$ .

**Избыточные связи**- это такие связи, которые повторяют (дублируют) связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма.

**Примеры.**

**Классификация плоских механизмов по системе Л.В.Ассура.**(Принцип образования плоских механизмов). Согласно идее Л.В.Ассура, механизмы состоят из отдельных кинематических цепей- структурных групп (групп Ассура), степень свободы которых равна нулю ( $W=0$ ).

Кроме того, механизм должен содержать только кинематические пары 5 класса ( $p_5$ ), если же есть пары 4 класса ( $p_4$ ), то одну пару  $p_4$  заменяют на звено и две пары  $p_5$ . Полученный после такой замены механизм называют **заменяющим**.

Так как  $W=0$ ,  $p_4=0$ , то из формулы Чебышева следует:

$$3n - 2p_5 = 0$$

$$p_5 = 3n/2$$

n	2	4	6	8
$p_5$	3	6	9	12

**Структурная группа**- это кинематическая цепь, степень свободы которой равна нулю и она не должна распадаться на более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию. Число звеньев в структурной группе должно быть четным, а число пар пятого класса кратно трем.

**Примеры.**

**Структурная группа I класса**- это ведущее звено со стойкой, соединенные парой пятого класса ( $W=1$ ) (рис.1).

**Структурная группа II класса** состоит из двух звеньев и трех кинематических пятого класса ( вращательные или поступательные).

Начиная с III класса, номер группе присваивается в зависимости от числа внутренних кинематических пар (внешние кинематические пары служат для соединения с другими группами).

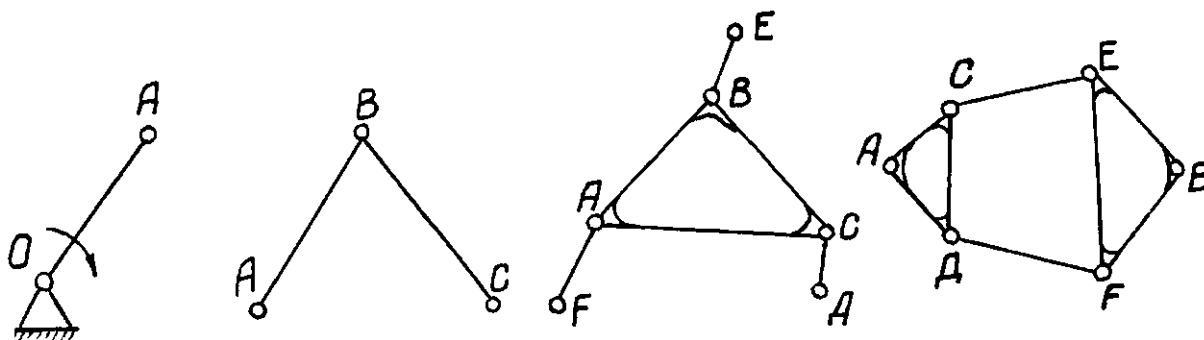


Рис.1

## Лекция 2. Кинематический анализ механизмов

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** План положения механизма. Теорема Грасгофа (условие существования кривошипа). Масштабные коэффициенты. Определение скорости и ускорения методом планов.

**Некоторые основные понятия.**

**Теорема Грасгофа:** наименьшее звено является кривошипом, если сумма длин его и любого другого звена меньше суммы длин остальных звеньев.

**Кинематический анализ**- изучение движения звеньев механизма вне зависимости от сил, действующих на эти звенья.

**План положений механизма**- графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма в определенный момент времени.

**Планами скоростей и ускорений** называют векторные изображения этих параметров в заданном положении механизма.

**Масштабный коэффициент физической величины**- отношение численного значения физической величины в свойственных ей единицах к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину.

**Примеры.**

**Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма.**

Кривошипно-ползунный (кривошипно-шатунный) механизм-четырёхзвенник с тремя вращательными и одной поступательной кинематическими парами. Он предназначен для преобразования вращательного движения кривошипа 1 в поступательное движение ползуна 3. При этом шатун 2 совершает сложное плоскопараллельное движение (рис.2).

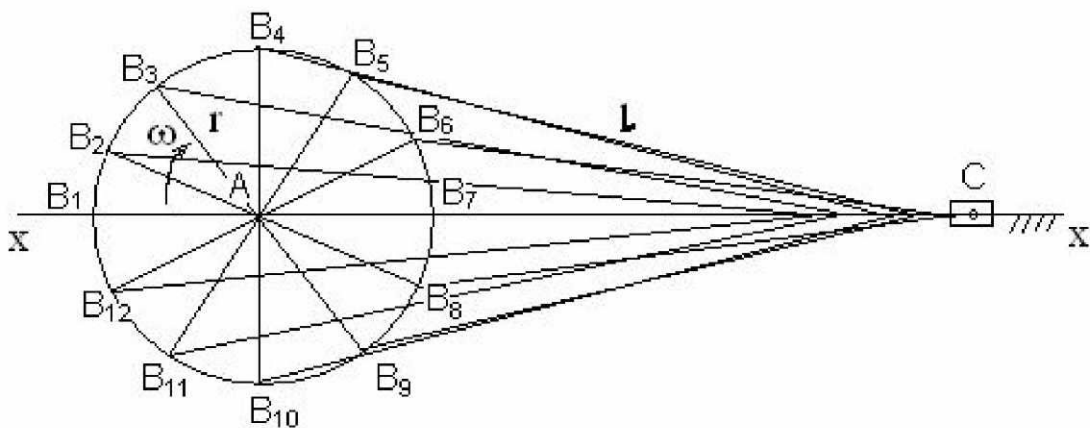


Рис.2

Скорость и ускорение ползуна могут быть определены графически *методом плана скоростей и ускорений*.

Построение планов скоростей и ускорений начинаем с построения *плана положений механизма*. Для этого в масштабе  $K_L$  вычерчиваем кинематическую схему механизма, с обозначением звеньев и направлением вращения кривошипа  $\omega$  [1/с].

Разбиваем окружность (геометрическое место точек В кривошипа) на равные углы ( $30^\circ$ ).  $B_1$ - крайнее левое положение ползуна. Таким образом получили 13 положений точки В ( $B_1$  и  $B_{13}$  совпадают). Делая засечки на линии x-x (линия движения ползуна) радиусом ВС, находим соответствующие 13 положений точки С ползуна.

Из теоретической механики известно, что плоскопараллельное движение фигуры в ее плоскости складывается из поступательного движения вместе с точкой фигуры (полусом) и вращательного движения вокруг этого полюса.

Скорость ползуна:  $\overline{V_C} = \overline{V_B} + \overline{V_{CB}}$

Для нахождения скорости ползуна достаточно знать величину и направление одной составляющей векторного уравнения и направление двух остальных составляющих.

$\overline{V_C}$  - скорость ползуна (направлена вдоль оси движения ползуна)

$\overline{V_B} = \omega_1 r \left[ \frac{M}{C} \right]$  - скорость точки В кривошипа (направлена перпендикулярно радиусу кривошипа)



$\overline{V_{CB}}$  - относительная скорость точки С ползуна относительно полюса В (направлена перпендикулярно шатуну ВС).

Построение плана скоростей. Из произвольно выбранного полюса Р (рис.3) откладываем вектор скорости  $\overline{V_B}$  перпендикулярно радиусу кривошипа произвольной величины и вводим масштабный коэффициент скорости

$$K_V = \frac{V_B}{\tilde{V}_B} \left[ \frac{\text{М/с}}{\text{мм}} \right]. \text{ Проводим направления скоростей } \overline{V_C} \text{ и } \overline{V_{CB}}. \text{ После построения}$$

плана скоростей величину скорости ползуна находим, умножая длину вектора  $\tilde{V}_C [\text{мм}]$  на масштабный коэффициент скорости. На рис.2.показаны примеры построения плана скоростей и плана ускорений для угла поворота кривошипа  $\varphi = 30^\circ$ .

Построение плана ускорений. Ускорение точки С ползуна складывается из ускорения точки В кривошипа и двух составляющих (нормального и тангенциального) относительного ускорения:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^t}$$

$$\overline{a_B} = \omega^2 r \left[ \frac{\text{М/с}^2}{} \right] - \text{ полное ускорение точки В кривошипа (направлено к}$$

центру вращения кривошипа)



Рис.3

$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} \left[ \frac{\text{М/с}^2}{} \right]$  - нормальное ускорение шатуна СВ (направлено вдоль шатуна от С к В)

$a_{CB}^t$  - тангенциальная составляющая относительного ускорения (направлена перпендикулярно шатуну СВ).

Из произвольно выбранного полюса Q (рис.3) откладываем вектор ускорения  $\overline{a_B}$  произвольной величины и вводим масштабный коэффициент ускорения

$$K_a = \frac{a_B}{\tilde{a}_B} \left[ \frac{\text{М/с}^2}{\text{мм}} \right]. \text{ Из конца вектора откладываем } \overline{a_{CB}^n}, \text{ длина вектора}$$

$\tilde{a}_{CB}^n = \frac{a_{CB}^n}{K_a} [\text{мм}]$ . Из построения находим величину  $a_C$ , умножая длину вектора на масштабный коэффициент ускорения.

### Лекция 3. Построение кинематических диаграмм.

#### Вопросы, рассматриваемые на лекции.

Кинематическое исследование механизмов аналитическими методами. Кинематический анализ шарнирного четырехзвенника. Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма. Кинематический анализ кривошипно-кулисного механизма.

#### Некоторые основные понятия.

##### *Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма.*

Перемещение, скорость и ускорение точки С ползуна могут быть определены аналитически.

Перемещение точки С ползуна:

$$S_C^* = r(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{2} \frac{r^2}{\ell} \sin^2 \varphi \quad (1)$$

$r$  - радиус кривошипа, мм

$\ell$  - длина шатуна, мм

$\varphi$  - угол поворота кривошипа, град

Дифференцируя (1) по времени, получим выражение для скорости точки С ползуна:

$$V_C^* = r\omega \left( \sin \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{r}{\ell} ; \omega = \frac{\pi n}{30} \left[ \frac{1}{\text{с}} \right]$$

$n$  - число оборотов кривошипа в минуту  $\left[ \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right]$

Дифференцируя (2) по времени и считая угловую скорость кривошипа постоянной, находим ускорение точки С ползуна:

$$a_C^* = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (3)$$

#### *Построение кинематических диаграмм*

1. Графическое дифференцирование начинаем с построения кинематической диаграммы перемещения  $S_C = S_C(t)$ . Проводим две оси координат. Ось угла поворота кривошипа (ось абсцисс) разбиваем на двенадцать равных промежутков ( $30^\circ$ ).

$K_\varphi \left[ \frac{\text{град}}{\text{мм}} \right]$  - масштабный коэффициент угла поворота .

Из каждой точки оси абсцисс по оси ординат откладываем перемещение точки С ползуна. Масштабный коэффициент перемещения  $K_S \left[ \frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ .

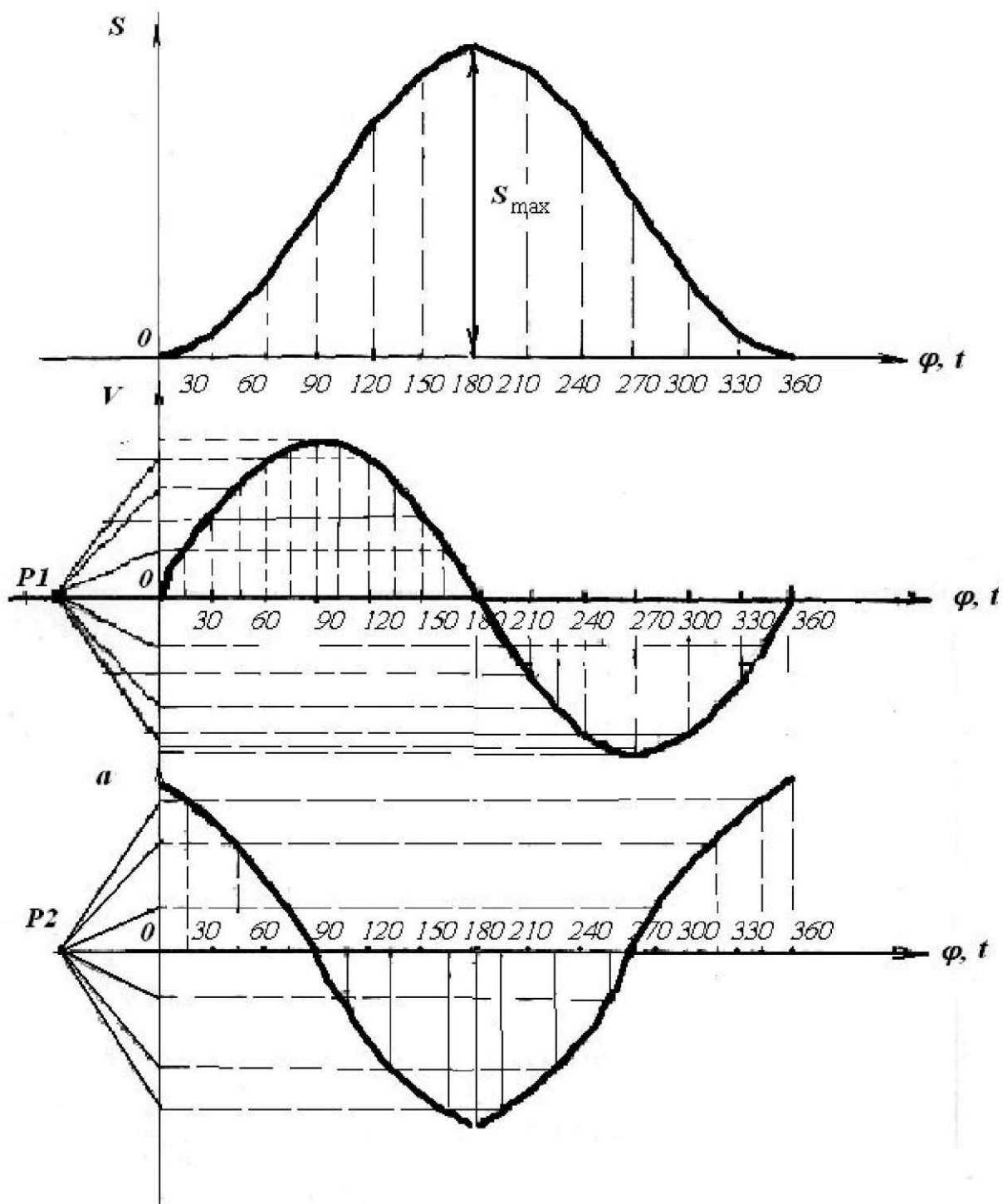


Рис. 4

2. Методом графического дифференцирования (методом хорд) строим кинематические диаграммы скорости и ускорения  $V_c=V_c(t)$ ,  $a_c=a_c(t)$

$$K_t = \frac{K_\varphi}{6\pi} \left[ \frac{c}{\text{мм}} \right] - \text{масштабный коэффициент времени}$$

$$K_V = \frac{K_S}{OP_1 \cdot K_t} \left[ \frac{M/c}{MM} \right] - \text{масштабный коэффициент скорости}$$

$$K_a = \frac{K_V}{OP_2 \cdot K_t} \left[ \frac{M/c^2}{MM} \right] - \text{масштабный коэффициент ускорения}$$

Так как кривошип вращается с постоянной скоростью  $w_1$ , то диаграммы  $S_c=S_c(t)$ ,  $V_c=V_c(t)$ ,  $a_c=a_c(t)$  являются одновременно диаграммами  $S_c=S_c(\varphi)$ ,  $V_c=V_c(\varphi)$ ,  $a_c=a_c(\varphi)$ .

#### Лекция 4. Кинематический анализ и синтез кулачковых механизмов.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Основные типы кулачковых механизмов. Определение минимального радиуса кулачка. Углы давления. Проектирование кулачкового механизма из условий ограничения угла давления.

##### Некоторые основные понятия.

**Кулачковый механизм** (рис.5) представляет собой механизм с высшей кинематической парой. Ведущим звеном механизма является кулачок 1, профиль которого определяет закон движения ведомого звена- толкателя 2.

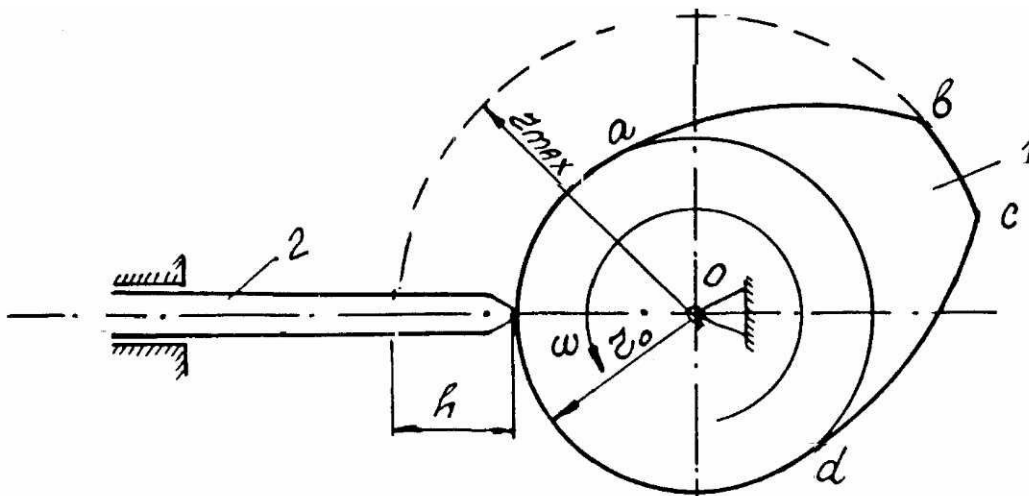


Рис.5

Различают толкатели остроконечные, роликовые, грибовидные и плоские (тарельчатые) (рис.6).

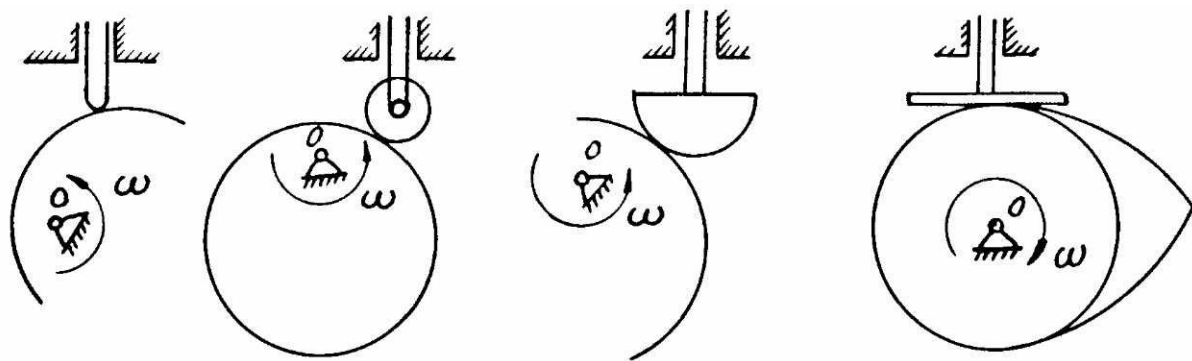


Рис.6

По виду движения ведомого звена различают кулачковые механизмы с поступательно движущимся толкателем и с качающимся толкателем.

Рассмотрим кулачковый механизм (рис.5) с центральным поступательно движущимся толкателем. Линия движения толкателя в таком механизме проходит через ось вращения кулачка. Различают элементы кулачка:

1. Окружность основной шайбы, очерченная наименьшим радиусом  $r_0$ .

2. Профиль удаления- участок  $\overset{\frown}{ab}$  с возрастающими радиусами-векторами. Угол поворота кулачка, соответствующий прохождению этого кулачка под острием толкателя, называется *углом удаления* и обозначается  $\varphi_{уд}$ . Толкатель за это время поднимается из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее положение и проходит путь  $h$ , называемый *ходом толкателя*.

3. Профиль верхнего останова- участок  $\overset{\frown}{bc}$ , очерченный максимальным радиусом  $r_{max}$ . Ему соответствует угол поворота кулачка  $\varphi_{в.о}$ , называемый *углом верхнего останова*. Толкатель в это время остается неподвижным в крайнем верхнем положении.

4. Профиль приближения- участок  $\overset{\frown}{cd}$  с уменьшающимися радиусами-векторами. При прохождении под острием толкателя этого участка, толкатель опускается из крайнего верхнего в крайнее нижнее положение, а кулачок поворачивается на *угол приближения*  $\varphi_{пр}$ .

5. Профиль нижнего останова- участок  $\overset{\frown}{ad}$ , очерченный наименьшим радиусом  $r_0$ . Во время прохождения этого участка под острием толкателя последний остается неподвижным в крайнем нижнем положении. Угол поворота кулачка, соответствующий этому участку профиля, называется *углом нижнего останова* и обозначается  $\varphi_{н.о}$ .

6. Профиль кулачка, очерченный кривыми  $\overset{\frown}{ab}$ ,  $\overset{\frown}{bc}$  и  $\overset{\frown}{cd}$  называется *рабочим профилем*, а сумма углов поворота кулачка, соответствующих этому профилю, называется *рабочим углом*, то есть:  $\varphi_{раб} = \varphi_{уд} + \varphi_{в.о} + \varphi_{пр}$

Кинематический анализ кулачковых механизмов (рис.7).

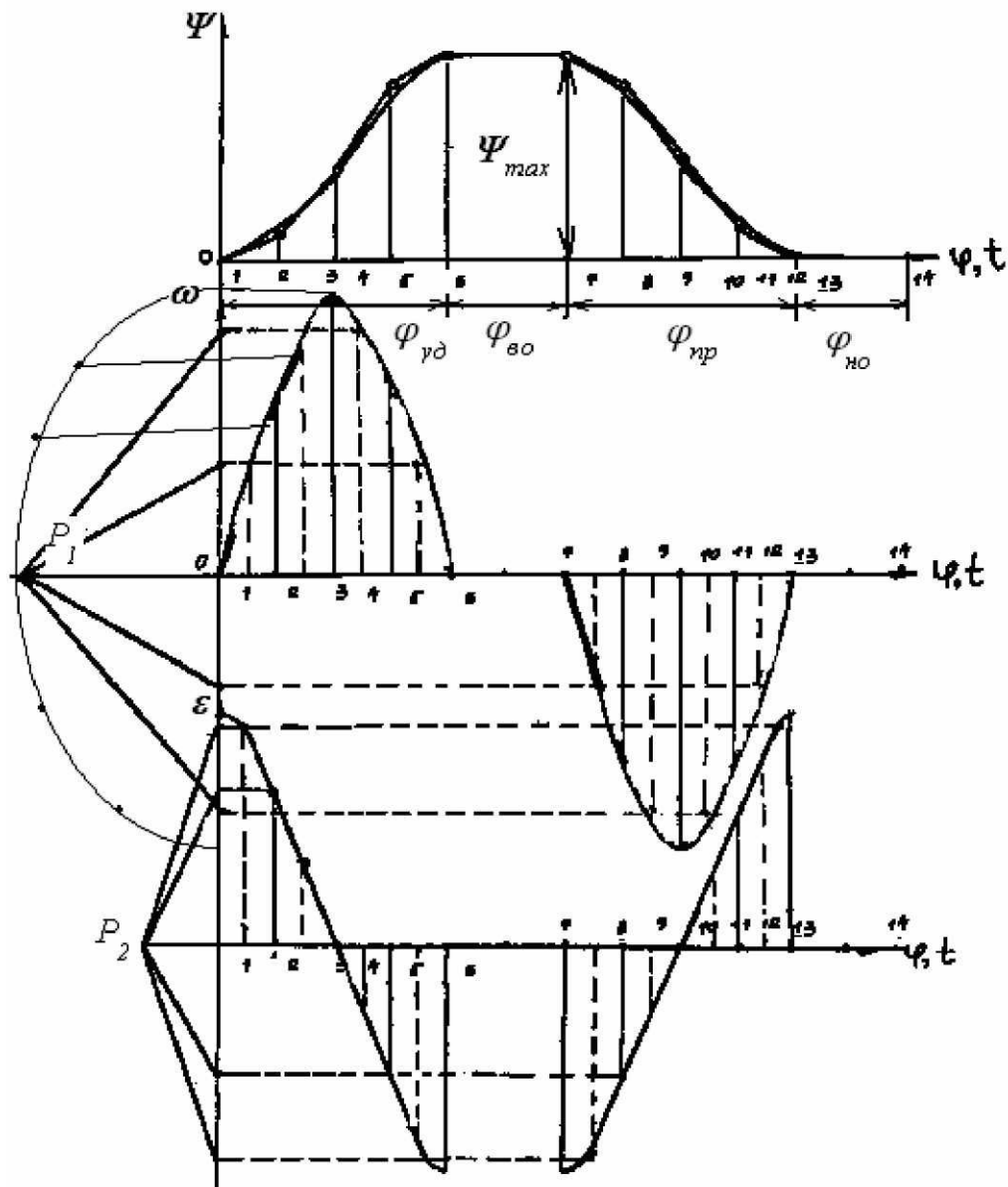


Рис.7

### Лекция 5. Кинематический анализ зубчатых передач.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Классификация зубчатых передач. Геометрические элементы зубчатого колеса. Зубчатые механизмы с неподвижными осями. Планетарные механизмы. Дифференциальные механизмы.

**Некоторые основные понятия.**

*Передаточное отношение* отдельной зубчатой пары равно:  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}$ ,

где  $z_1$  и  $z_2$ - числа зубьев ведущего и ведомого колес.

В случае червячной передачи (рис.8) через  $z_1$  обозначают число заходов червяка, а через  $z_2$ — число зубьев червячного колеса.

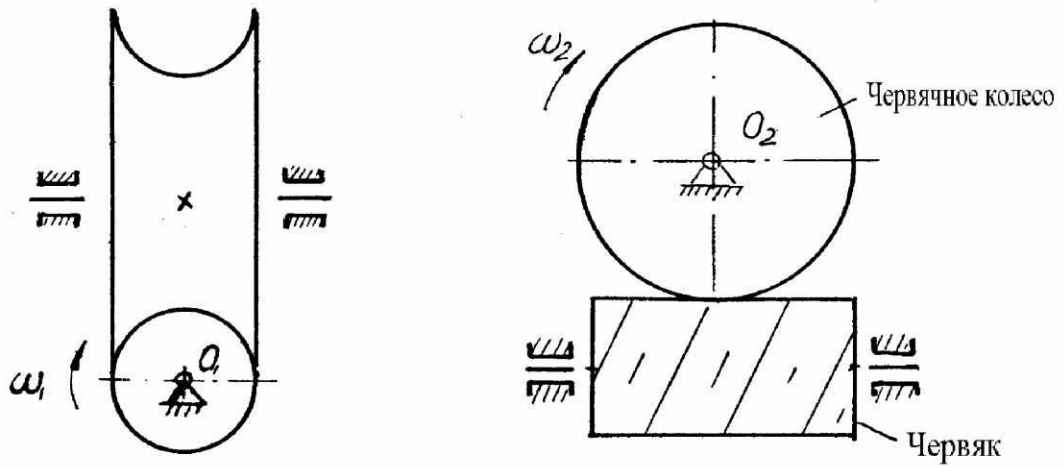


Рис.8

Передаточное отношение зубчатой пары с внешним зацеплением (рис.9) имеет знак «минус», так как ведущее и ведомое колеса вращаются в противоположных направлениях, передаточное отношение пары с внутренним зацеплением (рис.10) — знак «плюс».

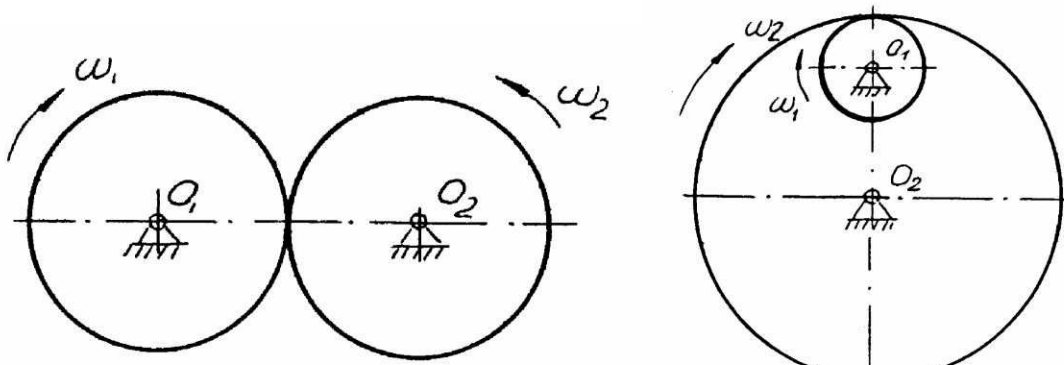


Рис.9

Рис.10

В случае реечного зацепления (рис.11) вращательное движение колеса с угловой скоростью  $\omega$  преобразуется в поступательное движение рейки со скоростью  $V_p = \omega r_n$ .

$$r_n = \frac{mz}{2},$$

где  $r_n$  — радиус начальной окружности колеса;  
 $m$ — модуль зацепления.

При повороте колеса на угол, равный  $360^\circ$ , рейка продвигается на величину шага  $t = \pi m$ .

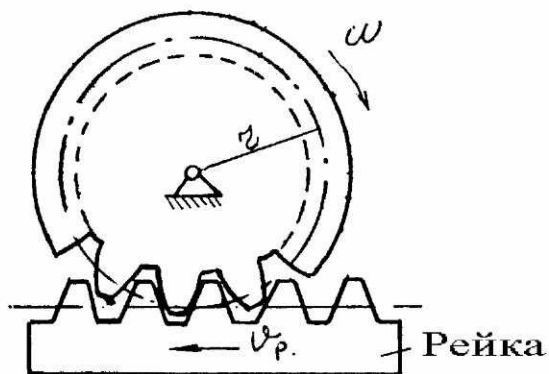


Рис.11

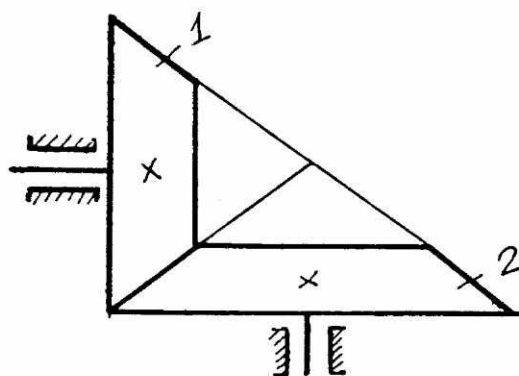


Рис.12

На рис.12 показана коническая зубчатая пара.

К зубчатым механизмам с подвижными осями относятся *планетарные* зубчатые механизмы (с одной степенью свободы) и *дифференциальные* зубчатые механизмы (с двумя степенями свободы). На рис.13 представлена одна из возможных схем дифференциального механизма.

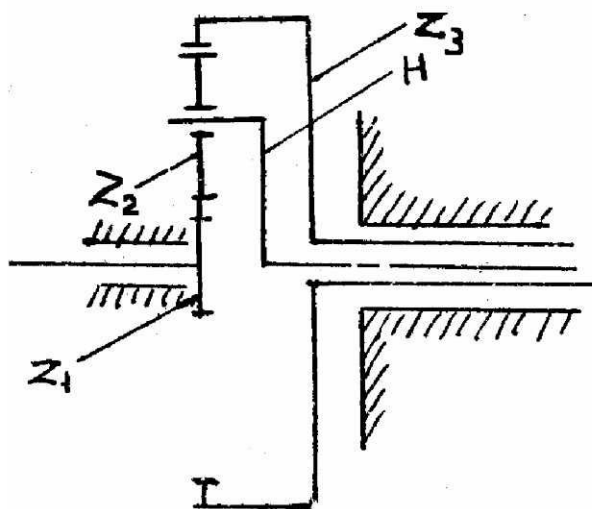


Рис.13

Соотношение между угловыми скоростями зубчатых колес и *водитом* дифференциального механизма определяется формулой:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \quad (4)$$

Индекс «н» указывает, что в данном случае водило является неподвижным звеном, 1-ведущее звено, 3-ведомое звено.

Если колесо  $z_3$  закрепить неподвижно, то мы получим планетарный механизм. Передаточное отношение от зубчатого колеса  $z_1$  к водилу планетарного механизма определяется формулой:

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)}. \quad (5)$$



Для подсчета кинетической энергии механизма, выбора подшипников при проектировании планетарных механизмов необходимо знать угловую скорость *сателлитов*. Поскольку скорость ведущего звена  $z_1$  задана и скорость водила может быть определена с использованием формулы (5), для определения угловой скорости сателлита необходимо знать передаточное отношение от центрального колеса  $z_1$  к сателлиту или от водила к сателлиту:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (6)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части выражения (6) на  $\omega_H$ , получим:

$$i_{12}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{i_{1H}^{(3)}}{i_{2H}^{(3)}} = \frac{1 - i_{13}^{(H)}}{1 - i_{23}^{(H)}} = \frac{1 - \frac{z_3}{z_1}}{1 + \frac{z_3}{z_2}}.$$

Тогда можно определить угловую скорость сателлита:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{1}{i_{13}^{(H)}}.$$

При определении передаточного отношения *редуктора* необходимо разделить его механизм на отдельные ступени. Прежде всего, следует выделить планетарную ступень, имея в виду, что в планетарную ступень входят водило, сателлиты и два центральных зубчатых колеса.

Планетарные и дифференциальные механизмы практически почти никогда не делаются с одним сателлитом, обычно сателлитов, входящих в зацепление с одними и теми же центральными колесами, несколько. Это делается для уменьшения сил инерции и разгрузки зубчатых колес механизма, уменьшения модуля зацепления и общих габаритов редуктора.

При определении числа степеней свободы следует иметь в виду, что все добавочные сателлиты (больше одного) являются пассивными связями.

## Лекция 6. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Образование и свойства эвольвенты. Методы обработки эвольвентных профилей зубьев. Основная теорема зацепления. Элементы зацепления. Рабочий участок профиля зуба. Коэффициент зацепления. Интерференция профиля зубьев.

**Некоторые основные понятия.** При изготовлении зубчатых колес методом обкатки инструмент изготавливается либо в виде зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев (долбяк), либо в виде зубчатой рейки с прямолинейными профилями зубьев (гребенка).

При нарезании зубчатого колеса его заготовке и инструменту сообщают то относительное движение, которое имели бы они, если бы находились в зацеплении. Инструмент имеет дополнительное возвратно-поступательное движение вдоль оси колеса, во время осуществления которого режущая кромка инструмента вырезает на заготовке эвольвентный профиль зуба.

На рис.14 показана схема нарезания зубьев методом обкатки с помощью гребенки. Заготовка I вращается с угловой скоростью  $\omega$  и движется поступательно со скоростью  $V = r_d \omega$ . Гребенка II совершает движение в направлении, перпендикулярном плоскости заготовки (плоскости чертежа). Профиль зубьев на колесе получается, как огибающая к ряду последовательных положений зубьев гребенки на заготовке.

Для того, чтобы нарезать *нулевое колесо*, необходимо гребенку установить так, чтобы модульная прямая (проходит посередине зубьев рейки) была удалена от центра заготовки на расстояние радиуса делительной окружности  $r_d$ , то есть делительная окружность заготовки обкатывалась без скольжения по модульной прямой. Тогда на нарезаемом колесе получаются зубья, толщина которых по делительной окружности будет равна ширине впадины.

Так как шаг гребенки одинаков по всем линиям, параллельным основанию, то при нарезании зубьев делительную окружность можно катить не только по модульной прямой, но и по любой прямой, параллельной ей. При этом на заготовке будут нарезаны зубья с правильным очертанием боковых профилей по эвольвенте, однако вид зубьев будет другой.

Пусть мы отодвинули рейку от центра заготовки колеса на величину  $a$ . Тогда при нарезании зубьев делительная окружность будет катиться без скольжения по линии 1-1. На рис.14 видно, что в этом случае толщина зуба гребенки на начальной прямой будет меньше ширины впадины. Значит, на нарезаемом колесе по делительной окружности толщина зуба будет больше, чем ширина впадины (так как при обкатке зуб рейки образует на заготовке впадину).

Зубчатые колеса, нарезанные методом обкатки с удалением гребенки от центра заготовки, по сравнению с нулевой установкой, при которой делительная окружность касается модульной прямой, называются *положительными колесами*, а дополнительное удаление  $a$  гребенки – *положительным смещением (сдвигом)*.

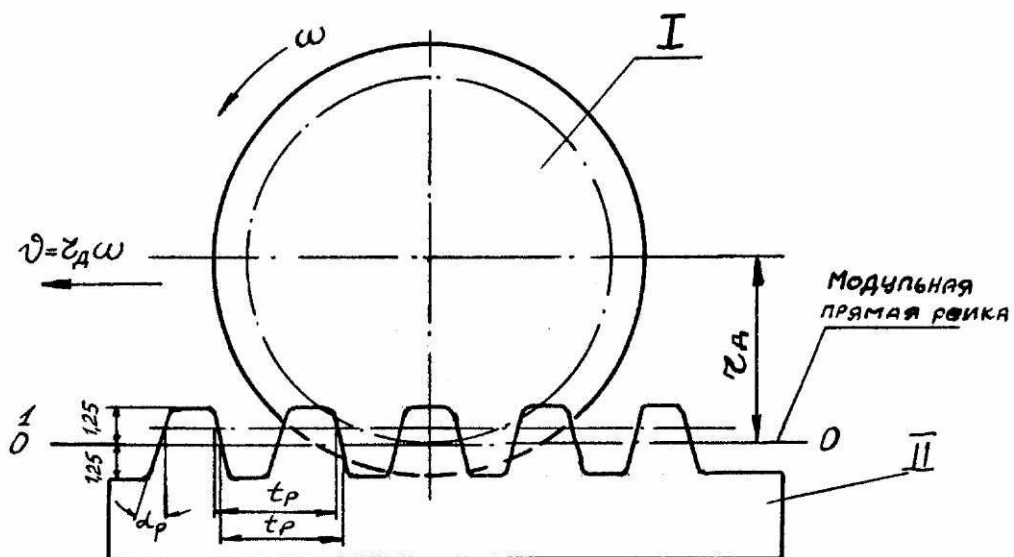


Рис.14

Можно задать гребенке *отрицательное смещение (сдвиг)*, то есть приблизить гребенку к центру заготовки по сравнению с нулевой установкой. Тогда также на заготовке будет нарезано целое число зубьев с очертанием их

бокового профиля по эвольвенте. Однако в этом случае толщина зуба по делительной окружности будет меньше ширины впадины. Такое колесо называется **отрицательным**.

Отношение смещения к модулю называется **коэффициентом смещения** (относительным сдвигом) и обозначается:  $x = \frac{a}{m}$ .

Изготовление положительных и отрицательных колес (так называемых **корректированных**) производится с целью увеличения прочности зубьев (устранение подреза профиля малого колеса), уменьшения наибольших значений удельного скольжения, уменьшения габаритов передачи (применение колес с малым числом зубьев), получения заданного межцентрового расстояния. Корректированные колеса могут быть введены в сцепление между собой и с нулевыми колесами.

Встречаются следующие зацепления. Нулевая передача: одно колесо положительное, а другое отрицательное с равным по величине сдвигом, либо оба нулевых колеса. Положительная передача: одно нулевое колесо, а другое положительное, либо положительное колесо с отрицательным, но сумма сдвига положительна. Остальные комбинации встречаются редко.

Геометрические параметры зубчатых колес:

- высота головки зубьев  $h_a = m, \text{мм}$
- высота ножки зубьев  $h_f = 1,25m, \text{мм}$

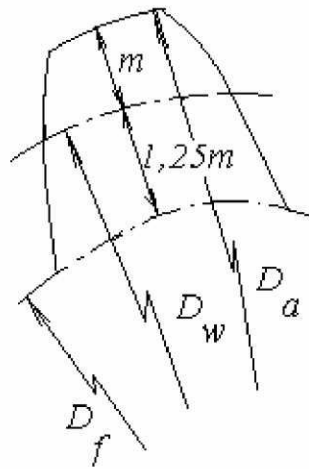


Рис.15

- диаметры начальных окружностей:

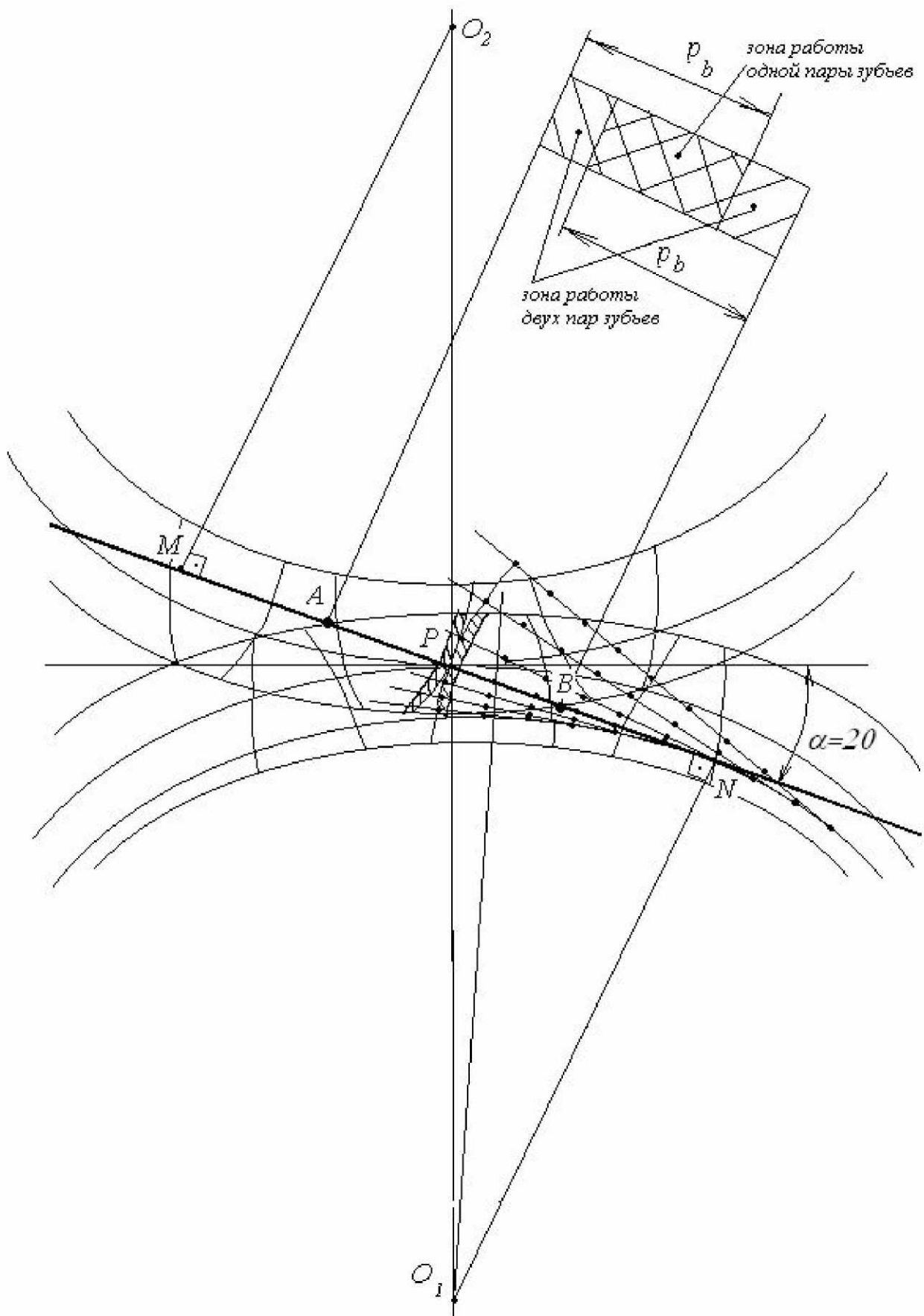
$$D_{w1} = mz_1, \text{мм}$$

$$D_{w2} = mz_2, \text{мм}$$

- диаметры выступов зубьев:

$$D_{a1} = D_{w1} + 2h_a = m(z_1 + 2), \text{мм}$$

$$D_{a2} = D_{w2} + 2h_a = m(z_2 + 2), \text{мм}$$



- диаметры впадин зубьев:

$$D_{f1} = D_{w1} - 2h_f = m(z_1 - 2,5), \text{ мм}$$

$$D_{f2} = D_{w2} - 2h_f = m(z_2 - 2,5), \text{ мм}$$

Межцентровое расстояние:

$$A = \frac{D_{w2} + D_{w1}}{2}, \text{ мм}$$

Шаг по начальной окружности:

$$p_w = \pi m, \text{ мм}$$

Подсчитав все размеры элементов зацепления и приняв угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$ , можно вычертить *внешнее эвольвентное зубчатое зацепление*. На зубьях непосредственно находящихся в зацеплении необходимо отметить рабочие участки зубьев, а также построить диаграмму работы зубьев. Для этого к практической линии зацепления восстанавливаем перпендикуляры, строим прямоугольник произвольной ширины и от каждой стороны откладываем отрезки равные шагу по основной окружности:  $p_b = p_w \cdot \cos \alpha, \text{ мм}$ . Заштриховываем зоны работы зубьев.

**Коэффициент перекрытия (зацепления):**

$$\varepsilon = \frac{AB}{p_b}$$

Анализ значения коэффициента перекрытия (*демонстрируется на примере*):

$$2 > \varepsilon = 1,6 > 1$$

$2 - 1,6 = 0,4$  - таким образом, 40% времени в зацеплении находится одна пара зубьев.

$1,6 - 1 = 0,6$  - таким образом, 60% времени в зацеплении находятся две пары зубьев.

## Лекция 7. Синтез многозвенных зубчатых механизмов.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Синтез многозвенных зубчатых передач с неподвижными осями. Планетарные коробки скоростей. Синтез многозвенных зубчатых передач с подвижными осями.

**Некоторые основные понятия.** Для получения больших передаточных отношений применяют соединения зубчатых колес.

**Последовательное соединение.** На промежуточных валах имеется по два колеса (рис.17). Общее передаточное отношение  $i_{общ}$  последовательного соединения равно произведению отдельных зубчатых пар, то есть

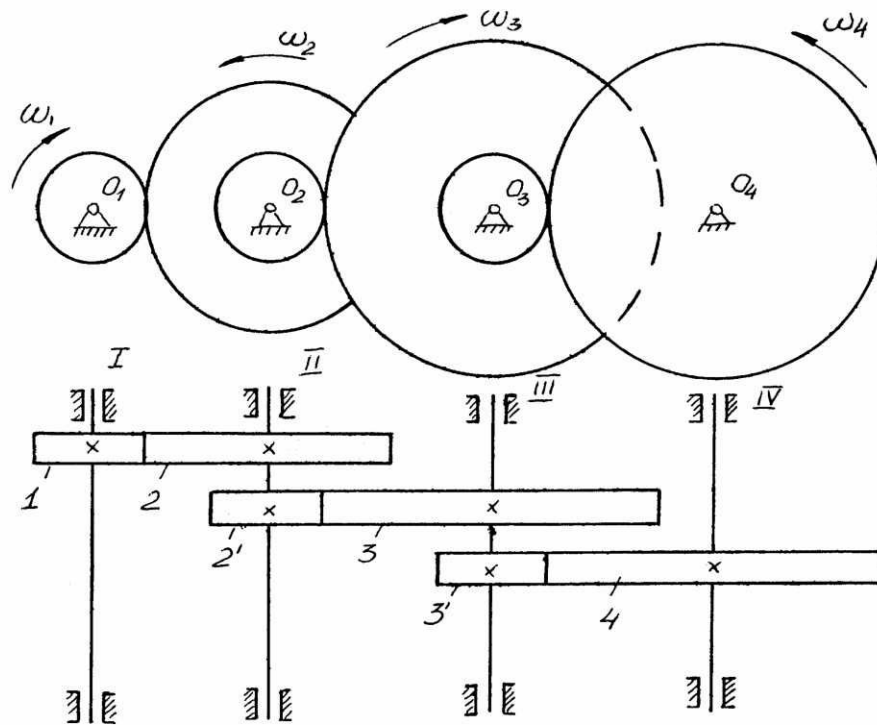


Рис.17

$$i_{\text{общ}} = i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34},$$

$$\text{где } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}; i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_2}; i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Через числа зубьев колес общее передаточное отношение последовательного соединения выражается следующим образом:

$$i_{\text{общ}} = i_{14} = (-1)^k \frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_2'} \frac{z_4}{z_3'}$$

Здесь в числителе— произведение чисел зубьев ведомых колес, а в знаменателе— ведущих колес. Знак общего передаточного отношения зависит от числа  $k$  пар внешнего зацепления: при четном числе  $k$ — «плюс», при нечетном числе  $k$ — «минус».

**Рядовое соединение колес.** На промежуточных валах расположено по одному колесу (рис.18). Общее передаточное отношение рядового соединения равно:

$$i_{\text{общ}} = i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = (-1)^k \frac{z_4}{z_1},$$

то есть передаточное отношение равно обратному отношению чисел зубьев крайних колес и не зависит от числа зубьев промежуточных колес, которые называются **паразитными**.

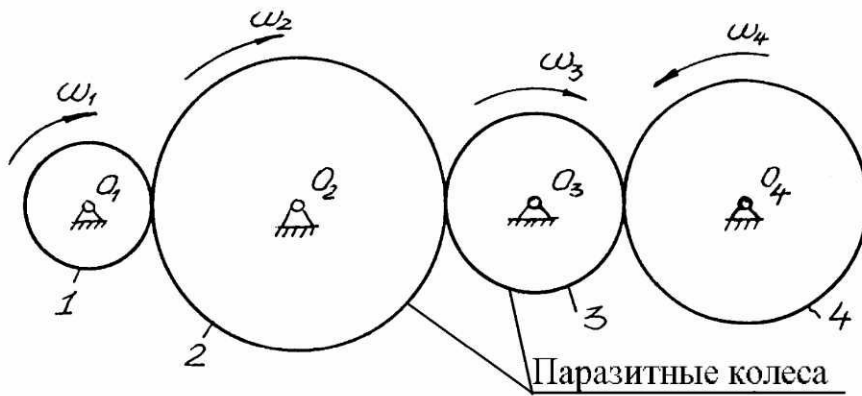


Рис.18

Рядовое соединение применяют для соединения валов, отстоящих на большое расстояние друг от друга, либо для изменения направления вращения ведомого вала.

Для ступенчатого изменения передаточного отношения применяют *коробки скоростей* (рис.19). При перемещении блока шестерен, посаженного на скользящую шпонку, вдоль вала I в зацепление вступают попарно колеса  $z_1-z_2$ ,  $z_3-z_4$  или  $z_5-z_6$ . В зависимости от этого могут быть получены следующие передаточные отношения:

$$i'_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; i''_{12} = -\frac{z_4}{z_3}; i'''_{12} = -\frac{z_6}{z_5}.$$

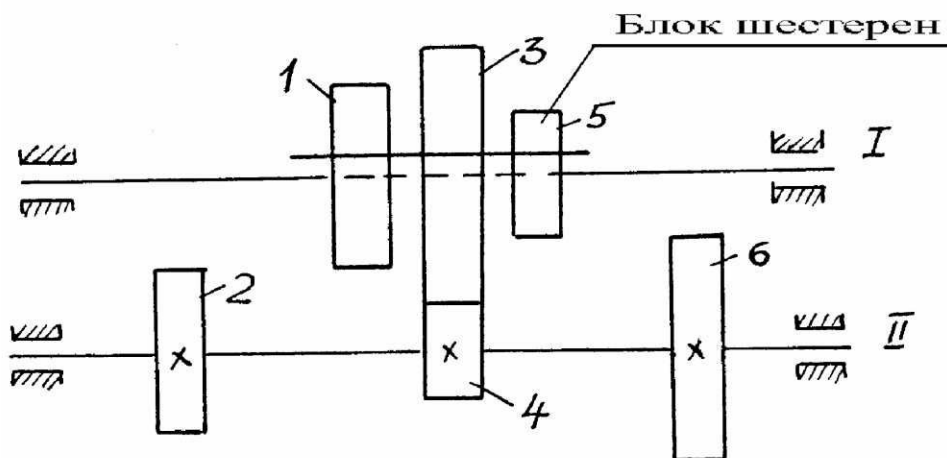


Рис.19

Величина общего передаточного отношения может быть определена опытным путем. Для этого мелом наносят отметки на ведущий и ведомый валы, а также на корпус. Повернув ведущий вал на несколько оборотов, подсчитывают число оборотов ведомого вала. Например, если при повороте ведущего вала на 6 оборотов, ведомый вал сделал 7 оборотов, то общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = \frac{6}{7}.$$

**Лекция 8. Механизмы передач с гибкими звеньями.  
Винтовые механизмы.**

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Ременные механизмы. Цепные механизмы. Канатные механизмы. Волновая передача. Винтовые механизмы. Резьба, относительное движение.

**Некоторые основные понятия.**

Под *гибкими звеньями* понимают ремни, канаты, цепи, нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определенную связь между движениями этих звеньев.

Передаточное отношение:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{R_2}{R_1}$$

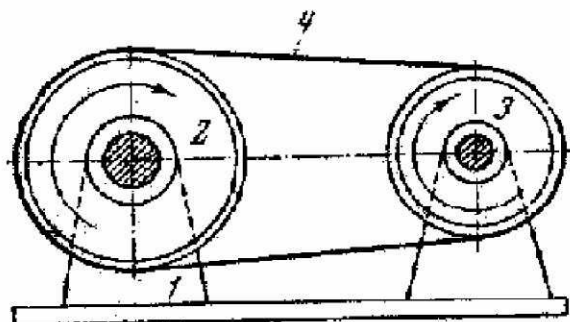


Рис.20 Механизм с гибким звеном (открытая ременная передача)

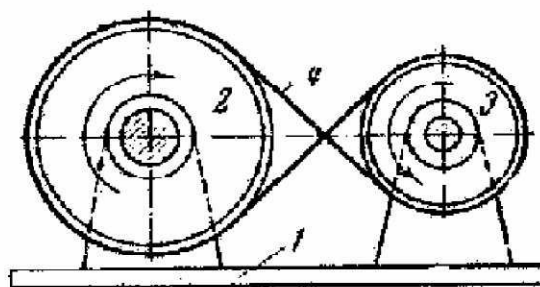


Рис.21. Механизм с гибким звеном (перекрестная ременная передача)

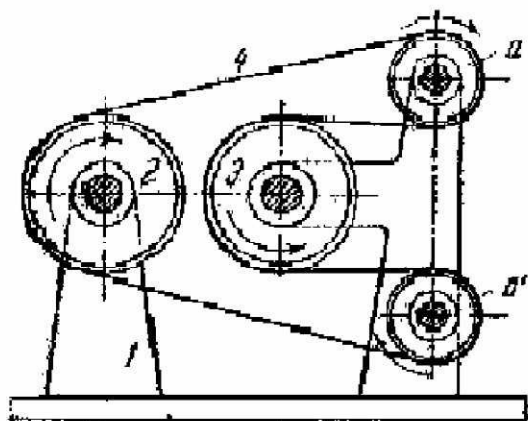


Рис.22. Механизм с гибким звеном и направляющими роликами

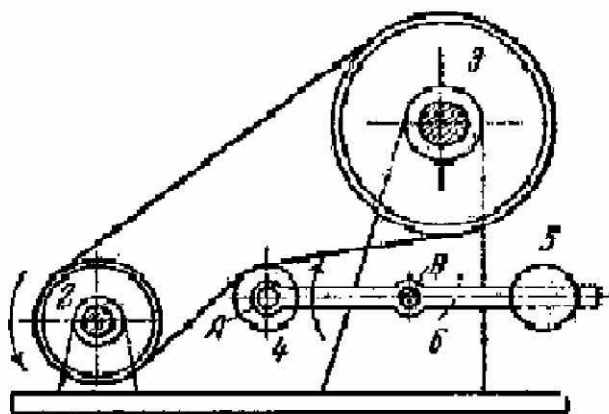


Рис.23. Механизм с гибким звеном и натяжным роликом

Винтовые механизмы- это механизмы, содержащие винтовую пару. Винт и гайка образуют кинематические пары со стойкой или другими звеньями. Винт и гайка имеют винтовую поверхность- резьбу, характеризующуюся профилем, ходом резьбы и углом подъема резьбы.



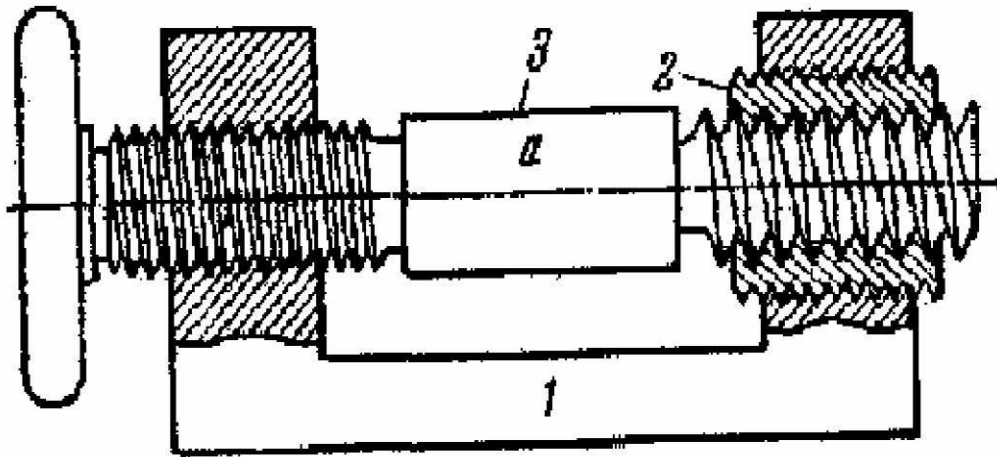


Рис.24. Трехзвенный винтовой механизм

Относительное движение звеньев винтовой пары представляет собой вращение звеньев вокруг оси и поступательное перемещение вдоль оси пары.

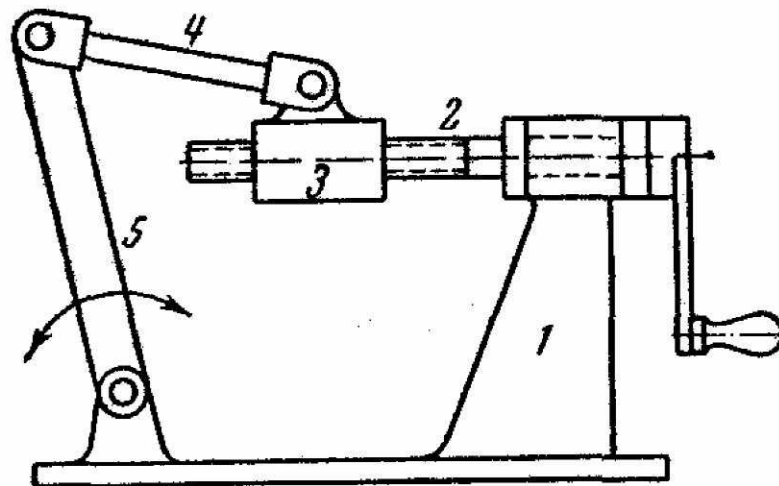


Рис.25. Винто-рычажный механизм для перемещения коромысла

### Лекция 9. Механизм универсального шарнира. Механизм двойного универсального шарнира.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Кинематические схемы механизмов. Передаточное отношение. Неравномерность хода.

#### Некоторые основные понятия.

Универсальный шарнир (рис.26) представляет собой сферический четырехзвенник, т.е. механизм, состоящий из четырех звеньев, соединенных вращательными парами, оси которых проходят через одну общую точку.

Механизм предназначен для передачи вращения между пересекающимися осями I и II с межосевым углом  $\alpha$ , который в процессе работы может изменять свою величину.

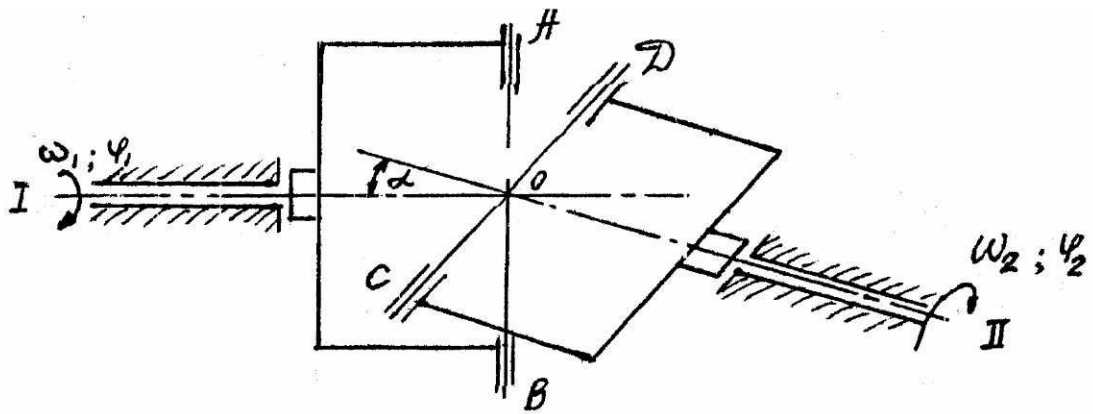


Рис.26

Особенностью данной передачи является неравномерность вращения ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала. Зависимость между углами поворота валов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \varphi_2' = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha} \quad (7)$$

Продифференцировав по времени выражение (7) и освободившись от угла  $\varphi_2$ , определим передаточное число шарнирного механизма:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1}{\cos \alpha} \quad (8)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  - угловые скорости шарниров.

Из формулы (8) следует, что передаточное число универсального шарнира - величина переменная. При увеличении угла  $\alpha$ , как это видно из графика на рис.27, неравномерность вращения возрастает.

Коэффициент неравномерности  $\delta = \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Для передачи вращения с одинаковыми угловыми скоростями применяют двойной универсальный шарнир, например, в силовой передаче автомобиля.

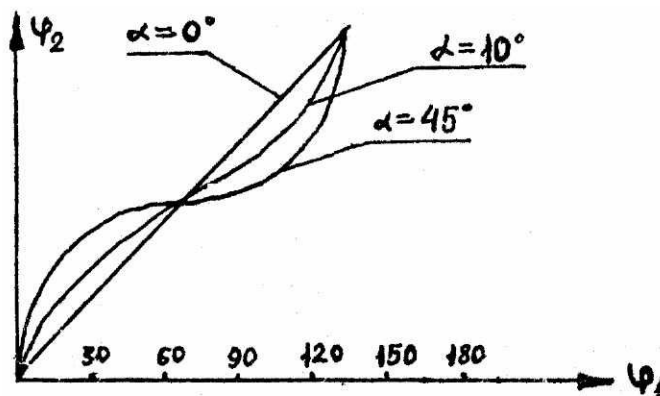


Рис.27

**Механизм двойного универсального шарнира (механизм Кардана).** При симметричном расположении валов угловые скорости ведущего и ведомого валов будут постоянными и равными между собой, при этом промежуточный вал вращается неравномерно.

**Лекция 10. Механизмы фрикционных передач. Мальтийский механизм.  
Гидравлические пневматические механизмы.**

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Механизмы бесступенчатых передач. Коническая и цилиндрическая фрикционные передачи. Коэффициент относительного скольжения. Гидравлические и пневматические механизмы. Гидро- и пневмопривод.

**Некоторые основные понятия.**

Механизмы, в которых для передачи движения между соприкасающимися звеньями используется трение, называются *фрикционными*. Существуют фрикционные механизмы с постоянным и регулируемым передаточным отношением.

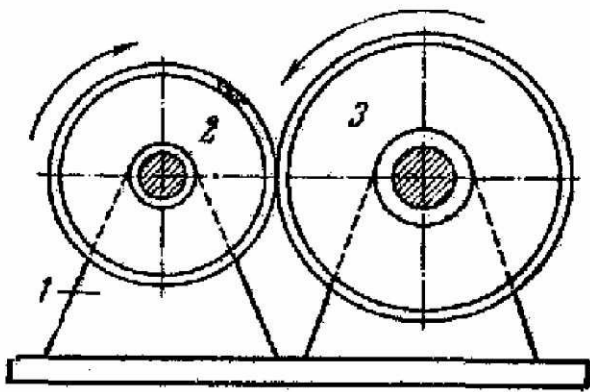


Рис.28 Механизм фрикционных цилиндрических колес

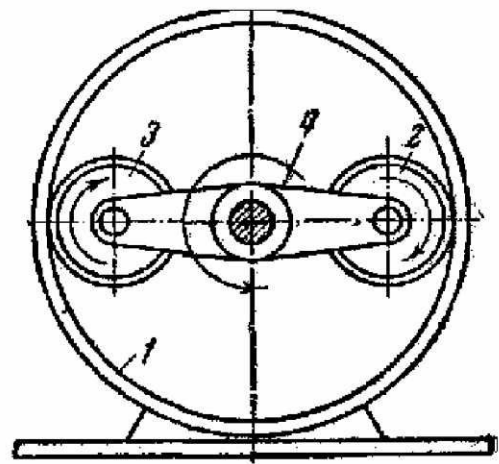


Рис.29 Фрикционный планетарный механизм

Регулировать передаточное отношение позволяют, например, механизмы *лобовой фрикционной передачи*.

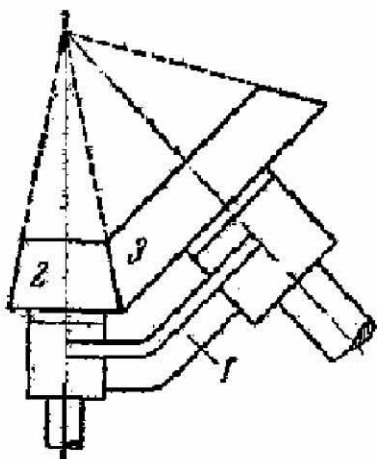


Рис.30. Механизм конических фрикционных передач

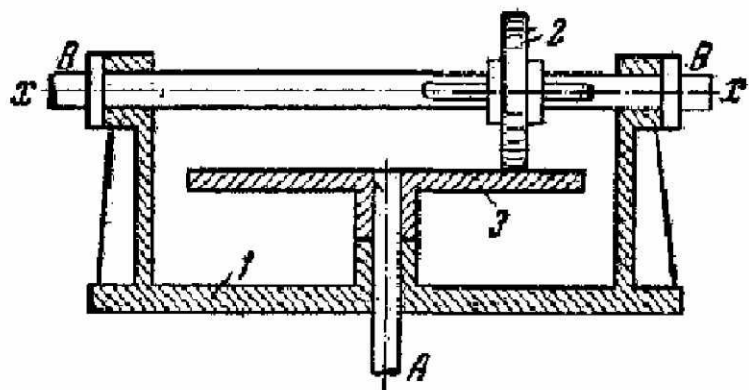


Рис.31. Лобовая фрикционная передача

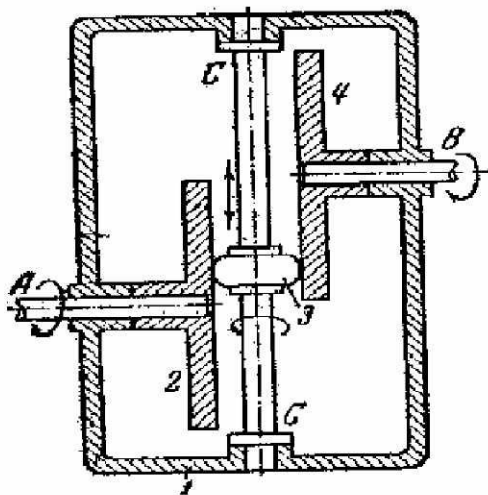


Рис.32. Фрикционный механизм двойной лобовой передачи

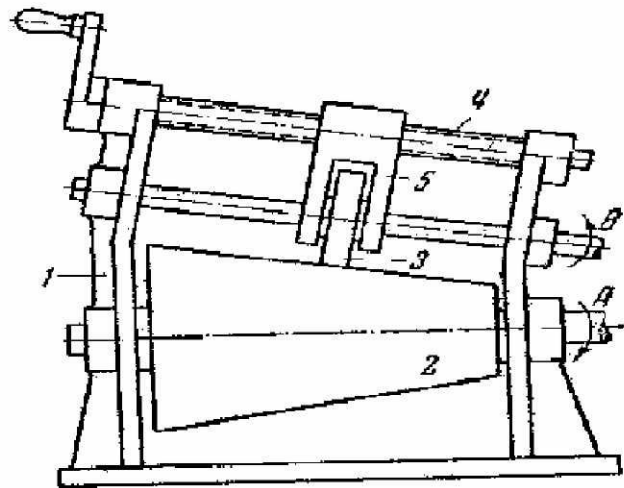


Рис.33. Фрикционный механизм бесступенчатой передачи между пересекающимися осями колеса и ролика

**Мальтийский механизм** - это механизм, предназначенный для преобразования непрерывного движения звена 1 (кривошип) во вращательное движение звена 2 (мальтийский крест) с периодическими остановками (рис.34). Обычно мальтийский крест имеет от 4 до 20 пазов, а также один или два кривошипа. Конструктивно звено 1 состоит из двух деталей: кривошипа с роликом и запорной шайбы. Звено 1 совершает непрерывное вращательное движение, при этом один оборот звена имеет две фазы движения: рабочий ход и холостой ход. Во время рабочего хода кривошип звена 1 поворачивает на определенный угол мальтийский крест, а во время холостого хода мальтийский крест должен быть неподвижен, что обеспечивается запорной шайбой.

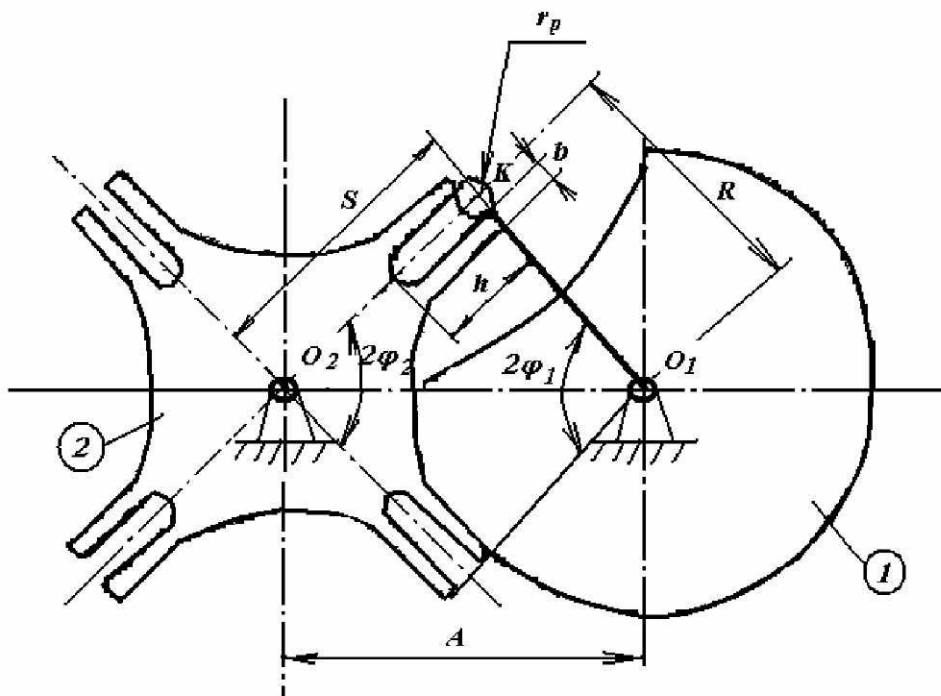


Рис.34

**Гидравлическим** называется механизм, в котором преобразование движения происходит посредством как твердых тел, так и жидкости.

В случаях, когда промежуточной средой является газ, речь идет о **пневматических механизмах**. Тогда насос заменяется на источник сжатого воздуха, а вместо соединения с резервуаром, выполняется выход в атмосферу.

## Лекция 11. Динамический анализ механизмов.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Силы, действующие на звенья механизмов. Определение сил инерции звена. Кинетостатический анализ механизмов.

**Некоторые основные понятия.**

**Движущие силы**- это те силы из числа приложенных к звеньям механизма, которые стремятся ускорить движение ведущего звена, их элементарная работа положительна.

**Силы сопротивления**- это те силы из числа приложенных к звеньям механизма, которые стремятся замедлить движение ведущего звена, их элементарная работа отрицательна. Различают силы **полезного и вредного сопротивления**.

Под действием сил, приложенных к машине, угловая скорость главного вала машины изменяется в течение периода установившегося движения машины, колеблясь около некоторого ее среднего значения.

Величина разности между наибольшим и наименьшим значениями угловой скорости зависит при заданных силах от величины приведенного к главному валу момента инерции машины. Чем больше приведенный момент, тем меньше эта разность. Таким образом, увеличивая приведенный момент инерции машины, можно уменьшить величину разности  $\omega_{\max} - \omega_{\min}$ .

Величина этой разности учитывается коэффициентом неравномерности хода машины

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}$$

Практикой установлены верхние пределы значений коэффициента  $\delta$  для различных типов машин, эти значения снесены в таблицы и приводятся в литературе по ТММ.

Для увеличения приведенного момента инерции машины чаще всего на главном валу машины устанавливают твердое тело, имеющее форму диска или обода со спицами, которое называется маховым колесом, или **маховиком**.

Задача заключается в определении такого момента инерции маховика относительно оси вращения главного вала, при котором были бы обеспечены пределы колебания угловой скорости главного вала в течение установившегося движения, заданные коэффициентом неравномерности  $\delta$ .

Решая поставленную задачу, пользуются известным приемом динамики машин, в соответствии с которым исследование движения всей машины заменяется исследованием движения одного звена (звена приведения). В качестве звена приведения часто принимают главный вал машины.

Для определения приведенного момента маховика рекомендуется применить метод Виттенбауэра, являющийся наиболее удачным в методическом отношении по сравнению с другими. Метод заключается в определении момента инерции маховика построением *диаграммы эргомасс*, которая строится исключением параметра  $\varphi$  из диаграмм изменения кинетической энергии механизма и приведенного момента инерции, для чего предварительно должны быть построены диаграммы приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления, работы движущих сил и сил сопротивления.

При определении закона движения механизма массы всех подвижных звеньев заменяют массой звена приведения. Если звено приведения совершает вращательное движение, то пользуются понятием *приведенного момента инерции*.

$$m_{np} = \frac{2 \sum E_i}{V_{np}^2} = \frac{\sum m_i * V_{si}^2 + \sum J_{si} * \omega_i^2}{V_{np}^2}$$

$$J_{np} = \frac{2 \sum E_i}{\omega_{np}^2} = \frac{\sum m_i * V_{si}^2 + \sum J_{si} * \omega_i^2}{\omega_{np}^2}$$

где  $V_{si}$  - линейная скорость центра тяжести  $i$ -того звена;

$m_i$  - масса  $i$ -того звена;

$\omega_i$  - угловая скорость  $i$ -того звена;

$J_{si}$  - центральный момент инерции  $i$ -того звена.

## Лекция 12. Механическая характеристика машины.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Механическая характеристика машины. Условия статической определенности кинематических цепей.

**Некоторые основные понятия.**

*Механическая характеристика машины*- это зависимость момента  $M$ , приложенного либо к едущему валу рабочей машины, либо к ведомому валу двигателя от угловой скорости этих валов.

Для двигателей характерно уменьшение вращающего момента при увеличении угловой скорости. Механические характеристики рабочих машин имеют восходящий характер.

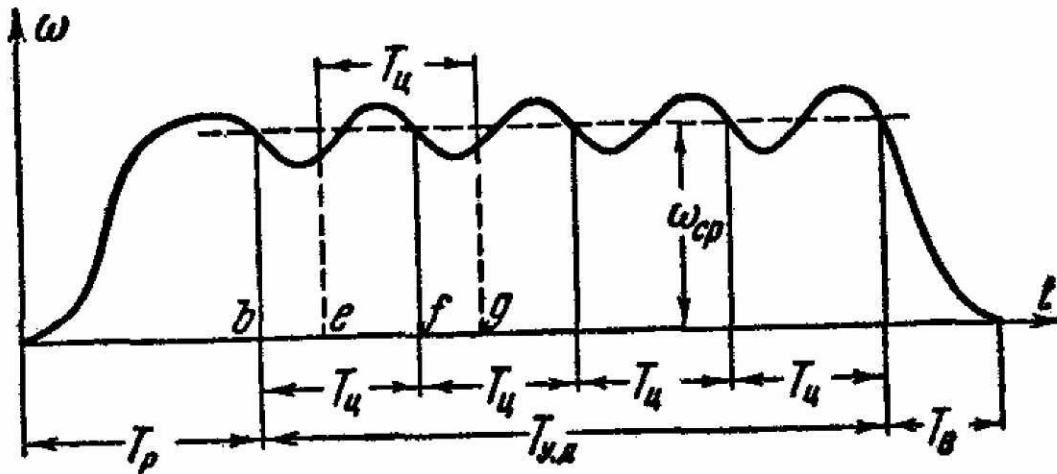


Рис.35. Тахограмма механизма

**Лекция 13. Движение механизмов машины под действием приложенных сил.**

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** План силы. Приведенная масса и приведенный момент механизма. Приведение сил в механизмах. Уравнение кинетической энергии механизма. Режим движения машины. Механический КПД, КПД типовых механизмов. Дифференциальное уравнение движения механизма.

**Некоторые основные понятия.**

При подъеме груза  $Q$  с помощью винта (рис.36) в резьбе возникает трение, величина которого оценивается моментом

$$M_{тр} = Q \frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho) \tag{9}$$

где  $d_{ср}$ - средний диаметр резьбы (рис.37);

$\lambda$ - угол подъема винтовой линии;

$\rho$ - угол трения, равный  $\operatorname{arctg} f$  ;

$f$ - коэффициент трения.

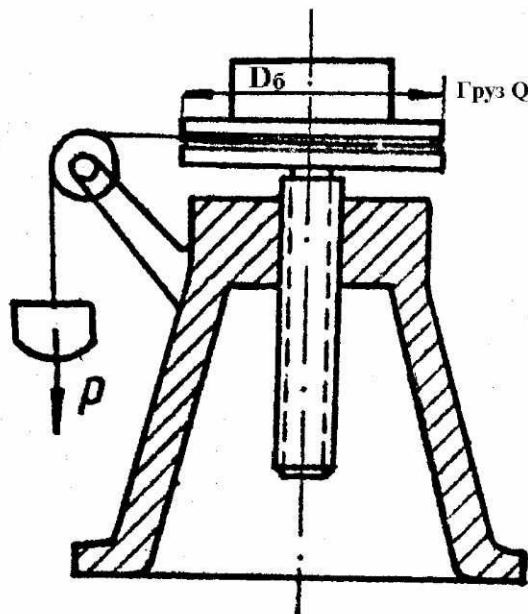


Рис.36

На рис.37 показана развертка винтовой линии резьбы на среднем диаметре, на основании него получим:

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}} \quad (10)$$

где  $S$ - шаг резьбы.

Для преодоления сопротивления подъема груза к винту необходимо приложить движущий момент:

$$M_{дв} = P \frac{D_6}{2} \quad (11)$$

где  $D_6$ - диаметр барабана.

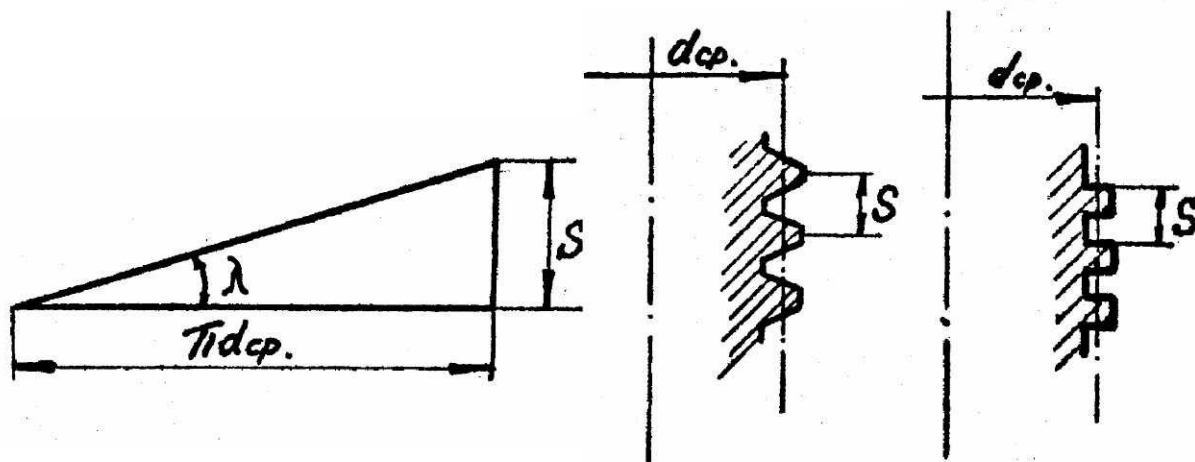


Рис.37

Движущая сила  $P$  передается на барабан по шнуру, прикрепленному одним концом к барабану и перекинутому через блок. При равномерном подъеме груза  $Q$  моменты  $M_{дв}$  и  $M_{тр}$  равны между собой. Приравнивая правые части выражений (9) и (11) и решая относительно  $\rho$ , получим:

$$\rho = \operatorname{arctg} \frac{P \cdot D_6}{Q \cdot d_{cp}} - \lambda \quad (12)$$

Коэффициент трения в резьбе:

$$f = \operatorname{tg} \rho \quad (13)$$

При повороте винта на один оборот движущая сила  $P$  совершит работу, равную:

$$A_{дв} = P \cdot \pi D_6 \quad (14)$$

За это же время груз  $Q$  поднимется на величину  $S$  и, следовательно, работы силы полезного сопротивления  $Q$  будет равна:

$$A_{п.с.} = Q \cdot S \quad (15)$$

Отношение работы силы полезного сопротивления к работе движущей силы называется *коэффициентом полезного действия*. Поэтому:

$$\eta = \frac{A_{п.с.}}{A_{дв}} = \frac{Q \cdot S}{P \cdot \pi D_6} \quad (16)$$

#### Лекция 14. Неравномерность хода машины при установившемся движении.



**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Балансировка роторов. Уравновешивание сил с помощью противовесов и разгружающих устройств. Исследование установившегося движения по диаграмме энергомасс.

**Некоторые основные понятия.**

Ротором в теории балансировки называют любое звено механизма, совершающее вращательное движение. Балансировка роторов приобрела особое значение в связи с повышением частоты вращения звеньев, приводящим к резкому увеличению сил и моментов сил инерции от неуравновешенных масс. Уравновешивание действия сил инерции и моментов сил инерции вращающихся звеньев относится к наиболее актуальным задачам современного машиностроения.

Для полного устранения динамических нагрузок на опоры ротора, главный вектор сил инерции и момент сил инерции должны быть равны нулю в любой момент движения:  $P_u=0, M_u=0$ .

Решение задачи уравновешивания вращающихся деталей заключается в подборе их масс, обеспечивающем полное или частичное гашение добавочных инерционных нагрузок на опоры.

Из механики известно, что свободно вращающееся тело не оказывает динамических воздействий на опоры в том случае, когда центр тяжести тела лежит на геометрической оси вращения и ось вращения является главной центральной осью инерции. Выполнение первого условия называют статической балансировкой, выполнение обоих условий - динамической балансировкой.

Сбалансированное звено будет находиться в состоянии равновесия при повороте вокруг оси на любой угол.

Практика уравновешивания идет по пути динамической балансировки всей вращающейся системы в целом с помощью двух противовесов. При этом одновременно выполняются условия статической и динамической уравновешенности.

Пусть имеется ротор с пятью плоскостями, перпендикулярными к оси вращения (рис.38). Во всех пяти плоскостях сделаны радиальные прорези, в которых могут быть установлены определенные массы. Прорези необходимы для изменения положения массы относительно оси вращения. Плоскости могут поворачиваться вокруг оси вращения, изменяя углы  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ . Допустим, в плоскостях I, II, III установлены неуравновешенные массы  $m_1, m_2, m_3$ . Положения неуравновешенных масс в плоскостях заданы радиус-векторами  $r_1, r_2, r_3$ . Углы смещения этих масс относительно произвольно выбранной оси соответственно  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ . Крайние плоскости A и B, располагающиеся по возможности ближе к опорам, считаются плоскостями приведения (коррекции). Положения плоскостей I, II и III относительно плоскости приведения A определяется соответственно координатами  $z_1, z_2, z_3$ . Противовесы устанавливаются в плоскостях A и B, расстояние между ними L.

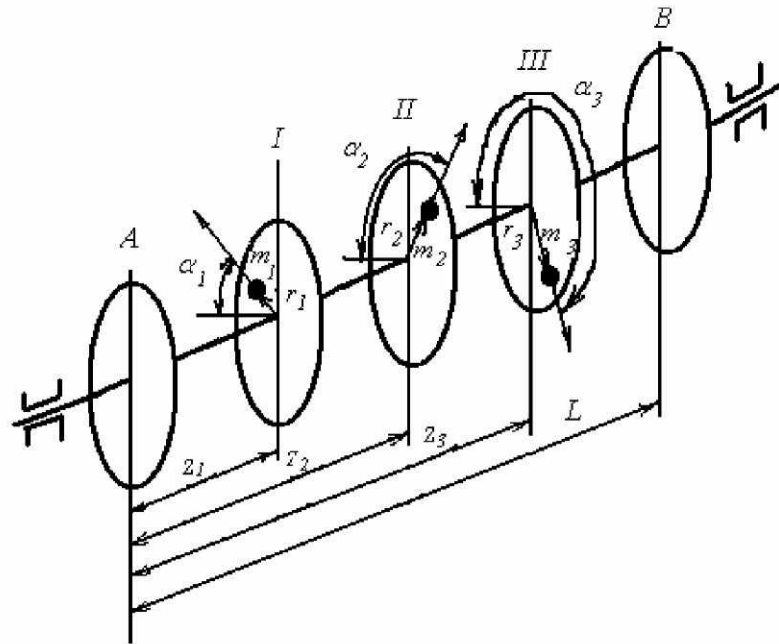


Рис.38

Для оценки неуравновешенности вводится понятие дисбаланса. *Дисбаланс*-векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы на ее эксцентриситет относительно оси ротора.

Приведем к плоскостям *A* и *B* дисбалансы  $D_1=m_1r_1$ ,  $D_2=m_2r_2$ ,  $D_3=m_3r_3$  всех неуравновешенных масс, то есть заменим каждый вектор дисбаланса двумя параллельными ему и расположенными в плоскостях приведения по закону расположения параллельных сил:

$$D_{1A} = D_1 \frac{L-z_1}{L} \quad D_{2A} = D_2 \frac{L-z_2}{L} \quad D_{3A} = D_3 \frac{L-z_3}{L} \quad (17)$$

$$D_{1B} = D_1 \frac{z_1}{L} \quad D_{2B} = D_2 \frac{z_2}{L} \quad D_{3B} = D_3 \frac{z_3}{L}$$

В результате в каждой плоскости приведения имеем по три вектора дисбаланса (рис.39). Для компенсации дисбаланса необходимо построить силовой многоугольник согласно уравнениям:

$$D_1^A + D_2^A + D_3^A + D_{yp}^A = 0 \quad (18)$$

$$D_1^B + D_2^B + D_3^B + D_{yp}^B = 0$$

где  $D_{yp}^A, D_{yp}^B$  - уравновешивающие дисбалансы в плоскостях *A* и *B*.

Из многоугольников, изображенных на рис.40, находят  $D_{yp}^A$  и  $D_{yp}^B$ , затем задаваясь уравновешивающими массами  $m_{yp}^A$  и  $m_{yp}^B$ , определяют радиусы  $r_{yp}^A$  и  $r_{yp}^B$ . Углы, под которыми должны быть расположены векторы  $D_{yp}^A$  и  $D_{yp}^B$  в плоскостях *A* и *B*, также определяют из построения силовых многоугольников (рис.40).

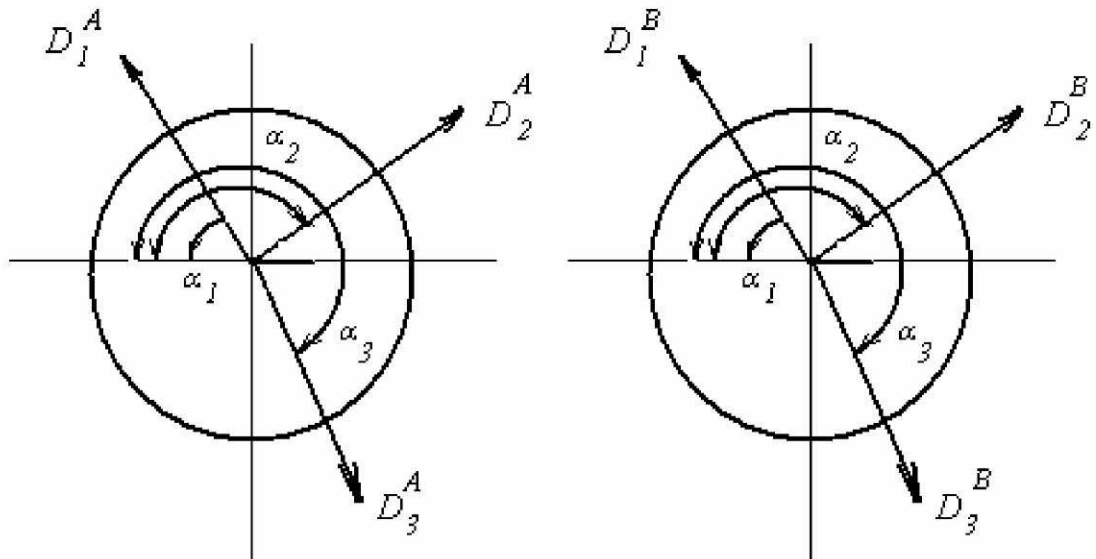


Рис.39

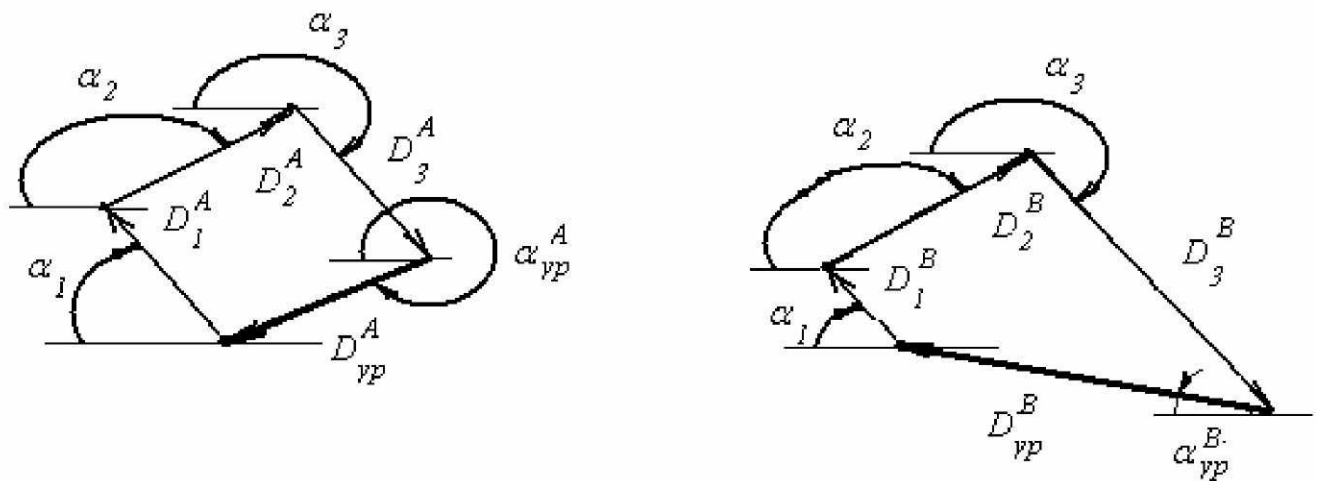


Рис.40

Диаграмма энергомасс строится исключением параметра  $\varphi$  из графиков  $\Delta E = \Delta E(\varphi)$  и  $J_{np} = J_{np}(\varphi)$ . К полученной диаграмме проводятся касательные под углами  $\psi_{\max}$  и  $\psi_{\min}$ .

$$\operatorname{tg} \psi_{\max} = \frac{1}{2} \frac{K_J}{K_{\Delta E}} * \omega_{cp}^2 * (1 + \delta),$$

$$\operatorname{tg} \psi_{\min} = \frac{1}{2} \frac{K_J}{K_{\Delta E}} * \omega_{cp}^2 * (1 - \delta),$$

где  $\omega_{cp} = \omega_{кр}$

$\delta$  - коэффициент неравномерности

Касательные отсекают на вертикали отрезок  $kl$ , тогда момент инерции маховика может быть рассчитан по формуле:

$$J_M = \frac{kl * K_{\Delta E}}{\omega_{cp}^2 * \delta}, [кг * м^2]$$

Если  $\psi_{\max}$  и  $\psi_{\min}$  имеют значения близкие к  $90^\circ$ , то касательные пересекут вертикаль далеко за пределами чертежа. Поэтому отрезок  $kl$  определяют аналитически следующим образом.

Из треугольника  $\Delta omk$  (рис.41) следует:

$$tg\psi_{\max} = \frac{ok}{om} \Rightarrow ok = om * tg\psi_{\max}$$

Из треугольника  $\Delta onl$  следует:

$$tg\psi_{\min} = \frac{ol}{on} \Rightarrow ol = on * tg\psi_{\min}$$

(длины  $om$  и  $on$  [мм] определяют по диаграмме).

Тогда  $kl=ol-ok$  [мм]

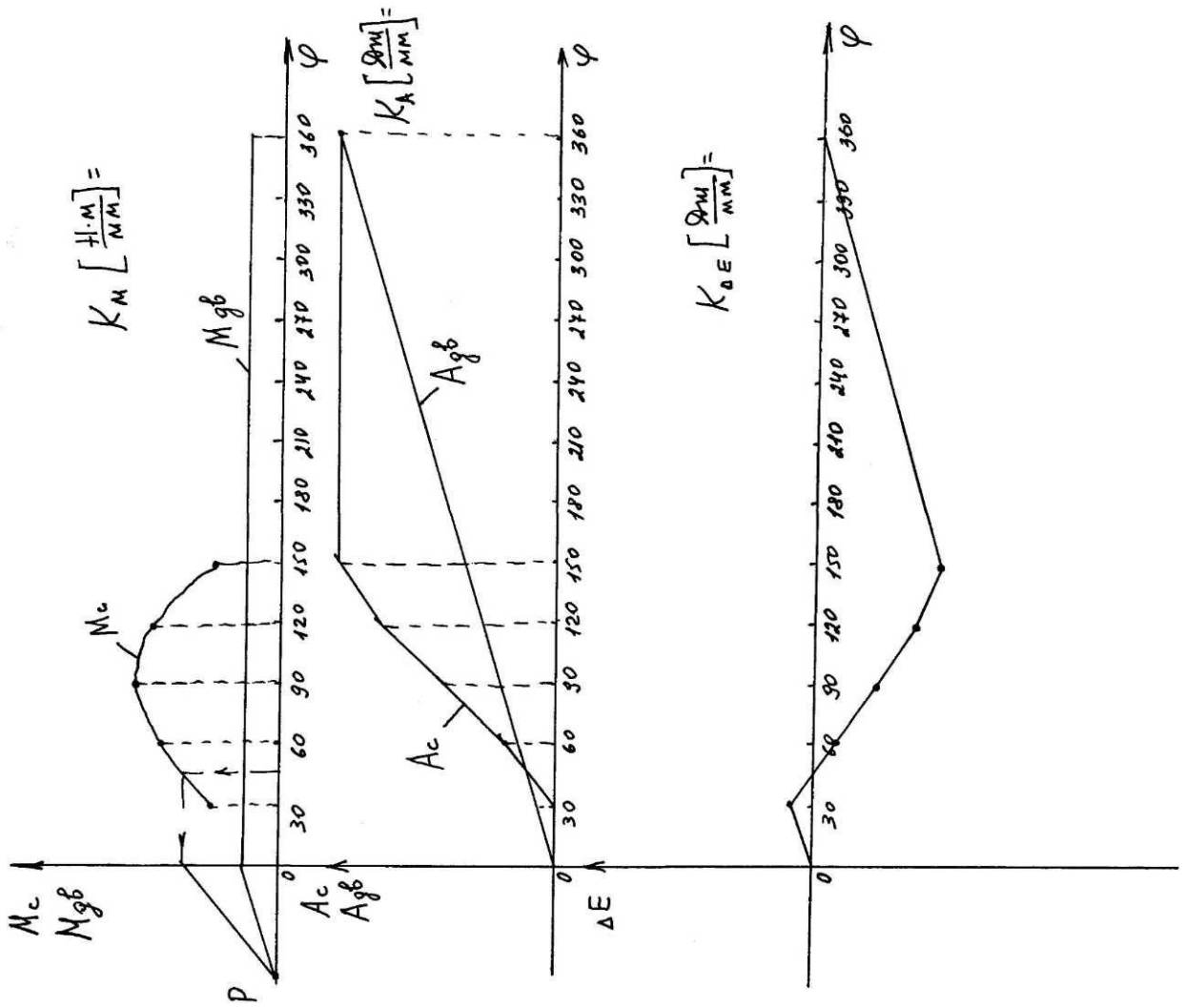
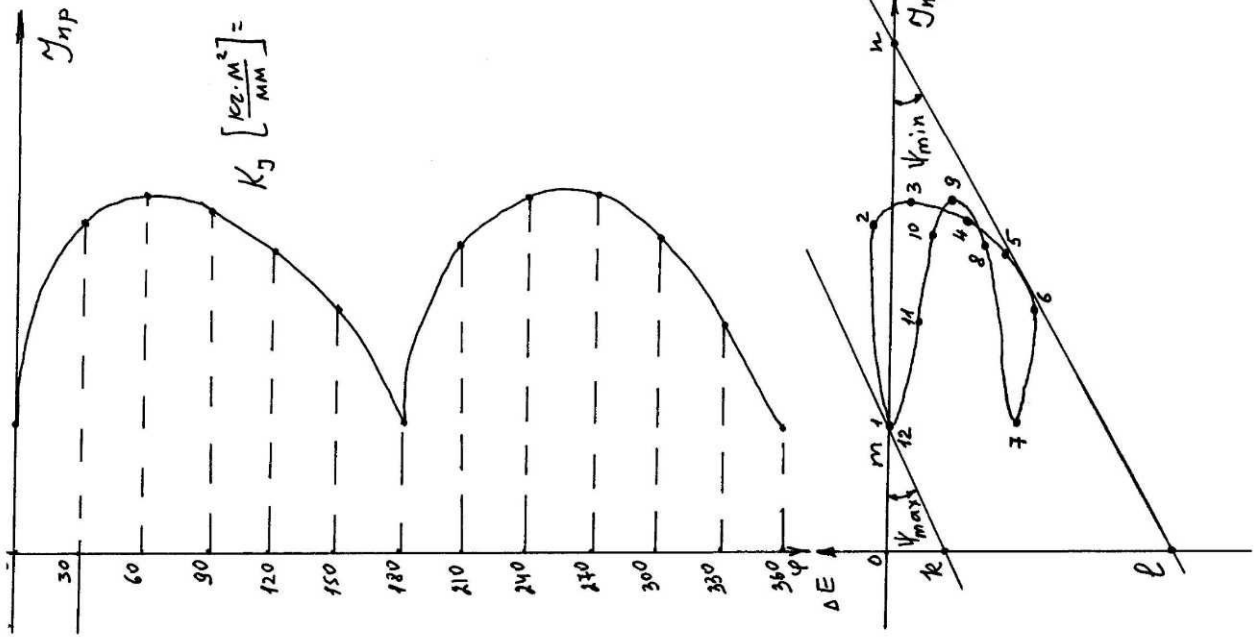


Рис. 41

## Лекция 15. Трение в кинематических парах.

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Трение в поступательных парах. Трение во вращательных кинематических парах. Трение в высших кинематических парах. Трение гибких тел. Жидкостное трение.

**Некоторые основные понятия.**

**Сила трения** - сопротивление, возникающее на поверхности двух соприкасающихся тел при относительном их движении. Сопротивление возникает в результате шероховатости соприкасающихся тел, в зоне фактического контакта происходит сцепление, возникают упругие, вязкие и пластические деформации, развиваются силы молекулярного взаимодействия.

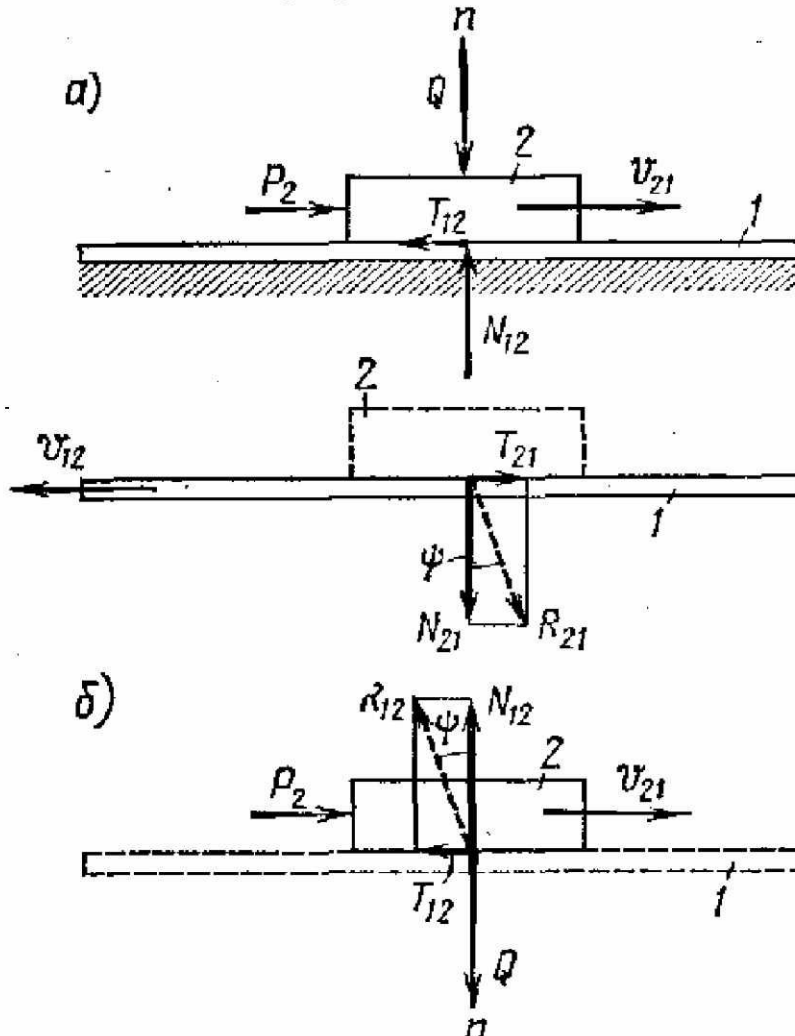


Рис.42. Действие сил в поступательной паре

По видам относительного движения различают: *трение скольжения* (в высших и низших кинематических парах) и *трение качения* (в высших парах).

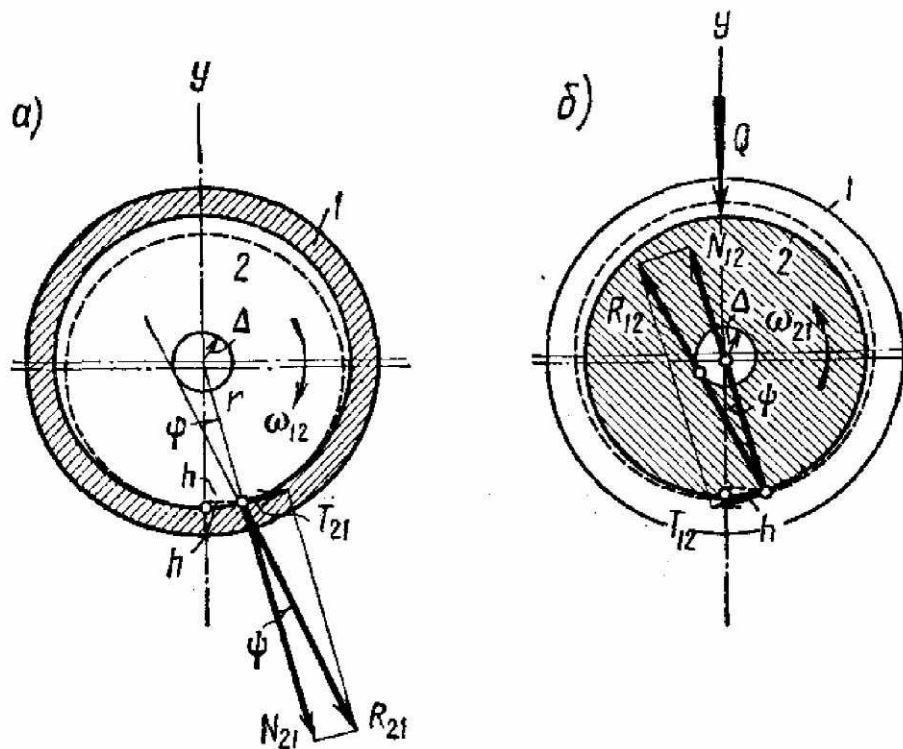


Рис.43. Действие сил во вращательной паре

**Лекция 16. Виброзащита механизмов и машин. Уравновешивание вращающихся звеньев.**

**Вопросы, рассматриваемые на лекции.** Ударная и вибрационная защита машин. Снижение виброактивности источников колебаний. Виброгашение (активная виброизоляция). Виброизоляция (пассивная виброизоляция). Колебания в механизмах.

**Некоторые основные понятия.**

**Виброзащита-** совокупность методов и средств оценки виброактивности и уменьшения уровня вибраций.

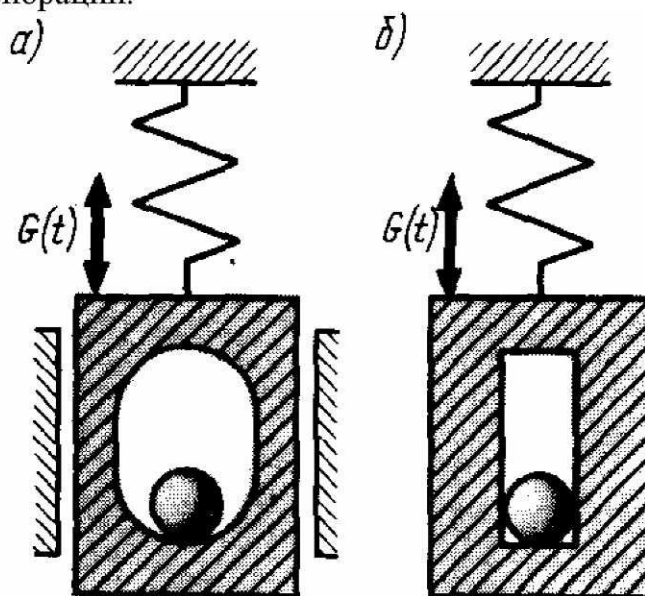


Рис.44. Катковый инерционный динамический гаситель

При постановке задач виброзащиты в исследуемой системе выделяют: *источник колебаний, объект виброзащиты, связи, соединяющие источник колебаний и объект виброзащиты.*

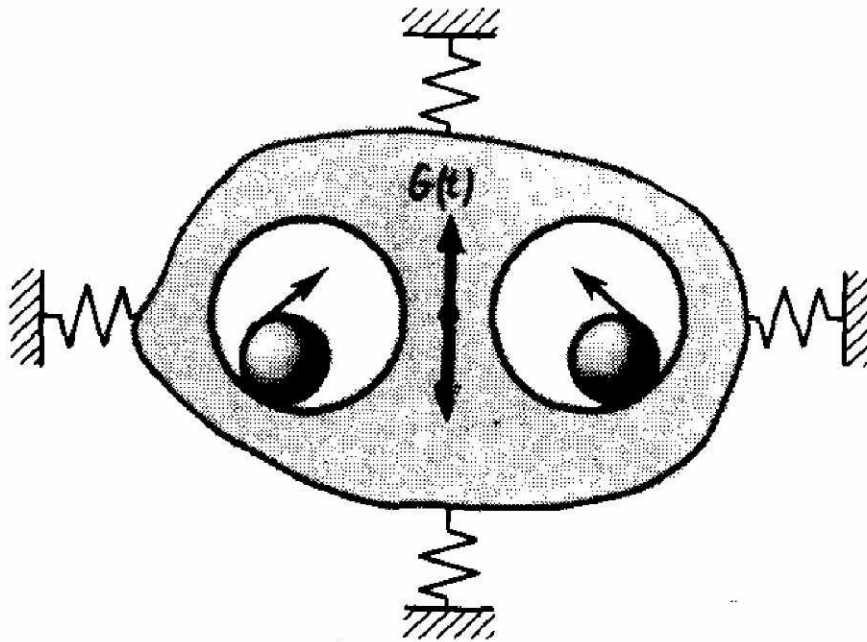


Рис.45. Двойной катковый инерционный гаситель

*Виды механических воздействий:* линейные перегрузки, вибрационные воздействия, ударные воздействия.

*Основные методы виброзащиты:* снижение виброактивности источника колебаний, изменение конструкции объекта виброзащиты, динамическое гашение колебаний, виброизоляция.

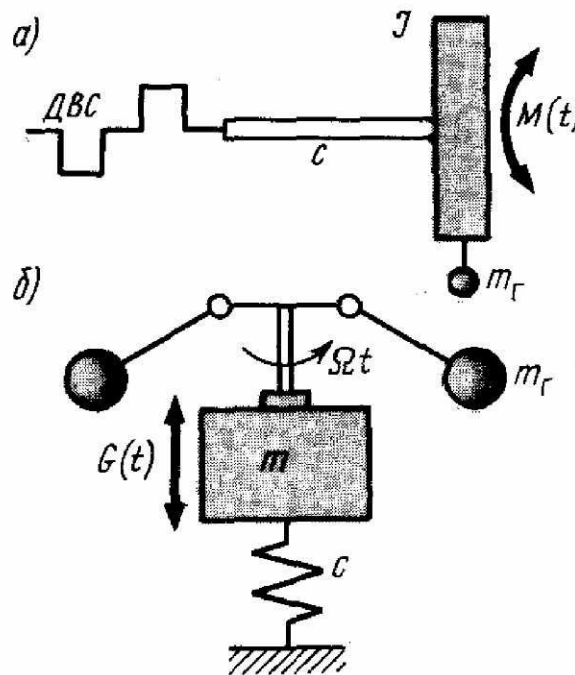


Рис.46 Маятниковый инерционный динамический гаситель а) крутильных колебаний; б) продольных колебаний.



## Лекция 17. Основные понятия теории машин-автоматов.

Вопросы, рассматриваемые на лекции. Основы теории роботов-манипуляторов. Структура кинематических цепей роботов-манипуляторов. Циклограммы и тактограммы технологических машин.

### Некоторые основные понятия.

**Машина-автомат**- машина, в которой преобразования энергии, материалов и информации выполняются без участия человека.

**Автоматическая линия**- совокупность машин-автоматов, соединенный между собой транспортными устройствами и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса.

**Исполнительное звено**- каждое твердое тело машины-автомата, выполняющее заданные перемещения с целью обеспечения технологического процесса.

Числовое программное обеспечение. Самонастраивающаяся система управления.

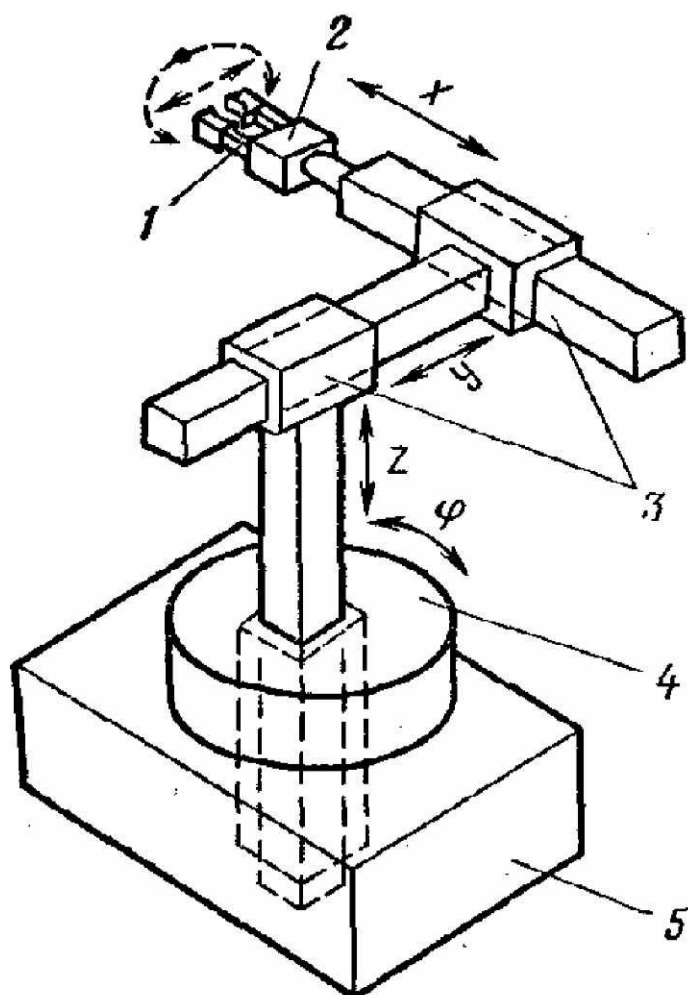


Рис.47

**Манипулятор**- это техническое устройство, автоматически воспроизводящее функции руки человека при выполнении вспомогательных и транспортных производственных операций посредством перемещения объекта в пространстве.

*Автооператор*- манипулятор, работающий по жесткой программе и оперирующий штучными объектами по общему циклу машины.

*Промышленный робот*- манипулятор с изменяемой программой, представляющий собой автономно функционирующую машину-автомат, предназначенную для воспроизведения некоторых двигательных и умственных функций человека при выполнении вспомогательных и основных производственных операций.