

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
Тезисы лекций

СОДЕРЖАНИЕ

1. Строение механизмов	3
1.1. Основные понятия ТММ	3
1.2. Кинематические пары, кинематические цепи	4
1.3. Структурный анализ механизмов	5
1.4. Структурные группы звеньев. Структурный синтез	6
2. Кинематический анализ и синтез механизмов	7
2.1. Основные понятия кинематики механизмов	7
2.2. Кинематическое исследование механизмов (методом планов)	8
2.3. Синтез плоских стержневых механизмов по заданным кинематическим свойствам	9
2.4. Кинематический анализ зубчатых механизмов	10
3. Динамика механизмов	11
3.1. Основные понятия динамики механизмов	11
3.2. Режимы движения механизмов	12
3.3. Кинетостатический (силовой) расчет механизмов	13
3.4. Трение и КПД механизмов	14
3.5. Уравновешивание механизмов, вращающихся звеньев (роторов)	15
4. Колебания в механизмах	16
4.1. Линейные и нелинейные уравнения движения механизмов	16
4.2. Вибрация, виброактивность машин, виброзащита	16
4.3. Гашение колебаний, виброгасители	17
4.4. Вибрационные транспортёры	17
5. Синтез механизмов	18
5.1. Основные понятия и методы синтеза. Методы оптимизации в синтезе с применением ЭВМ	18
5.2. Синтез кулачковых механизмов	19
5.3. Синтез эвольвентного зацепления	20
Элементы зубчатого колеса	20
Показатели качества зубчатых колес и зубчатого зацепления	20
Изготовление зубчатых колес	20, 21
Элементы зубчатого зацепления	21
5.4. Синтез планетарных механизмов. Дифференциальный механизм	22

1.Строение механизмов

1.1.Основные понятия ТММ



Машина – это техническое устройство, выполняющее механические движения, для преобразования энергии, вещества и сигналов (информации).

Машины делятся на информационные, транспортные, грузоподъемные (краны, манипуляторы), технологические (станки), энергетические (двигатели)

Машиной в теории механизмов и машин называется устройство, выполняющее механические движения, для преобразования энергии, материалов и/или информации



Рис. 1.1. Примеры гибких и жестких звеньев

Механизм (передаточный механизм) состоит из звеньев

Звенья – это тела, входящие в состав механизма. Звенья бывают жесткие и гибкие (зубчатый ремень рис.1.1,а). Звено может представлять собой деталь (зубчатое колесо рис.1.1,б) или сборочную единицу (рычаг рис.1.1,в), состоящую из деталей, не имеющих между собой относительного движения.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ЗВЕНЬЕВ, ИСПОЛЗУЕМЫХ В МЕХАНИЗМАХ

Наименование звена	Определение	Условное обозначение на кинем. схеме
<i>Стойка</i>	Звено, принимаемое за неподвижное	
<i>Кривошип</i>	Вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.	
<i>Коромысло</i>	Вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси.	
<i>Кулиса</i>	Звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.	
<i>Ползун</i>	Звено рычажного механизма, образующее поступательную пару с стойкой.	
<i>Шатун</i>	Звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями	
<i>Кулачок</i>	Звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны.	

Входное звено (звено 1) - звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходное звено (звено 3 на рисунке слева и 5-ое на рисунке справа) - звено, которое совершает движение, для получения которого предназначен механизм.

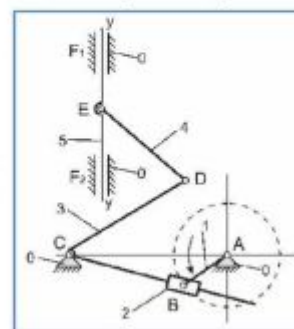
Ведущее звено - звено, для которого элементарная работа, приложенных к нему внешних сил положительна.

Ведомое звено - звено, для которого элементарная работа, приложенных к нему внешних сил отрицательна или равна нулю.

Начальное звено – звено, которому притисывается одна или несколько обобщенных координат. Обычно за начальные принимаются входные звенья механизма, которым сообщается заданное движение.

Примеры наименований звеньев в механизме:

- 1- кривошип (входное звено);
- 1- кривошип;
- 2 – шатун;
- 2 – камень (ползун);
- 3 – коромысло (выходное звено).
- 3 – кулиса;



4 - шатун; 5 – ползун.

1.2. Кинематические пары, кинематические цепи

Низшие кинематические пары – контакт по поверхности.

Высшие кинематические пары – контакт в точке или по линии.

Соединение двух соприкасающихся звеньев механизма, допускающее их относительное движение, называется **кинематической парой**.

Число подвижностей	Число связей Класс пары	Название	Рисунок	Условное обозначение	Матрица подвижностей в системе координат	
					y	x
5	1	Точечная (шар – плоскость)			1	1
4	2	Линейная (цилиндр – плоскость)			1	0
3	3	Сферическая			0	1
3	3	Плоскостная			1	0
2	4	Цилиндрическая			0	0
2	4	Сферическая с пальцем			0	1
1	5	Вращательная			0	0
1	5	Поступательная			0	0
1	5	Винтовая			1	0

Класс кинематической пары находится в диапазоне от 1 до 5 и определяется числом создаваемых связей. $h + s = 6$.

Подвижности (h) – относительные перемещения звеньев, допускаемые кинематической парой (равно числу единиц в матрице подвиж.).

Связи (s) – ограничения накладываемые парой на относительные перемещения соединяемых звеньев (равно числу нулей в матрице подвижностей)

Кинематическая цепь – совокупность звеньев, связанных кинематическими парами. В простой кинематической цепи каждое звено связано не более чем с двумя другими звеньями (рис.1.2, кроме кинематической цепи по рис.1.2,в). В сложной кинематической цепи хотя бы одно звено связано более чем с двумя другими звеньями (рис.1.2,в).

Плоскостная кинематическая пара имеет одну вращательную и две поступательных степени свободы

Количество кинематических пар в точке А равно трём

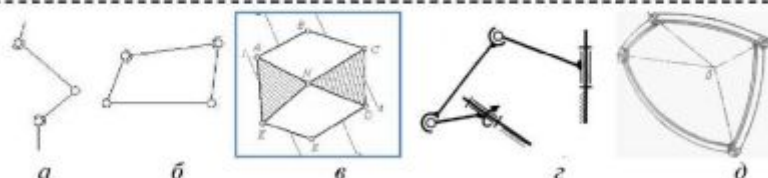


Рис.1.2. Виды кинематических цепей

В разомкнутой кинематической цепи имеются звенья связанные только с одним соседним звеном (рис.1.2,а). В замкнутой кинематической цепи каждое звено, как минимум, связано с двумя соседними звеньями (рис.1.2,б - д).

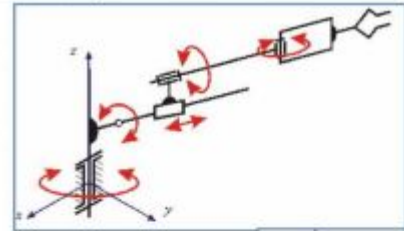
Механизм – это замкнутая кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно о любого из них все остальные звенья совершают однозначные движения.

Система твёрдых тел, подвижно связанных путём соприкосновения и движущихся определённым, требуемым образом относительно одного из них принятого за неподвижное называется **механизмом**

1.3. Структурный анализ механизмов

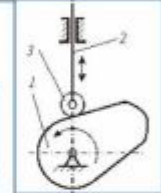
Подвижности механизма – это независимые возможные перемещения его звеньев. Число подвижностей механизма и число степеней свободы механизма синонимы.

Подвижность разомкнутой кинематической цепи равна сумме подвижностей, допускаемых ее кинематическими парами (манипулятор, приведенный на рисунке имеет 5 подвижностей).



Местная подвижность механизма – подвижность одного звена, не влияющая на перемещения других звеньев. Пример – подвижность ролика 3 толкателя 2 кулачкового механизма.

Числом степеней свободы механизма с голономными связями называется число обобщенных координат механизма



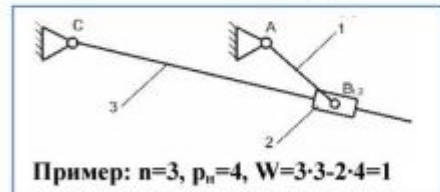
Для определения числа подвижностей W плоских механизмов используется формула:

$$W = 3n - 2p_H - p_B$$

n – число подвижных звеньев;

p_H – число низших кинематических пар в механизме;

p_B – число высших кинематических пар в механизме.



Пример: $n=3, p_H=4, W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$

Для определения числа подвижностей пространственных механизмов используется формула:

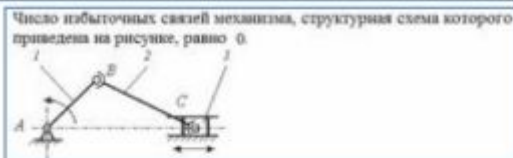
$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$$

p_i – число кинематических пар i -го класса в механизме, $i=1, 2, \dots, 5$.

Избыточные связи – это связи устранение которых не изменяет подвижность механизма.

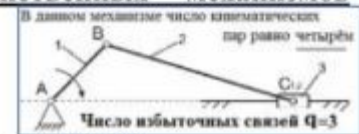
Для определения числа избыточных связей q пространственных механизмов используется формула:

$$q = (W + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1) - 6n$$

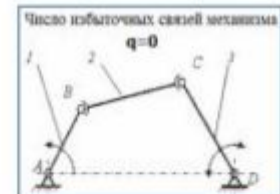


Обобщенные координаты – это совокупность координат, независимых друг от друга и полностью определяющих положение всех звеньев механизма в любой момент времени.

Число обобщенных координат равно числу подвижностей механизма. В качестве обобщенных координат могут служить любые переменные координаты, определяющие положение звеньев.



Примеры: $n=3, p_3=2, p_5=2, W=1, q=1+5 \cdot 2+3 \cdot 2-6 \cdot 3=-1$; (в механизмах имеется местная подвижность звена 2).



Обобщенной координатой механизма называется каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки



Рис.1.4. Обобщенные координаты и начальные звенья механизмов:

- а – механизм с одной подвижностью и угловой обобщенной координатой;
- б – механизм с одной подвижностью и линейной обобщенной координатой;
- в – механизм с двумя подвижностями, имеющий два начальных звена

Начальное звено – звено механизма, которому притисывается одна или несколько обобщенных координат. Примеры обобщенных координат и начальных звеньев (1, 3 и 4) показаны на рисунке 1.4.

1.4. Структурные группы звеньев. Структурный синтез

По Л.В.Ассуре механизм состоит (а также может быть построен) из начального механизма и присоединяемых к нему структурных групп (групп Ассуре).

Класс (сложности) механизма равен классу наиболее сложной входящей в него группы Ассуре

Начальным механизмом называется кинематическая цепь, содержащая стойку и связанные с ней кинематическими парами начальные звенья (рис. 1.5).

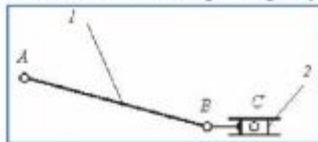
Структурной группой или группой Ассуре называется простейшая кинематическая цепь, имеющая нулевую подвижность относительно тех звеньев, к которым она присоединяется.

кинематическая цепь, которая в случае присоединения её внешними парами к стойке имеет нулевую подвижность

Число кинематических пар группы (p) связано

с числом ее звеньев (n) соотношением $p = \frac{3}{2}n$.

Класс группы равен числу ее внутренних кинематических пар, образующих замкнутый контур.



Группы второго класса:

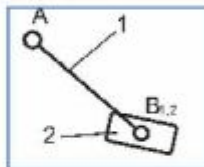
Структурная группа, показанная на рисунке, относится ко (к) второму классу



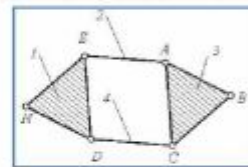
Порядок группы равен числу внешних пар, которыми она присоединяется к основному механизму.

числом внешних кинематических пар или возможных присоединений других звеньев

Группа 2-го класса 2-го порядка:



Группа 4-го класса 2-го порядка:



ГРУППА АССУРА – СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ

Структурный синтез это

определение структуры механизма подходящей для выполнения заданного назначения

Синтез рычажных механизмов осуществляется последовательным присоединением групп Ассуре к начальному механизму.

2. Кинематический анализ и синтез механизмов

2.1. Основные понятия кинематики механизмов

Задачи кинематического анализа состоят в определении перемещений, скоростей, ускорений и траекторий движения звеньев и их точек по заданному закону движения начальных звеньев.

Кинематический анализ механизма – это определение движения звеньев механизма по заданному движению начальных звеньев.

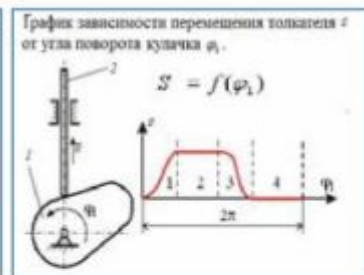
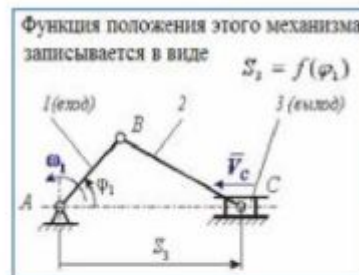
Методы решения задач кинематического анализа: *аналитический* (метод векторных многоугольников, метод преобразования координат); *графический*, *графоаналитический* (метод планов положений звеньев, планов скоростей и планов ускорений).

Кинематический синтез механизма - состоит в определении размеров его звеньев по заданным кинематическим свойствам.

определение размеров звеньев по заданным кинематическим свойствам механизма.

Функция положения механизма

– функциональная зависимость координаты выходного звена от обобщенных координат.



Примеры функций положения:

Аналог скорости - первая производная от радиус-вектора точки звена по обобщенной координате механизма: $v' = \frac{dS(\varphi)}{d\varphi}$. Определение скорости через аналог

скорости: $v = v' \cdot \dot{\varphi} = v' \cdot \omega$

Аналог угловой скорости – первая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма: $\psi' = \frac{d\Psi(\varphi)}{d\varphi}$. Определение угловой скорости через

аналог: $\dot{\psi} = \psi' \cdot \dot{\varphi} = \psi' \cdot \omega$

Аналог ускорения - вторая производная от радиус-вектора точки звена по обобщенной координате механизма: $a' = \frac{d^2 S(\varphi)}{d\varphi^2}$.

Определение ускорения через аналогии:

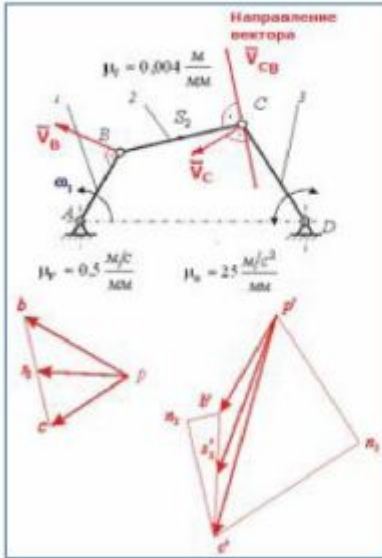
$$a = a' \cdot \omega^2 + v' \cdot \varepsilon$$

$$a_3 = \frac{d^2 S_3(\varphi_1)}{d\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2 + \frac{dS_3(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \varepsilon_1$$

Аналог углового ускорения – вторая производная от угла поворота звена по обобщенной координате механизма: $\ddot{\psi}' = \frac{d^2 \Psi(\varphi)}{d\varphi^2}$

Определение углового ускорения через аналогии: $\ddot{\psi} = \ddot{\psi}' \cdot \omega^2 + \dot{\psi}' \cdot \varepsilon$

2.2. Кинематическое исследование механизмов (методом планов)



План скоростей (ускорений) – пучок абсолютных скоростей (ускорений) точек звеньев механизма, p – полюс плана скоростей; p' – полюс плана ускорений. На рисунке план скоростей слева, план ускорений справа.

Векторы абсолютных скоростей (ускорений) показаны направленными отрезками (со стрелками) определенной длины. На плане скоростей их концы обозначены теми же буквами, что и точки звеньев кинематической схемы, скорости которых они показывают (отрезок pb показывает скорость точки B и т.д.). На плане ускорений для обозначения векторов используются те же буквы, но со штрихом, например, вектор ускорения точки B – $p'b'$.

Направления скоростей должны быть согласованы с направлениями вращения звеньев.

Отрезки, соединяющие концы векторов абсолютных скоростей (ускорений), показывают относительные скорости (ускорения) точек. Например, относительную скорость V_{CB} (ускорение a_{CB}) точек B и C показывает на плане скоростей (ускорений) отрезок bc ($b'c'$).

Масштабный коэффициент длины кинематической схемы механизма $\mu_l = l_{AB}/AB$ [м/мм], где l_{AB} – длина звена в метрах, AB – длина отрезка (в мм), показывающего звено на схеме. $l_{AB} = \mu_l \cdot AB$.

Масштабный коэффициент плана скоростей

$\mu_v = V_B/pv$ [м·с⁻¹/мм], где V_B – скорость точки B в м/с, pv – длина направленного отрезка (в мм), изображающего скорость точки B на плане.

Масштабный коэффициент плана ускорений $\mu_a = a_B/p'v'$ [м·с⁻²/мм], где a_B – ускорение точки B в м/с², $p'v'$ – длина направленного отрезка (в мм), изображающего ускорение точки B на плане.

Обобщая определения масштабных коэффициентов получим следующее определение:

Отношение действительного значения физической величины, к длине отрезка, которым эта величина изображается на чертеже называется **вычислительным масштабом**.

Система векторных уравнений для определения скорости точки C шатуна 2 имеет вид:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \end{cases}$$

Система векторных уравнений для определения ускорения точки C шатуна 2:

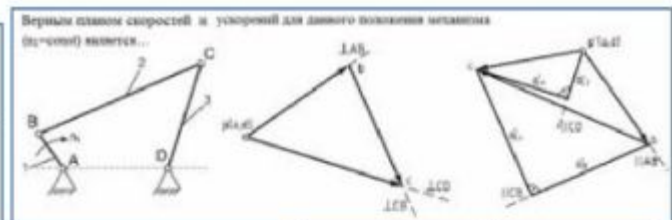
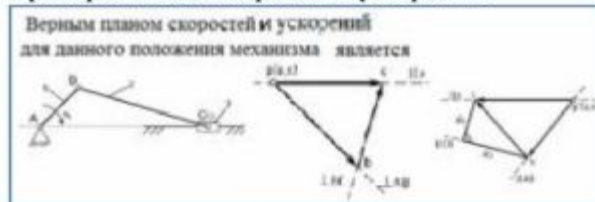
$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t \end{cases}$$

Для планов скоростей и ускорений выполняется

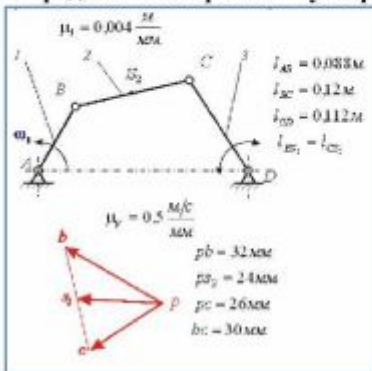
Теорема подобия. Концы векторов абсолютных скоростей (ускорений) точек звена образуют на плане скоростей (плане ускорений) фигуру подобную фигуре, образованной одноименными точками звена.

Например, точка S_2 делит звено BC пополам, поэтому и на плане скоростей (ускорений) точка s_2 (s'_2) делит отрезок bc ($b'c'$) пополам.

Примеры планов скоростей и ускорений:

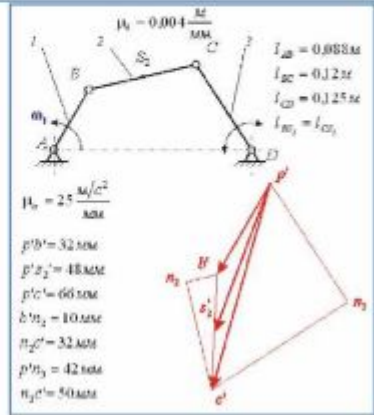


Определение скоростей и ускорений с помощью планов:



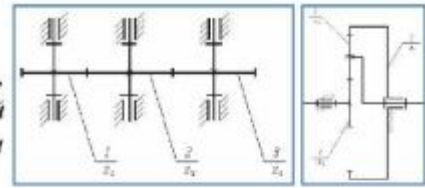
Скорости, [м/с]:
 $V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v$; $V_C = pc \cdot \mu_v$;
 $V_B = pb \cdot \mu_v$; $V_{CB} = cb \cdot \mu_v$;
 Угловые скорости, [рад/с]:
 $\omega_1 = V_B/l_{AB}$; $\omega_2 = V_{CB}/l_{BC}$;
 $\omega_3 = V_C/l_{CD}$.

Ускорения, [м/с²]:
 $a_{S_2} = p's'_2 \cdot \mu_a$; $a_C = p'c' \cdot \mu_a$;
 $a_B = p'b' \cdot \mu_a$; $a_{CB}^n = b'n_2 \cdot \mu_a$;
 $a_{CB}^t = n_2c' \cdot \mu_a$; $a_{CD}^n = p'n_2 \cdot \mu_a$;
 $a_{CD}^t = n_2c' \cdot \mu_a$;
 Угловые ускорения, [рад/с²]:
 $\varepsilon_2 = a_{CB}^t/l_{BC}$;
 $\varepsilon_3 = a_{CD}^t/l_{CD}$.



2.3. Синтез плоских стержневых механизмов по заданным кинематическим свойствам

Передачным механизмом называется механизм, обеспечивающий воспроизведение заданной функциональной зависимости между перемещениями входных и выходных звеньев.

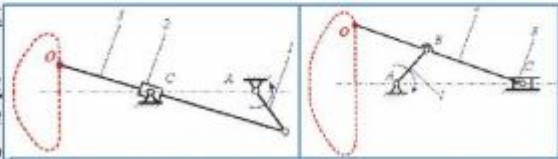


Примеры передачных механизмов (зубчатый и планетарный):

Механизм, воспроизводящий требуемую функциональную зависимость между перемещениями входных и выходных звеньев называется передачным механизмом

Точным направляющим механизмом называется механизм, в котором траектория некоторой точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями, точно совпадает с заданной кривой на отдельном участке или на всем ее протяжении.

Примеры точных прямолинейно-направляющих механизмов:



Механизм, в котором точка на звене воспроизводит заданную траекторию называют направляющим механизмом

Приближенным направляющим механизмом называется механизм, в котором траектория некоторой точки звена, образующего кинематические пары только с подвижными звеньями, мало отличается от заданной кривой на отдельном участке или на всем ее протяжении.

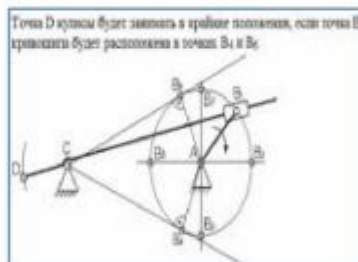
Механизм, кинематическая схема которого показана на рисунке, является точным прямолинейно-направляющим механизмом



Синтез рычажных механизмов проводят по требуемым положениям звеньев (максимальное число задаваемых положений не более 5 средней скорости движения выходного звена, коэффициенту изменения средней скорости выходного звена.

Отношение средних скоростей выходного звена за время его движения в прямом и обратном направлениях называется коэффициентом изменения средней скорости выходного звена. $K = V_{ср.х} / V_{ср.р}$

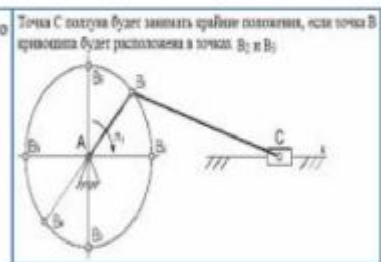
В крайних (мертвых) положениях звеньев механизма скорость выходного звена равна нулю при ненулевой скорости входного звена.



Точка D кулисы будет занимать крайние положения, если точка B кривошипа будет расположена в точках B₁ и B₂.



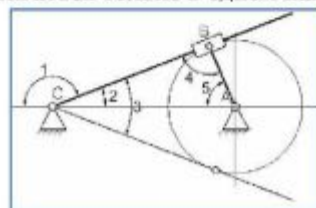
На рисунке приведена структурная схема шарнирного четырехзвенного механизма (1 – кривошип; 3 – кулиса). В крайних положениях механизма должны выполняться зависимости $\varphi_1 = 0$; $\varphi_2 = \pi$



Точка C ползуна будет занимать крайние положения, если точка B кривошипа будет расположена в точках B₁ и B₂.

Из крайнего положения звено может двигаться только в одном направлении. **Примеры:**

Два крайних положения определяют размах перемещения звена. На рисунке угол размаха кулисы обозначен цифрой 3.

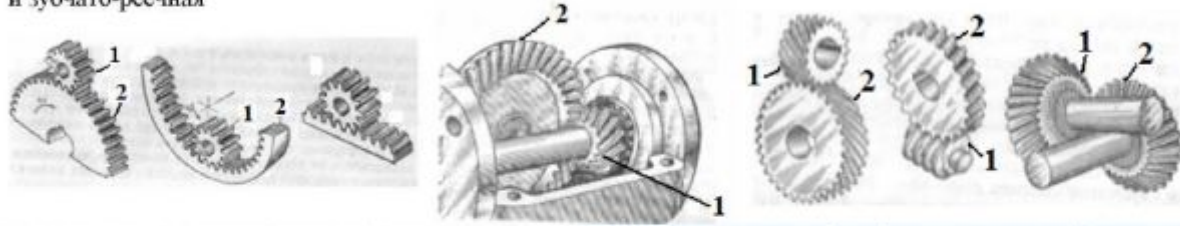


2.4. Кинематический анализ зубчатых механизмов

Простейшая зубчатая передача – это трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена зубчатые колеса.

ВИДЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цилиндрические зубчатые передачи Конические передачи Передачи с перекрещивающимися осями
 Внешнего, внутреннего зацепления Винтовые, червячные, гипондные
 и зубчато-реечная



Передаточным отношением i_{jk} зубчатой передачи называется отношение угловой скорости j -го зубчатого колеса к угловой скорости k -го зубчатого колеса

Передаточным числом зубчатой передачи, состоящей из двух зубчатых колес, называется отношение угловой скорости входного зубчатого колеса к угловой скорости выходного зубчатого колеса

Передаточное отношение i_{jk} рассчитывается через числа зубьев колес и часто называется передаточным числом u_{jk} :

при передаче движения от звена 1 к звену 2 передаточное число ступени: $i_{12} = u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}$,

при передаче движения от звена 2 к 1 передаточное число ступени: $i_{21} = u_{21} = \frac{1}{i_{12}} = \frac{1}{u_{12}} = \pm \frac{\omega_2}{\omega_1} = \pm \frac{z_1}{z_2}$.

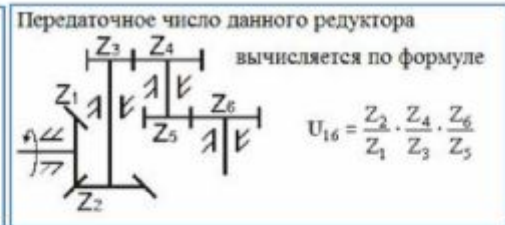
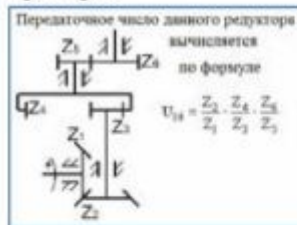
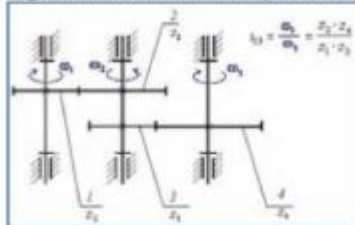
Знак «+» используется когда зацепляющиеся зубчатые колеса *вращаются в одну сторону* (внутреннее зубчатое зацепление, см. выше).

Знак «-» используется когда зацепляющиеся зубчатые колеса *вращаются в разные стороны* (внешнее зубчатое зацепление, см. выше).

Знаки учитываются в механизмах, состоящих только из цилиндрических зубчатых передач.

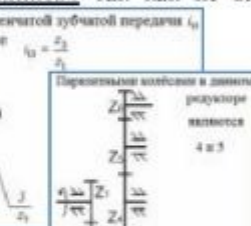
Уредуктора (понижающей передачи) $i_{jk} \geq 1$, у **мультипликатора (повышающей передачи)** $i_{jk} < 1$.

При последовательном соединении ступеней общее передаточное отношение равно произведению передаточных чисел ступеней. **Примеры:**



Зубчатое колесо 2 в нижнем механизме является **паразитным** так как не влияет на его передаточное отношение:

$$i_{13} = i_{12} \cdot i_{23} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) = \frac{z_3}{z_1}$$



Примеры паразитных колес в зубчатых механизмах:

Влияние изменения чисел зубьев колес на скорость вращения выходного вала передачи:



3. Динамика механизмов

3.1. Основные понятия динамики механизмов

Целью динамического анализа механизма является определение движения звеньев механизма по приложенным к ним силам или определение сил по заданному движению при известных размерах, массах и моментах инерции звеньев

При исследовании движения механизма под действием заданных сил, удобно заменять силы, действующие на звенья, силами приложенными к одному из его звеньев.

ПРИВЕДЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА

Заменяющие силы называют **приведенными силами**. Звено, к которому приложены приведенные силы называется **звеном приведения**. Точка приложения приведенных сил называется **точкой приведения**.

Приведенная сила – сила условно приложенная к точке приведения и определяемая из условия равенства ее элементарной работы (мощности) сумме элементарных работ (мощностей) сил и моментов сил, действующих на звенья механизма.

$$F_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} \left[F_i \frac{V_i}{\omega} \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i) + M_i \frac{\omega_i}{\omega} \right]$$

Приведенный момент сил – момент сил условно приложенный к звену приведения и определяемый из условия равенства его элементарной работы (мощности) сумме элементарных работ (мощностей) сил и моментов сил, действующих на звенья механизма.

$$M_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} \left[F_i \frac{V_i}{\omega} \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i) + M_i \frac{\omega_i}{\omega} \right]$$

Приведенная масса механизма – масса условно сосредоточенная в точке приведения и определяемая из условия равенства ее кинетической энергии сумме кинетических энергий звеньев механизма.

$$m_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} \left[m_i (v_{S_i} / \omega) + I_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]$$

Приведенный момент инерции механизма – момент инерции, которым условно обладает звено приведения и определяемый из условия равенства его кинетической энергии сумме кинетических энергий звеньев механизма.

$$I_{II} = \sum_{i=1}^{i=n} \left[m_i (v_{S_i} / \omega) + I_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right]$$

Выполнив приведение сил и масс, любой механизм с одной степенью свободы (рычажный, зубчатый, кулачковый и др.), сколь бы сложным он ни был, можно заменить его динамической моделью. Эта модель в общем случае имеет переменный приведенный момент инерции J_{Σ} , и к ней приложен суммарный приведенный момент M_{Σ}^* . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма.

Уравнения, устанавливающие взаимосвязь между кинематическими характеристиками движения звеньев механизма, приложенными к ним силами, размерами, массами и моментами инерции звеньев называются уравнениями движения механизма

Основой для составления уравнения движения механизма с одной степенью свободы служит теорема об изменении кинетической энергии:

$$T - T_{\dots} = \Sigma A.$$

Уравнение движения в энергетической форме.

$$\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J_0\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi.$$

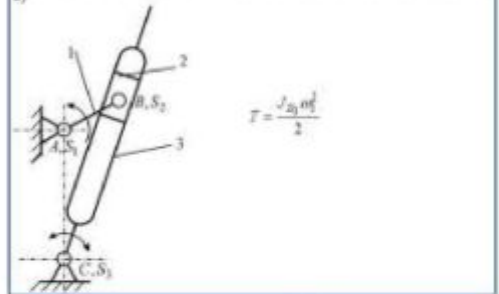
Уравнение движения в дифференциальной форме.

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_{\Sigma} \omega^2}{2} \right) = M_{\Sigma}.$$

Продифференцируем уравнение по координате φ откуда : $J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{\Sigma}}{d\varphi} \omega^2 = M_{\Sigma}$.

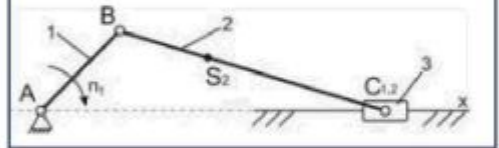
Задачу определения закона движения машины решают обычными алгебраическими методами если $J = \text{const}$, $M = \text{const}$

Кинетическая энергия кулисы 3 рассчитывается по формуле ...
(J_{S_3} – момент инерции кулисы 3 относительно оси, проходящей через центр масс – т. S_3 перпендикулярно плоскости чертежа; m_3 – масса кулисы 3; ω_3 – угловая скорость кулисы 3; V_3 – скорость т. B кулисы 3)



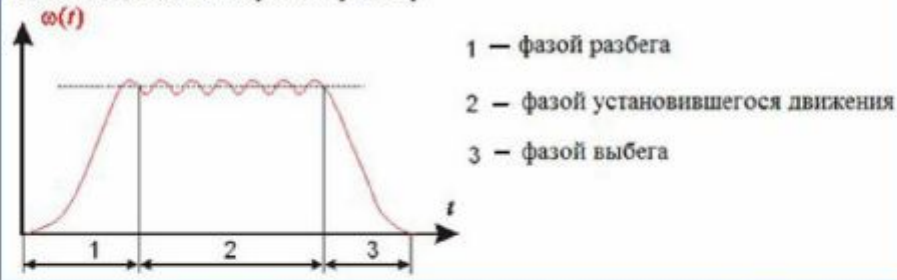
Кинетическая энергия шатуна 2 T_2 рассчитывается по формуле

$$T_2 = \frac{m_2 v_{S_2}^2}{2} + \frac{J_{S_2} \omega_2^2}{2}$$



3.2. Режимы движения механизмов

На рисунке приведен график зависимости угловой скорости начального звена механизма ω от времени t . Режим движения механизма, соответствующий участку



Режимом разбега механизма называется переходное движение между покоем и установившимся движением механизма

Установившимся движением механизма называется движение, при котором кинетическая энергия механизма постоянна или является периодической функцией времени

Режимом выбега механизма называется переходное движение между установившимся движением механизма и покоем

(разбега)
Условие существования режима разгона записывается как

$$\left(\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J_0\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi \right) \quad \int_{\varphi_0}^{\varphi_0+2\pi} M_{\Sigma} d\varphi > 0$$

Условие существования режима разбег: $A_d > |A_c|$.

Условие существования установившегося движения записывается как

$$\left(\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J_0\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi \right) \quad \int_{\varphi_0}^{\varphi_0+2\pi} M_{\Sigma} d\varphi = 0$$

Условие существования установившегося движения: $A_d = |A_c|$.

(выбега)
Условие существования режима торможения записывается как

$$\left(\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J_0\omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\Sigma} d\varphi \right) \quad \int_{\varphi_0}^{\varphi_0+2\pi} M_{\Sigma} d\varphi < 0$$

Условие существования режима выбега: $A_d < |A_c|$.

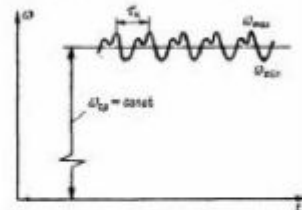
A_d - работа движущих сил;
 A_c - работа сил сопротивления.

Для оценки неравномерности движения используется коэффициент неравномерности движения.

Коэффициент неравномерности δ определяют по формуле

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{\Delta\omega_{\text{нб}}}{\omega_{\text{ср}}}$$

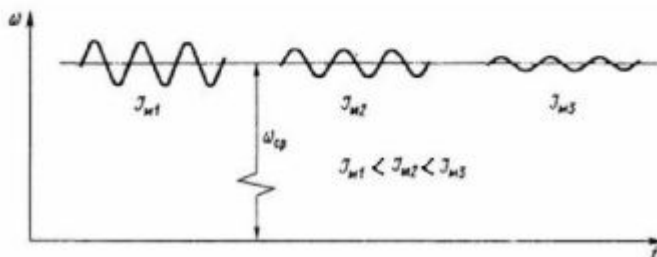
$$\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min})/2.$$



Маховиком называется ротор, предназначенный для обеспечения заданного коэффициента неравномерности движения или накопления кинетической энергии

Маховик предназначен для уменьшения неравномерности движения механизма

Влияние величины момента инерции маховика на неравномерность движения.



Конструкция маховика



3.3. Кинестатический (силовой) расчет механизмов

Условие статической определенности плоской кинематической цепи имеет вид ... (n – число звеньев кинематической цепи; p_4 – число низших кинематических пар; p_5 – число высших кинематических пар)

Силовой расчет механизмов, основанный на применении принципа Даламбера называется кинестатическим

$$3 \cdot n = 2 \cdot p_4 + p_5$$

Условие статической определенности удовлетворяет любая группа Ассура

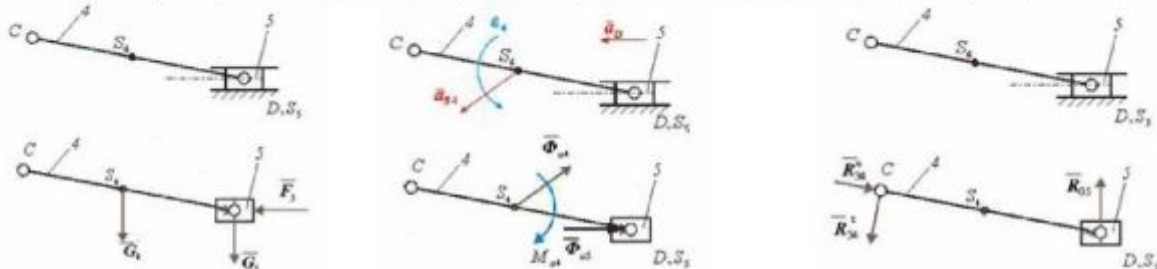
Поэтому при силовом анализе механизм делят на начальный механизм и группы Ассура.

Силовой анализ каждой из этих составных частей можно проводить отдельно, при этом учитываются:

Внешние силы

Силы инерции зв., направленные противоположно ускорениям

Силы реакции связей



В итоге группа находится в состоянии равновесия: Для каждого звена группы Ассура составляется сумма моментов сил относительно внутренней кинематической пары:

$$\sum_i M_o(\vec{F}) + \sum_i M + M_o(\vec{\Phi}_i) + M_{oi} = 0.$$

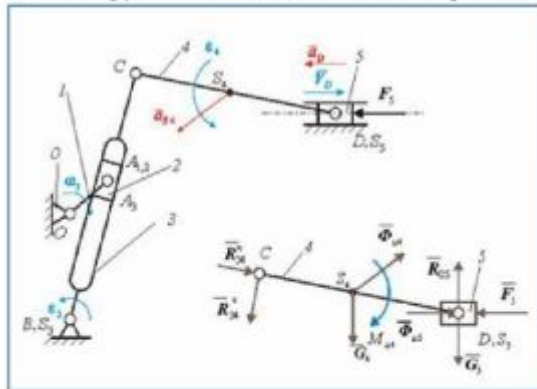
Для всей группы в целом векторное уравнение суммы сил:

Оно решается построением плана сил или аналитически.

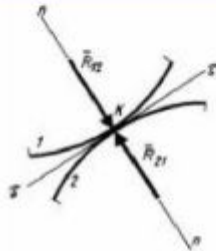
Главный вектор $\vec{\Phi}_i$ и главный момент M_{oi} сил инерции звена i определяются по уравнениям $\vec{\Phi}_i = -m_i \vec{a}_{Si}$; $M_{oi} = -J_{oi} \epsilon_i$.

Уравнение $M_{oi} = -J_{oi} \epsilon_i$, предполагает, что главный вектор сил инерции $\vec{\Phi}_i$ приложен к центру масс S_i .

При силовом анализе определяют уравновешивающую силу на входном звене и силы, действующие в кинематических парах (силы реакции).



Сила реакции в высшей кинематической паре (без учета трения) направлена по нормали к сопряженным поверхностям и приложена в точке их контакта.



Момент сил, действующих на входное звено, определяемый из условия заданного закона движения этого звена, называется «уравновешивающим моментом». Аналогично определяется «уравновешивающая сила».

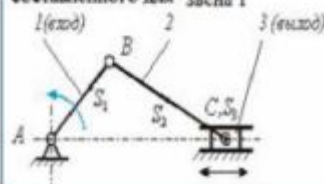
Уравновешивающий момент M_y (уравновешивающая сила \vec{P}_y) создается двигателем. Определить его можно

составляя для входного звена уравнения кинестатики или с помощью рычага Жуковского.

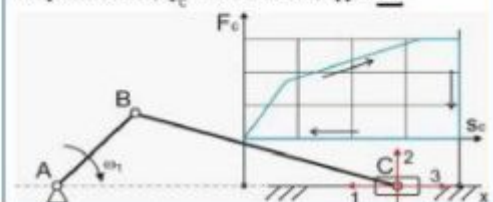
Рычагом Жуковского называется воображаемый рычаг переменной конфигурации, фигура которого в каждом положении механизма подобна плану скоростей, повернутому на 90° в любую сторону и закрепленному в полюсе плана скоростей. Силы приложены в точках, одноименных с точками приложения этих сил в механизме.



Уравновешивающий момент для кривошипно-ползунного механизма компрессора (см. рисунок) определяется из уравнения кинестатики, составленного для звена 1



На рисунке представлена циклограмма работы кривошипно-ползунного механизма. Правильное направление силы сопротивления (силы полезного сопротивления) F_c обозначено цифрой 1.



3.4. Трение и КПД механизмов

Внешнее трение, возникающее в кинематических парах, связано с рассеиванием (диссипацией) энергии.

Внешним трением называется противодействие относительно перемещению соприкасающихся тел в направлении, лежащем в плоскости их соприкосновения

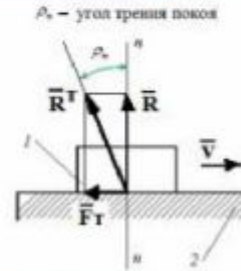
Различают трение скольжения (сухое, вязкое) и трения качения.

Сухим трением называется внешнее трение, при котором трущиеся поверхности соприкасающихся тел покрыты пленками окислов и адсорбированными молекулами газов или жидкостей, а смазка отсутствует

Полужидкостным трением называется внешнее трение, при котором между трущимися поверхностями соприкасающихся тел есть тонкий (порядка 0,1 мкм и менее) слой смазки, обладающий свойствами, отличными от её обычных объемных свойств

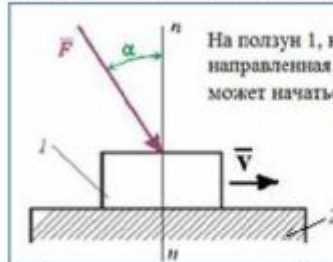
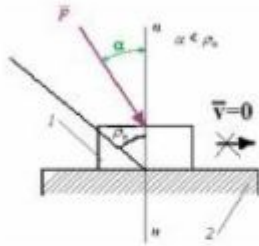
Полужидкостным трением называется внешнее трение, при котором между трущимися поверхностями соприкасающихся тел есть слой смазки с обычными объемными свойствами

В единицах длины измеряется (ются) коэффициент трения вращения коэффициент трения качения



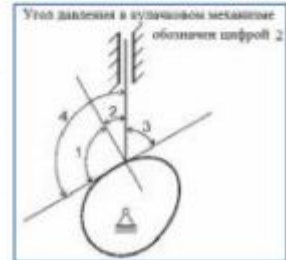
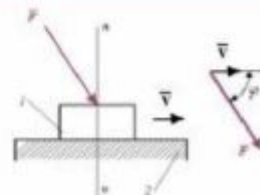
Сила трения скольжения направлена противоположно направлению относительной скорости трущихся тел

Явление самоторможения – явление вызванное трением, при котором движение в требуемом направлении невозможно независимо от величины движущей силы.



На ползун 1, находящийся на направляющей 2, действует сила F , направленная под углом α к общей нормали n . Движение ползуна может начаться, если выполняется условие $\alpha > \rho_s$ (ρ – угол трения; ρ_s – угол трения покоя)

Угол давления φ на звено j со стороны звена i называется углом между направлением силы давления (нормальной реакции) на звено j со стороны звена i и скоростью точки приложения этой силы. На рисунке звено, действующее на ползун 1, не показана. Показана создаваемая им сила \vec{F} .

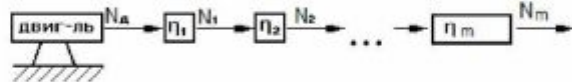


Цикловой к. п. д. (η) механизма есть отношение полезной работы к работе движущих сил за цикл установившегося движения. $\eta = 1 - \psi$, где ψ - коэффициент потерь равный отношению работы сил вредного сопротивления к работе движущих сил. $\eta = A_{ПС} / A_{д}$.

Мгновенный к. п. д. механизма есть отношение мощности внешних сил на ведомом звене к мощности внешних сил на ведущем звене.

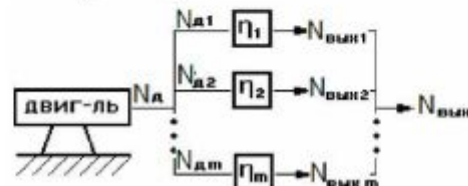
Общий к. п. д. (цикловой или мгновенный) последовательно соединенных m механизмов равен произведению к. п. д. отдельных механизмов:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_m$$



Общий к. п. д. при параллельном соединении механизмов равен: $\eta = \frac{A_{д1}}{A_{д}} \cdot \eta_1 + \frac{A_{д2}}{A_{д}} \cdot \eta_2 + \dots$

где η_i , $A_{дi}$ - к.п.д. и работа движущих сил на входе i -го механизма, $A_{д}$ - работа движущих сил на входе всего машинного агрегата.



3.5. Уравновешивание механизмов, вращающихся звеньев (роторов)

Ротором в теории уравновешивания называется любое тело, совершающее вращательное движение.

Главный вектор сил инерции \vec{R} и главный момент сил инерции L_O точек звена, совершающего ускоренное вращательное движение вокруг оси, не проходящей через центр масс, удовлетворяют соотношениям $R \neq 0, L_O \neq 0$

Виды неуравновешенности ротора (при вращении с постоянной скоростью).

Статическая неуравновешенность

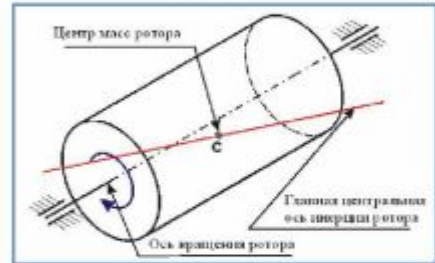
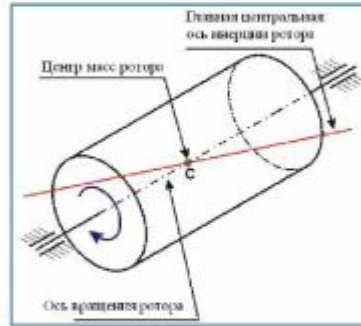
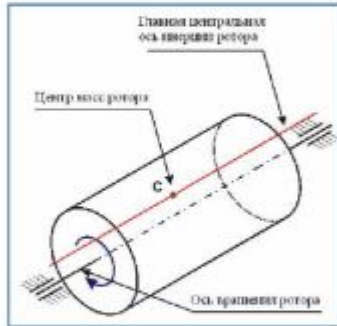
Моментная неуравновешенность

Динамическая неуравновешенность

$$R \neq 0, L_O = 0$$

$$R = 0, L_O \neq 0$$

$$R \neq 0, L_O \neq 0.$$



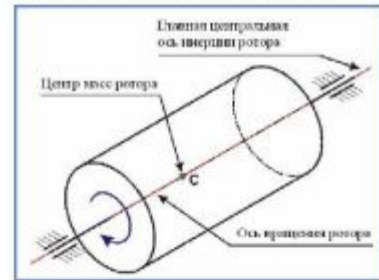
Диск массы m вращается вокруг оси O с угловой скоростью ω и угловым ускорением ϵ . Центр масс диска (C) смещен относительно оси вращения на расстояние, характеризующее радиус-вектором r . Момент инерции диска относительно оси вращения O равен J_O . Величина дисбаланса диска $D_{ст}$ определяется выражением $D_{ст} = m \cdot r$



Статическим уравновешиванием вращающегося звена называется распределение масс вращающегося звена, переводящее его центр масс на ось вращения

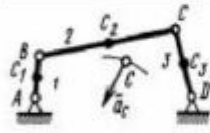
У статически уравновешенного ротора центр масс C совпадает с о осью вращения, поэтому при вращении ротора центр масс неподвижен. $R=0, L_O \neq 0$ (см. средний рисунок).

У динамически уравновешенного ротора главная центральная ось инерции совпадает с осью вращения, $R=0$ и $L_O=0$.

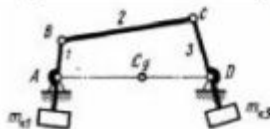


При статическом уравновешивании механизмов используют метод замещающих масс

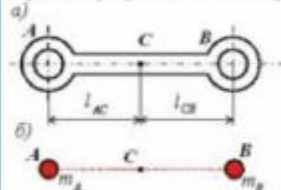
Механизм до уравновешивания



Механизм после уравновешивания

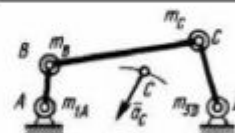


Системой замещающих масс шатуна AB (рис. а) является система двух сосредоточенных масс m_A, m_B , расположенных в точках A и B (рис. б), при выполнении условий (m - масса шатуна; J_C - момент инерции шатуна, относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости чертежа; C - центр масс шатуна)

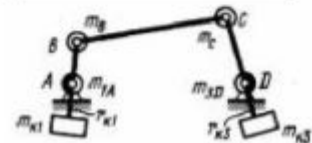


$$m_A + m_B = m, \quad m_A \cdot l_{AC} = m_B \cdot l_{CB}$$

Модель механизма с системой замещающих масс



Модель механизма с системой замещающих масс и противовесами



4. Колебания в механизмах

4.1. Линейные и нелинейные уравнения движения механизмов

К линейным уравнениям колебаний с постоянными коэффициентами

относится уравнение вида
$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\gamma \frac{dx}{dt} + \lambda^2 x = A \sin(\omega t)$$

К линейным уравнениям колебаний с переменными коэффициентами относится уравнение вида

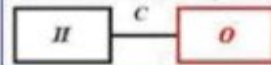
$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\gamma \sin(t) \frac{dx}{dt} + \lambda^2 x = A \sin(t)$$

Зависимость разности фаз между гармоническими вынужденными колебаниями и гармоническим возбуждением от частоты гармонического возбуждения называется фазо-частотной характеристикой колебательной системы

4.2. Вибрация, виброактивность машин, виброзащита

Виды механических воздействий: вибрации, удары, линейные перегрузки

На рисунке приведена схема механической системы: **И** – источник колебаний; **О** – объект виброзащиты; **С** – связи, соединяющие объект виброзащиты с источником колебаний. Механические воздействия, возникающие при колебательных процессах, происходящих в источнике колебаний, называются вибрационными воздействиями

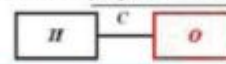


Кинематические воздействия, возникающие при ускоренном движении источника колебаний, называются линейными перегрузками



Гармоническими колебаниями называются колебания, описываемые уравнением вида $x(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$

Механические воздействия, действующие со стороны источника колебаний на объект виброзащиты при посадке самолета, относятся к ударным воздействиям



К полигармоническим колебаниям, относятся колебания, описываемые уравнениями вида $x(t) = A_1 \sin(\omega t + \varphi) + A_2 \sin(2\omega t + \varphi)$

Результаты механических воздействий:

Вредная вибрация в механизмах приводит к нарушению требуемых законов движения звеньев механизма

Механические воздействия характеризуются :
срабатыванием релейных устройств, контактов, включением/выключением муфт ;
вредным влиянием на человека ;
разбалтыванием резьбовых соединений .

Способность объекта не разрушаться при механических воздействиях называется вибропрочностью

Источники механических воздействий:

К линейным перегрузкам следует отнести
механические воздействия, при начале и конце движения кабины лифта
механические воздействия, при поворотах автомобиля
механические воздействия, при маневре летательного аппарата

Источником вибраций в электродвигателе является
ротор
подшипники
щётки

К вибрационным воздействиям следует отнести
колебания несбалансированного карданного вала
колебания корпуса электродвигателя при его работе
колебания трансмиссии

Источником вибраций в двигателе является
цепная (или зубчатая) передача ГРМ
распределительный вал ГРМ
коленчатый вал

Методы виброзащиты:

Методом виброзащиты является : снижение виброактивности источника ;
изменение конструкции объекта : динамическое гашение колебаний ;
виброизоляция .

Пассивные виброзащитные устройства в общем случае состоят из инерционных, упругих и диссипативных элементов

Принцип динамического гашения колебаний заключается в формировании дополнительных механических воздействий уравновешивающих динамические воздействия источника

Устройство виброзащиты, которое формирует дополнительные динамические воздействия в точках присоединения, называется динамическим виброгасителем

Устройство динамического гашения колебаний, основанное на перераспределении колебательной энергии от объекта виброзащиты к гасителю и повышении диссипативных свойств системы путем присоединения к объекту виброизоляции дополнительных специальных демпфирующих элементов, называется динамическим гасителем с трением

Устройство динамического гашения колебаний, основанное на повышении диссипативных свойств системы путем присоединения к объекту виброизоляции дополнительных специальных демпфирующих элементов, называется динамическим гасителем с трением

Устройство динамического гашения колебаний, основанное на перераспределении колебательной энергии от объекта виброзащиты к гасителю, называется инерционным динамическим гасителем

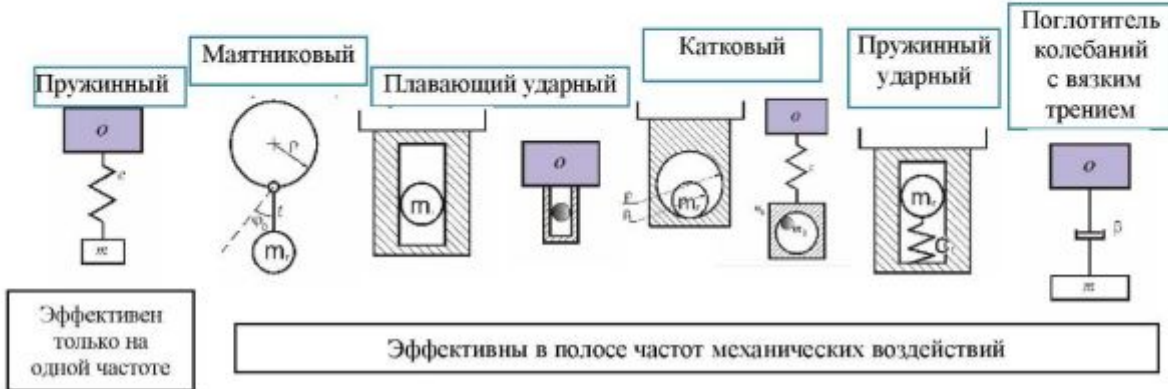
Виброизоляция осуществляется с помощью амортизаторов и демпферов.

Амортизатор – элемент виброзащитной системы, наиболее существенная часть которого – упругий элемент.

Демпфер - элемент виброзащитной системы рассеивающий энергию колебаний.

Метод виброизоляции заключается в ослаблении связей между источником и объектом

4.3. Гашение колебаний, виброгасители (динамические гасители колебаний)

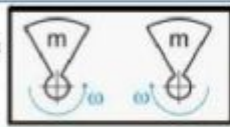


4.4. Вибрационные транспортёры

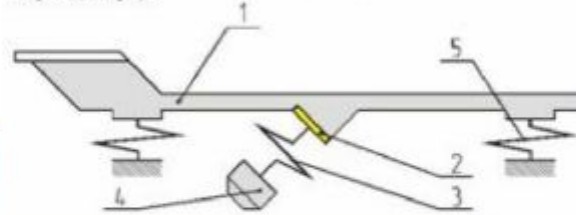
Приводом вибротранспортирующей машины является вибровозбудитель

Вибровозбудитель

Практически направленная вынуждающая сила будет возникать при вращении дебалансов



Структурная схема электромагнитной вибротранспортирующей машины является... (1-грузонесущий орган; 2-вибровозбудитель; 3-упругая связь; 4-реактивная часть вибровозбудителя; 5-виброизоляторы).



К признакам характеризующим вибротранспортное устройство относится число степеней свободы, привод, вид упругих связей

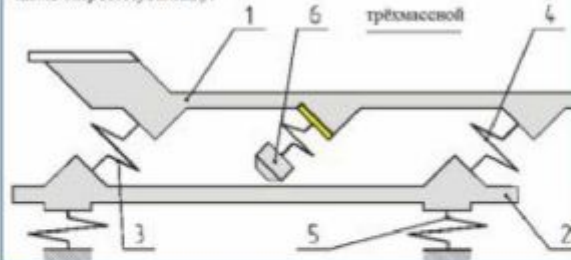
К группе поршневых вибровозбудителей относятся пневматические вибровозбудители

К группе поршневых вибровозбудителей относятся гидравлические вибровозбудители

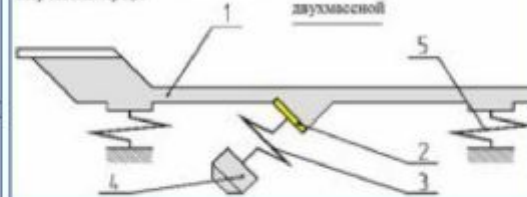
Дебалансный вибровозбудитель по принципу действия относится к группе инерционных вибровозбудителей

Планетарный вибровозбудитель по принципу действия относится к группе инерционных вибровозбудителей

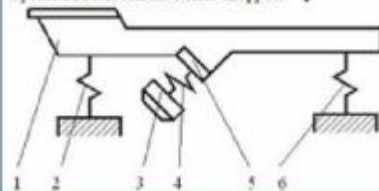
Структурная схема электромагнитной вибротранспортирующей машины является... (1 – грузонесущий орган; 2 – реактивная масса; 3, 4 – вспомогательные упругие связи; 5-виброизоляторы; 6-реактивная часть вибровозбудителя).



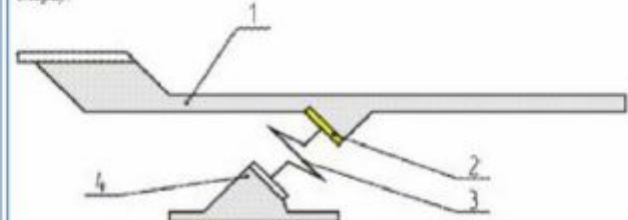
Структурная схема электромагнитной вибротранспортирующей машины является... (1-грузонесущий орган; 2-вибровозбудитель; 3-упругая связь; 4-реактивная часть вибровозбудителя; 5-виброизоляторы).



На рисунке приведена структурная схема двухмассного вибротранспортёра с электромагнитным вибровозбудителем. Грузонесущий орган обозначен на схеме цифрой 1



Структурная схема электромагнитной вибротранспортирующей машины является одномассной (1-грузонесущий орган; 2-вибровозбудитель; 3-упругая связь; 4-неподвижная опора).



5. Синтез механизмов

5.1. Основные понятия и методы синтеза. Методы оптимизации в синтезе с применением ЭВМ

Кинематический синтез механизма – это определение размеров звеньев по заданным кинематическим свойствам механизма.

Динамический синтез – это определение параметров схемы механизма по заданным динамическим свойствам

Целью динамического синтеза механизма является проектирование кинематической схемы механизма и выбор инерционных параметров с учетом его динамических свойств

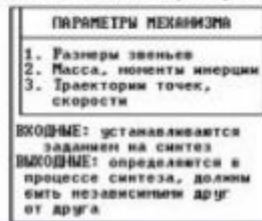
ЭТАПЫ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМА



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Независимые между собой постоянные параметры схемы механизма называются параметрами синтеза механизма

Входные и выходные параметры синтеза



Свойство, которое выражает назначение механизма и должно быть обязательно выполнено в спроектированном механизме, называется основным условием синтеза

Целевая функция это математическое выражение основного условия синтеза, экстремум которой определяет выходные параметры синтеза.

Свойства механизма, которые должны учитываться при проектировании, но не отражать его основное назначение называются дополнительными условиями синтеза

Дополнительные условия синтеза обычно выражаются в виде неравенств, устанавливающих допустимые области существования параметров синтеза

Дополнительные условия синтеза, выраженные в виде неравенств, называются ограничениями синтеза

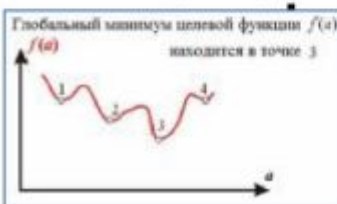
Угол давления в кинематических парах является дополнительным условием синтеза

МЕТОДЫ СИНТЕЗА И ОПТИМИЗАЦИИ

Из множества возможных задач решаемых при кинематическом синтезе наиболее распространены:

- синтез по нескольким заданным положениям выходного звена (задача позиционирования), когда не важно по какому закону происходит переход из одного положения в другое;
- синтез по заданному закону движения выходного звена (по функции положения, по первой или второй передаточной функции);
- синтез по конкретным кинематическим параметрам: средней скорости выходного звена, коэффициенту неравномерности средней скорости;

Оптимальное проектирование при синтезе механизмов:



градиентные методы, метод случайного поиска, метод направленного поиска, минимизация уступок, комбинированные методы.

К методам решения задач оптимизации в синтезе механизмов не относится метод плавов скоростей и ускорений

5.2. Синтез кулачковых механизмов

Виды кулачковых механизмов

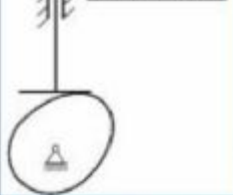
Кулачковые механизмы с поступательным и качающимся толкателем.



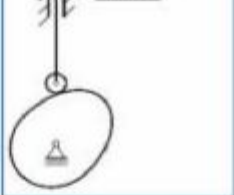
К конструктивному виду толкателя, при котором различают два профиля (теоретический и практический), относится толкатель роликовый

Механизмы, в состав которых входит звено, имеющее поверхность переменной кривизны, называются кулачковыми

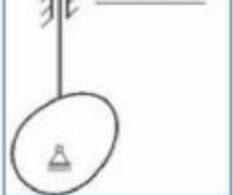
Толкатель, изображенный на рисунке, называется гребенчатый плоский



Толкатель, изображенный на рисунке, называется роликовый



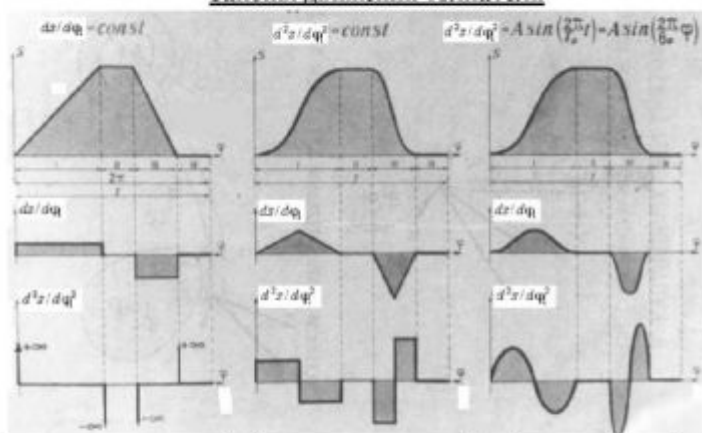
Толкатель, изображенный на рисунке, называется островочный



К конструктивному виду толкателя, при котором различают два профиля (теоретический и практический), относится толкатель роликовый

Если φ_y – угол удаления; φ_d – угол дальнего стояния; φ_c – угол сближения; φ_b – угол ближнего стояния, то рабочий профильный угол δ_p определяется формулой $\delta_p = \varphi_y + \varphi_b + \varphi_c$

Законы движения толкателя



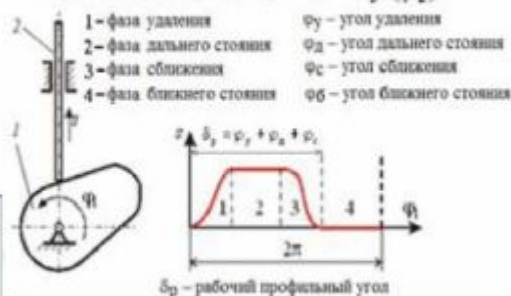
С жестким ударом

С мягким ударом

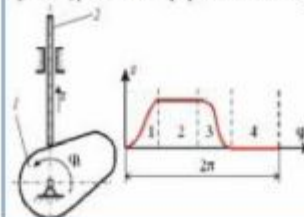
Безударный

Закон движения толкателя

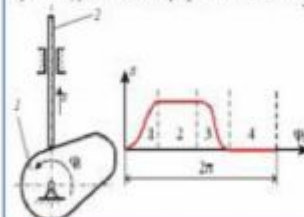
График зависимости перемещения толкателя s от угла поворота кулачка φ_1 . $S = f(\varphi_1)$



На рисунке приведены структурная схема кулачкового механизма и график зависимости перемещения толкателя s от угла поворота кулачка φ . Участок 1 графика называется фазой удаления

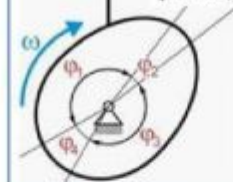


На рисунке приведены структурная схема кулачкового механизма и график зависимости перемещения толкателя s от угла поворота кулачка φ . Участок 4 графика называется фазой ближнего стояния

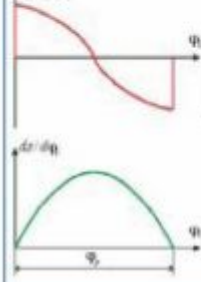


Фазовые углы от φ_1 до φ_4 по порядку называются:

углом сближения,
углом ближнего стояния,
углом удаления,
углом дальнего стояния.

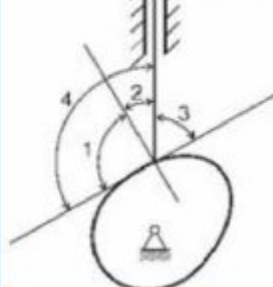


На рисунке приведены графики зависимости амплитуд скорости и ускорения толкателя в кулачковом механизме от угла поворота кулачка на фазе удаления. Данный закон движения толкателя называется косинусоидальным

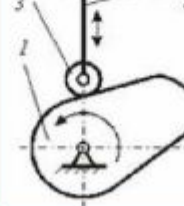


С мягким ударом

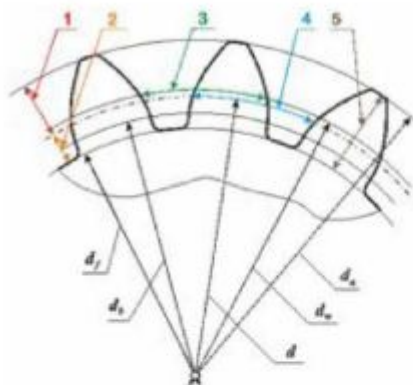
Угол давления в кулачковом механизме обозначен цифрой 2



Звено 1 механизма, структурная схема которого приведена на рисунке, называется кулачком



5.3. Синтез эвольвентного зацепления



Элементы зубчатого колеса: $m = p/\pi$ - модуль зубчатого колеса (в мм.) модули стандартизованы; d_a - диаметр окружности вершин;

d_f - диаметр окружности впадин;

d_w - диаметр начальной окружности (проходит через полюс зацепления);

d - диаметр основной окружности (по ее эвольвенте очерчен профиль зуба);

$d = m \cdot z$ - диаметр делительной окружности (делительной окружностью называется окружность стандартных шага p , модуля m и угла профиля α);

1 - высота делительной головки зуба; 2 - высота делительной ножки зуба; 3 - шаг зубьев по начальной окружности колеса; 4 - шаг зубьев по делительной окружности колеса ($p = m \cdot \pi$); 5 - высота зуба колеса.

На рисунке изображено прямозубое цилиндрическое эвольвентное зубчатое колесо. Высота делительной ножки зуба обозначена цифрой 2



Окружность, являющаяся базовой для определения размеров зубьев цилиндрического зубчатого колеса, называется делительной

Для зацепления по ГОСТу профильный угол α эвольвенты для точки, лежащей на делительной окружности, равен $\alpha = 20^\circ$

Согласно действующему в России государственному стандарту диаметр основной окружности прямозубого цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса обозначается d_b

Согласно действующему в России государственному стандарту диаметр окружности вершин прямозубого цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса обозначается d_a

Отношение окружного шага к числу π или долей делительного диаметра, приходящейся на один зуб называется модулем зубьев

Диаметр основной окружности определяется по формуле $d_b = d \cdot \cos(\alpha)$

Показатели качества зубчатых колес и зубчатого зацепления:

Заострением зуба цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса с внешними зубьями называется пересечение эвольвент, образующих профили зуба, на или внутри окружности вершин

Подрезание ножки зуба колеса - срезание части номинальной поверхности у основания зуба обрабатываемого зубчатого колеса в результате интерференции зубьев при станочном зацеплении

Интерференция зубьев в рабочем зацеплении - явление, заключающееся в том, что при рассмотрении теоретической картины зубчатого зацепления часть пространства оказывается одновременно занятой двумя взаимодействующими зубьями

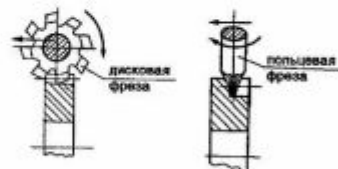
Коэффициент скольжения характеризует величину проскальзывания сопряженных профилей зубчатых колес в процессе зацепления

Коэффициент удельного давления характеризует величину контактных напряжений, возникающих в местах соприкосновения зубьев

Коэффициент перекрытия в зубчатой передаче характеризует непрерывность и плавность зацепления в передаче

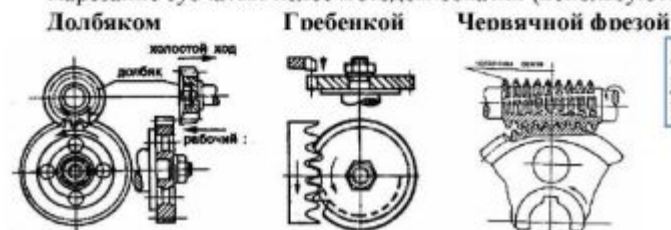
Изготовление зубчатых колес (два метода изготовления зубьев: **метод копирования и метод обкатки**).

К **методу копирования** относятся литье, штамповка, протягивание, строгание, **фрезерование** или шлифование специальными инструментами, у которых форма режущих кромок отвечает форме впадины между зубьями (например, дисковые или пальцевые фрезы).



Для нарезания колес с внутренними зубьями используют такой зуборезный инструмент, как **долбяк**

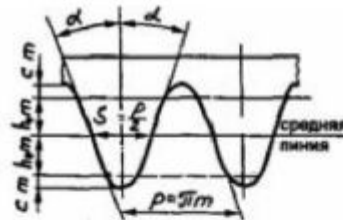
Нарезание зубчатых колес методом обкатки (используются движения резания, подачи и огибания)



Для эвольвентного зацепления характерно свойство эвольвентное зацепление обеспечивает постоянство передаточного отношения в процессе зацепления.

Инструментальная рейка

Для основного контура ГОСТ предусматривает:
 $h = 1,0$; $c = 0,25$ и $\alpha = 20^\circ$.



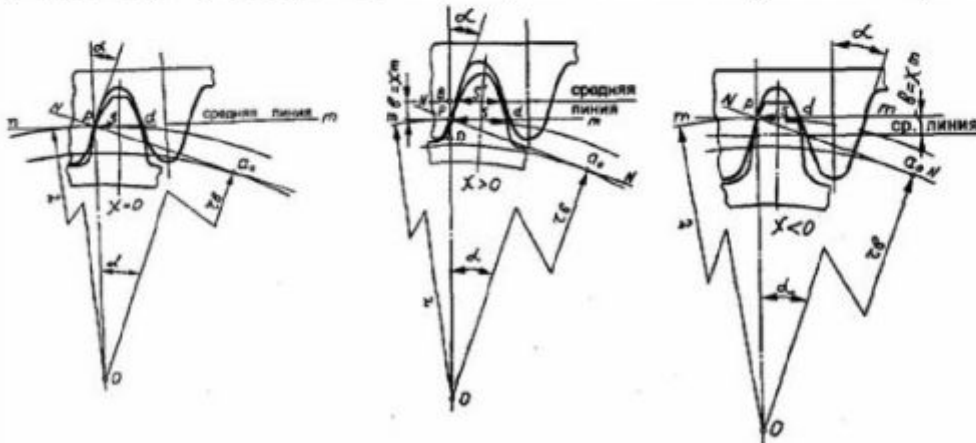
Положение рейки относительно заготовки колеса

определяется смещением исходного контура ($x \cdot m$, где x – коэффициент смещения).

Смещение исходного контура - это кратчайшее расстояние между средней линией рейки и делительной окружностью нарезаемого колеса.

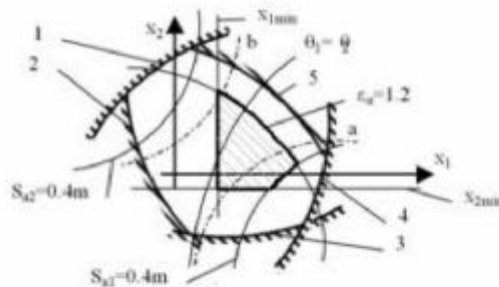
В зависимости от величины коэффициента смещения различают три вида зубчатых колес:

- нулевое колесо ($x=0$)** для него толщина зуба по делительной окружности = ширине впадины;
- положительное ($x>0$)** колесо для него толщина зуба по делительной окружности > ширины впадины;
- отрицательное ($x<0$)** колесо для него толщина зуба по делительной окружности < ширины впадины.



Коэффициенты смещения выбираются с помощью блокирующего контура.

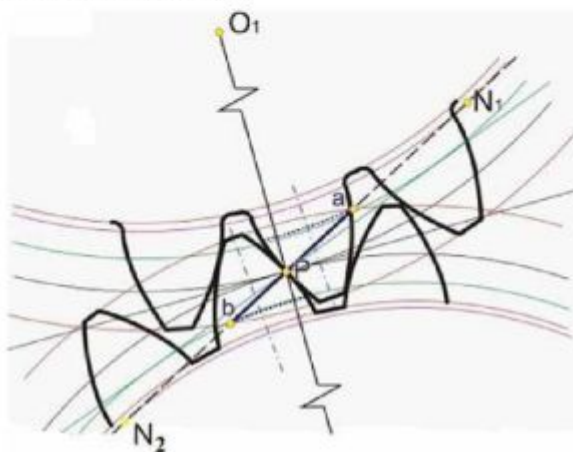
Блокирующий контур – область допустимых коэффициентов смещения зубчатых колес передачи (на рисунке заштрихована).



В зависимости от величины суммы коэффициентов смещения различают три вида зубчатых передач:

нулевые ($x_1+x_2=0$), **положительные ($x_1+x_2>0$)** и **отрицательные ($x_1+x_2<0$)**.

Для нулевой передачи межосевое расстояние $a_w = a_{w0} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2$; для положительной $a_w > a_{w0}$; для отрицательной $a_w < a_{w0}$.

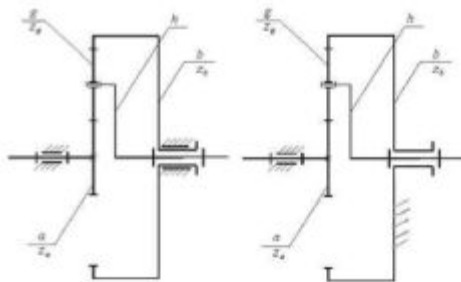


Элементы зубчатого зацепления:

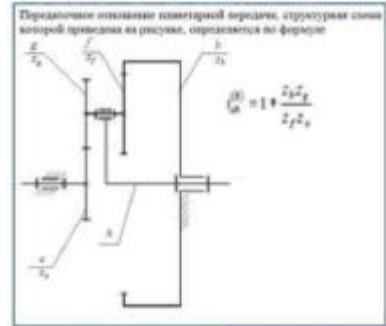
- P – полюс зацепления;
- N_1N_2 – линия зацепления;
- ab – активная часть линии зацепления.

5.4. Синтез планетарных механизмов. Дифференциальный механизм

Дифференциальный (слева) и планетарный механизмы



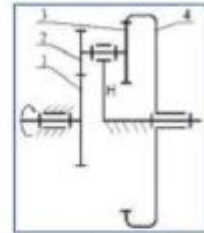
a – центральное (солнечное) колесо,
 b – центральное (опорное) колесо,
 g – сателлит,
 h – водило.



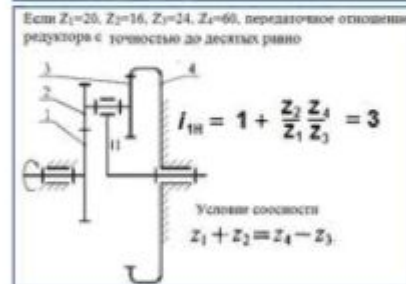
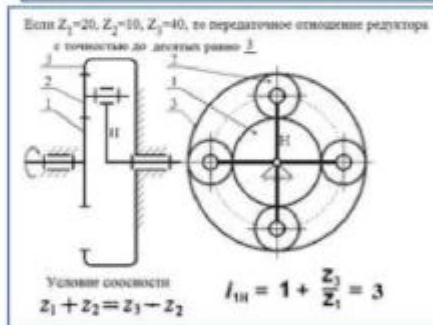
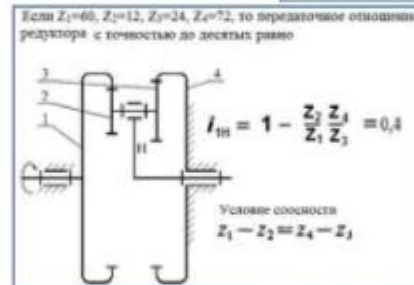
Общая формула для определения передаточного числа планетарной передачи:

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)}; \quad u_{14}^{(H)} = u_{12}^{(H)} u_{34}^{(H)}; \quad u_{12}^{(H)}, u_{34}^{(H)} \text{ — передаточные числа ступеней (с учетом знаков) при остановленном водиле}$$

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}}$$



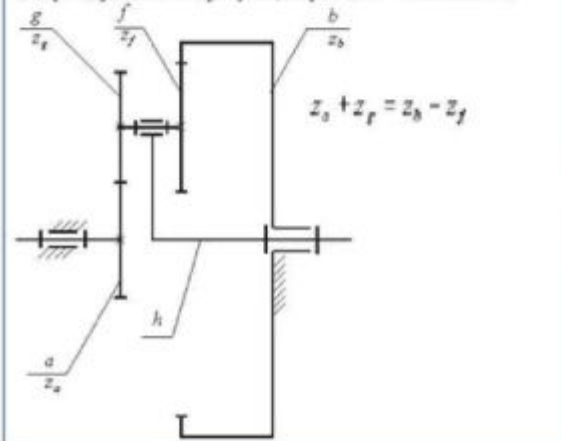
Передаточное число вариантов планетарных передач



Условия синтеза планетарной зубчатой передачи

Условие соосности в планетарной зубчатой передаче является дополнительным условием синтеза, выражающим необходимость расположения геометрических осей центральных зубчатых колес на одной прямой

Условие соосности в планетарной передаче, структурная схема которой приведена на рисунке, выражается соотношением



Условие соседства в планетарной зубчатой передаче является дополнительным условием синтеза, определяющим возможность установки нескольких сателлитов в водиле без соприкосновения вершин зубьев соседних сателлитов

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{\max} + 2h_a^*}{z_1 + z_2}$$

z_c^{\max} – максимальное число зубьев зубчатого венца сателлита
 k – число сателлитов

Условие сборки в планетарной зубчатой передаче является дополнительным условием синтеза, определяющим возможность сборки передачи при использовании нескольких сателлитов

$$\frac{z_1 u_{1H}}{k} (1 + k\Pi) = \Pi$$

Π – число полных поворотов водила 0, 1, 2, 3, ...
 Π – целое число 1, 2, 3, ...

Аналог скорости, аналог ускорения 7	Отношение действительного значения физической величины к длине отрезка 8
Вибрационные воздействия (вибрация) 16	Отношение окружного шага колеса к числу ни 20
Вибрационные транспортёры 17	Отношение средних скоростей выходного звена 9
Виброактивность машин 16	Паразитные колеса 10
Вибровозбудитель 17	Параметры синтеза механизма 18
Виброгасители 17	Параметры схемы механизма 18
Виброзащита 16	Передачное отношение (число) 10
Вибротранспортное устройство (машина) 17	Передачное отношение планетарной передачи (редуктора) 22
Высота делительной ножки зуба 20	План положений, план скоростей, план ускорений 8
Гармонические колебания 16	Планетарный механизм 22
Гашение колебаний 16, 17	Подрезание ножки зуба 20
Главный вектор (момент) сил инерции звена 13, 15	Полигармонические колебания 16
Глобальный минимум целевой функции 18	Полужидкостное трение 14
График зависимости перемещения (аналога скорости, аналога ускорения) толкателя 19	Порядок структурной группы 6
Движение ползуна может начаться, если... 14	Приведенная сила (момент сил, масса, момент инерции) 11
Диаметр основной (делительной, начальной и т.д.) окружности 20	Профильный угол эвольвенты 20
Динамическая неуравновешенность 15	Рабочий профильный угол 19
Динамический синтез 18	Размах перемещения звена 9
Дисбаланс 15	Разность фаз 16
Дифференциальный зубчатый механизм 22	Расчетная схема структурной группы 13
Дополнительные условия синтеза 18	Редуктор 10
Задача определения закона движения 11	Режим движения механизма 12
Закон движения толкателя 19	Режим разбега (выбега) 12
Заострение зуба 20	Ротор 15
Звено ... называется 3; 19	Рычаг Жуковского 13
Зуборезный инструмент 20, 21	Свойства механизма 18
Зубчатая передача 10	Сила трения 14
Зубчатое колесо (положительное, отрицательное, нулевое) 21	Силовой расчет 13
Интерференция зубьев 20	Система векторных уравнений 8
Источник вибраций (колебаний) 16	Система заменяющих масс 15
Кинематическая пара 4	Система твердых тел 4
Кинематическая цепь (называется, является) 4	Скорость выходного звена через аналоги скорости и ускорения 7
Кинематические воздействия 16	Статическая неуравновешенность 15
Кинематический синтез 18	Структурная группа звеньев (группа Асура) 6
Кинетическая энергия 11	Структурный синтез 6
Класс кинематической пары 4	Сухое трение 14
Класс структурной группы 6	Теоретический и практический профиль кулачка 19
Коэффициент неравномерности движения 12	Толкатель... называется 19
Коэффициент перекрытия 20	Транспортная машина 3
Коэффициент полезного действия 14	Угол давления 14; 18
Коэффициент потерь 14	Угол трения 14
Коэффициент скольжения 20	Угол удаления (сближения, дальнего стояния, ...) 19
Коэффициент трения качения 14	Уравнения колебаний 16
Коэффициент удельного давления 20	Уравнения, устанавливающие взаимосвязь... 11
Крайние положения звеньев 9	Уравновешивание 15
Кулачковый механизм 19	Уравновешивающий момент (сила) 13
Линейные перегрузки 16	Ускорение выходного звена через аналоги скорости и ускорения 7
Маховик 12	Условие сборки (соосности, соседства) 22
Машина 3	Условие статической определенности 13
Местная подвижность 5	Условие существования режима 12
Метод преобразования координат 7	Условное обозначение кинематической пары 4
Методы кинематического анализа 7	Установившееся движение 12
Механизм, ... схема которого показана, является... 9	Функция положения механизма 7
Механизм... воспроизводит заданную траекторию 9	Цель динамического анализа 11
Механизм... воспроизводит требуемую функциональную зависимость 9	Цель динамического синтеза 18
Механические воздействия, механические колебания 16	Число избыточных связей 5
Моментная неуравновешенность 15	Число связей кинематической пары 4
Направление силы сопротивления 13	Число степеней свободы (подвижностей) 5; (см. табл. на с. 4)
Обобщенные координаты 5	Электродвигатель 3
Окружность, являющаяся базовой... 20	Элементы зубчатого зацепления 21