



НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВИАЦИОННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра машиноведения



Дисциплина
«Теория механизмов и машин»

Лекция 1.1.

**Структура механизма.
Степень свободы механизма**

1. Понятие о машине и механизм.
2. Кинематические пары (КП) и их классификация.
3. Условные изображения КП и звеньев плоских механизмов.
4. Схема механизма и его чертежи.
5. Определение числа степеней свободы механизма.

Самостоятельная работа студента (СРС)

[1 (с. 11– 64); 2 (с. 5–42); 3 (п. 2.10, 2.11)]

**Конспект (приводы и машинные агрегаты;
пассивные, избыточные связи)**

Решение задач: 4. (с. 4–42)

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 4 перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
2. Теория механизмов и машин. / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
3. Левицкая О.Н., Левицкий Н. И. Курс теории механизмов и машин. Изд. 2 перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 279 с.
4. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1973. – 256 с.

Цель ТММ – анализ и синтез типовых механизмов и машин, а также систем, созданных на их основе.

Задача ТММ – разработка общих методов синтеза и анализа структуры, кинематики и динамики типовых механизмов и машин, а также систем созданных на их основе.

Дисциплина «Теория машин и механизмов» включает следующие разделы:

статика – синтез структуры механизмов и машин;

кинематика – анализ закономерностей изменения кинематических параметров механизмов и машин в функции времени;

динамика – анализ динамических процессов, протекающих в механизмах и машинах, под действием приложенных к ним силовых факторов в функции времени.

Машина – это устройство, выполняющая механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации. Все машины можно разделить на **четыре вида**:

Энергетические машины – это машины, преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида.
(двигатели, генераторы и т.п.)

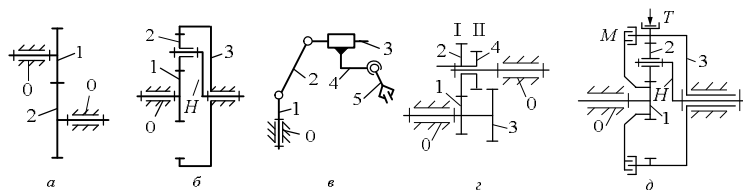
Рабочие машины – это машины, использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию объектов или материалов
(транспортные машины, технологические машины)

Информационные машины – это машины, предназначенные для обработки и преобразования информации
(математические машины, контрольно-управляющие машины)

Кибернетические машины – это машины, управляющие машинами других видов, которые способны изменять программу своих действий в зависимости от состояния окружающей среды.
(машины, обладающие элементами искусственного интеллекта)

2) по виду передаточной функции:

- механизмы с постоянной передаточной функцией – это механизмы, передаточное отношение которых за цикл работы не изменяется (а, б, в);
- механизмы с переменной передаточной функцией – это механизмы, передаточное отношение которых за цикл работы может изменяться в заданном диапазоне (г, д);



Все машины состоят из **механизмов**, которые призваны обеспечивать выполнение требуемых функций. В зависимости от сложности схемы машины могут содержать несколько механизмов одновременно.

Механизм – это система тел, состоящая из подвижных звеньев, стойки и кинематических пар, образующих кинематические цепи.

Механизмы классифицируют по разным признакам:

1) по области применения и функциональному назначению:

- механизмы летательных аппаратов;
- механизмы станков;
- механизмы кузнечных машин и прессов;
- механизмы двигателей внутреннего сгорания;
- механизмы промышленных роботов (манипуляторы);
- механизмы компрессоров;
- механизмы насосов;
- механизмы комбинированные;

3) по виду структуры:

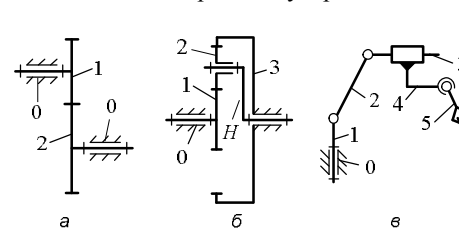
механизмы с постоянной структурой – это механизмы, структура которых за цикл работы не изменяется (а, б);

механизмы с переменной структурой – это механизмы, структура которых за цикл работы может изменяться (в);

4) по движению и расположению звеньев в пространстве:

плоские механизмы – это механизмы, звенья которых совершают движения в параллельных плоскостях (а, б);

пространственные механизмы – это механизмы, звенья которых совершают движения в перпендикулярных плоскостях (в).



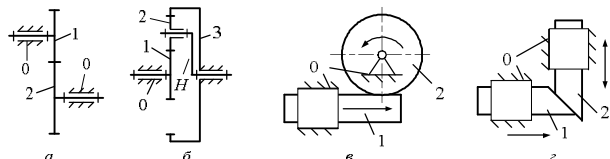
5) по виду преобразования движения:

– механизмы, преобразующие вращательное движение входного звена во вращательное движение выходного звена (*a, б*);

– механизмы, преобразующие вращательное движение входного звена в поступательное движение выходного звена (*в*, при ведущем звене 2);

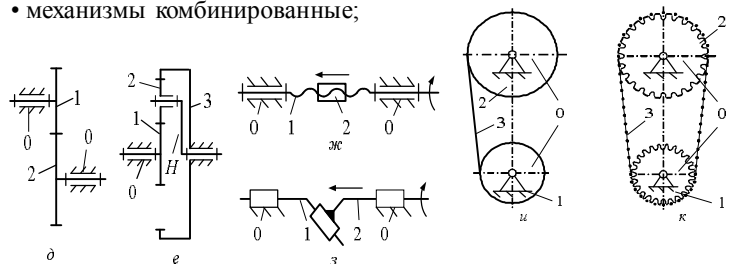
– механизмы, преобразующие поступательное движение входного звена во вращательное движение выходного звена (*в*, при ведущем звене 1);

– механизмы, преобразующие поступательное движение входного звена в поступательное движение выходного звена (*г*);



9) по конструктивному исполнению звеньев:

- механизмы рычажные (*a, б*);
- механизмы кулачковые (*в, г*);
- механизмы зубчатые (*д*);
- механизмы эпициклические (*e*);
- механизмы винтовые (*ж*);
- механизмы клиновые (*з*);
- механизмы ременные (*и*);
- механизмы цепные (*к*);
- механизмы комбинированные;



б) по числу подвижностей механизма:

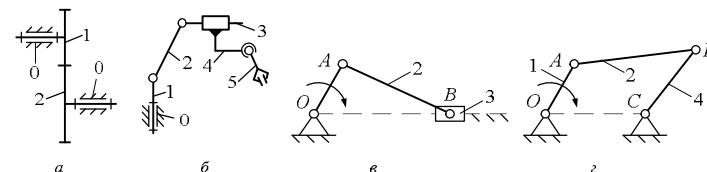
механизмы с подвижностью равной единице (*a, в, г*);

механизмы с подвижностью больше единицы (*б*);

7) по виду кинематических пар:

механизмы с высшими кинематическими парами – это механизмы, содержащие хотя бы одну высшую кинематическую пару (*a, б*);

механизмы с низшими кинематическими парами – это механизмы, содержащие только низшие кинематические пары (*в, г*).



Частным случаем механизмов с низшими кинематическими парами являются шарнирные механизмы (*г*);

Согласно определению все **механизмы состоят из нескольких элементов**, основными из которых являются **звенья**.

Звено – это тело или система жестко связанных тел, входящих в состав механизма.

Звенья любого механизма подразделяются:

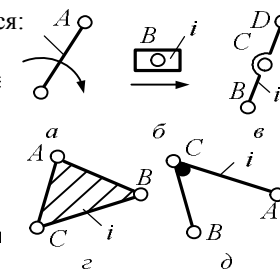
1) по структурному состоянию:

твердое звено; упругое звено; гибкое звено; жидкое звено; газообразное звено;

2) по конструктивному исполнению:

простое звено (одно или двух вершинное) (*a, б, в*);

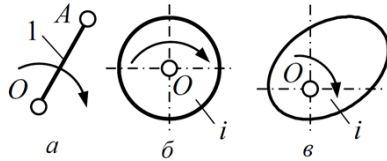
сложное или составное звено (трех и более вершинное) (*г, д*).



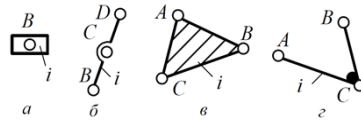
Простые звенья на схемах механизмов изображают в виде линий или кривых (*a, б, в*), а сложные или составные звенья обозначаются в виде замкнутых и незамкнутых геометрических фигур (*г, д*). Замкнутые геометрические фигуры, изображающие сложные или составные звенья, заштриховываются (*г*).

3) По преобразованию движения и силовых факторов звено может быть **входным, выходным** и **промежуточным**.

Входное, или **ведущее, звено** – это звено механизма, которому сообщается заданное движение и соответствующие силовые факторы (силы и моменты пар сил).



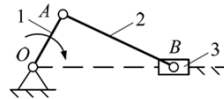
Выходное звено – это звено механизма, на котором получают требуемое движение и требуемые силовые факторы.



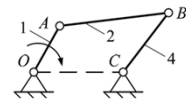
Промежуточное звено – это звено механизма, расположенное между входным и выходным звеньями и предназначенное для передачи движения и преобразования силовых факторов.

К звеньям, совершающим **вращательные движения**, относятся **кривошип, коромысло, кулиса** и **качающийся ползун**.

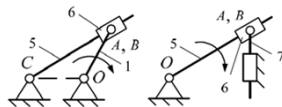
Кривошип
(входящее в состав, обладающее возможностью вращательных КП поворота вокруг оси вращения на угол **более 360°** (звено 1).



Коромысло
вращательных КП поворота вокруг оси вращения на угол **менее 360°** (звено 4).



Кулиса
вращательных и поступательных КП поворота вокруг оси вращения на угол **менее 360°** (звено 5).

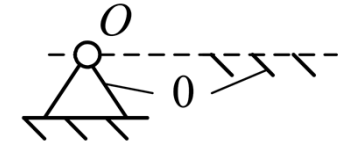


Все представленные звенья взаимодействуют со стойкой. При этом **кривошип** в большинстве случаев **является начальным** или **ведущим** звеном.

В схемах механизмов все неподвижные элементы относятся к **стойке**, которая обозначается θ .

Стойка в составе механизма всегда одна, однако в составе схемы она может быть представлена несколькими элементами: **шарнирно-неподвижными опорами** и **направляющими ползунов**, т. е. присоединений к стойке может быть сколько угодно.

В качестве стойки может выступать любое звено механизма, которое в составе схемы пометается штриховкой под углом 45°.

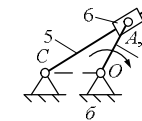


К звеньям, совершающим **поступательные движения**, относятся **ползун, камень** и **шток**.

Ползун
поступательную КП со стойкой (звено 3).

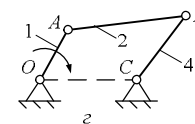


Камень
поступательную КП с кулисой (звено б).

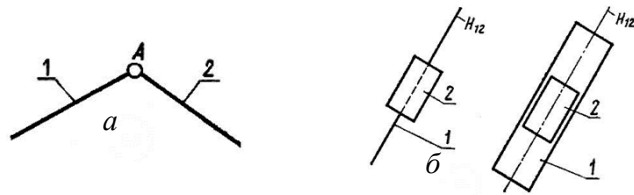


Звено, совершающее сложное движение, являются **шатун**.

Шатун
КП только с **подвижными звеньями**, не имеющих **связей со стойкой** (звено 2).



Условные изображения КП и звеньев плоских механизмов

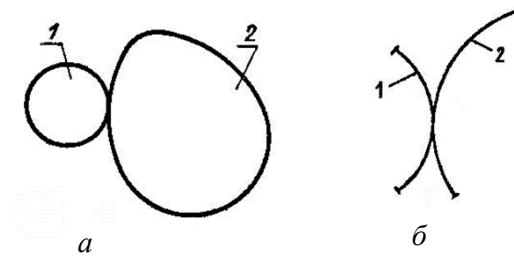


а - вращательная пара б - поступательная пара

Центры вращательных пар обозначают прописными буквами латинского алфавита: А, В, С и т.д.

Звенья обозначают арабскими цифрами 1, 2, 3 и т.д.

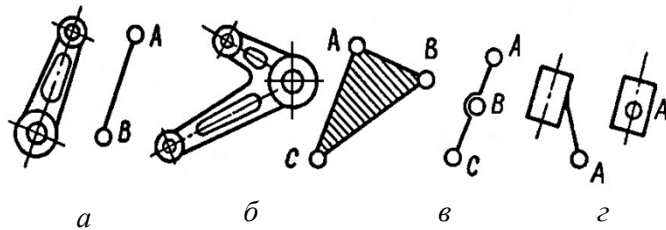
Условные изображения КП 2 рода



а - два звена соприкасающиеся друг с другом всеми своими точками;

б - соприкасающиеся звенья только на некотором участке профилей

Условные изображения КП и звеньев плоских механизмов



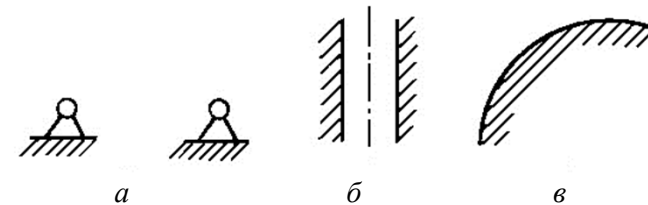
а - звено входит до двух вращательных КП;

б - звено входит до трех вращательных КП;

в - звено входит до трех вращательных КП, которые размещаются в одну линию;

г - звено имеет вращательное и поступательное КП

Условные изображения неподвижного звена



а - входящее в состав двух вращательных пар;

б - входящее в состав одной поступательной пары;

в - входящее в состав пары 2-го рода

Кинематическая пара (КП) – это подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее относительные движения.

Классифицируются по следующим признакам:

1) по относительному движению звеньев:

- вращательные;
- поступательные;
- винтовые;
- плоскостные;
- сферические;

2) по виду контакта звеньев (по Ф. Рело):

низшие КП – это КП, в которых контакт звеньев осуществляется по плоскости или по поверхности (вращательная, поступательная КП);

высшие КП – это КП, в которых контакт звеньев осуществляется по линии или в точке (цилиндр-плоскость, шар-плоскость).

3) по способу обеспечения контакта звеньев:

силовые КП – это КП, в которых постоянство контакта звеньев обеспечивается за счет действия сил тяжести или силы упругости пружины;

геометрические КП – это КП, в которых постоянство контакта звеньев реализуется за счет конструкции рабочих поверхностей звеньев;

4) по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев образующих КП (число условий связи определяет **класс** КП (И.И. Артоболевский));

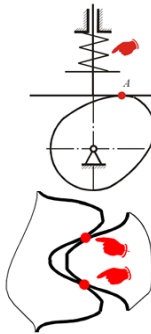
$$S = 6 - H$$

S – класс, число условных связей

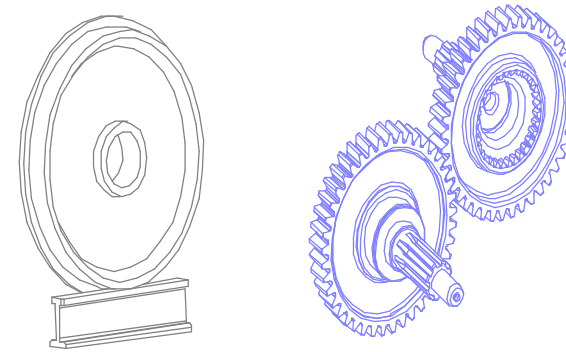
5) по числу подвижностей в относительном движении звеньев (число подвижностей определяет **подвижность** КП (В.В.Добровольский).

$$H = 6 - S$$

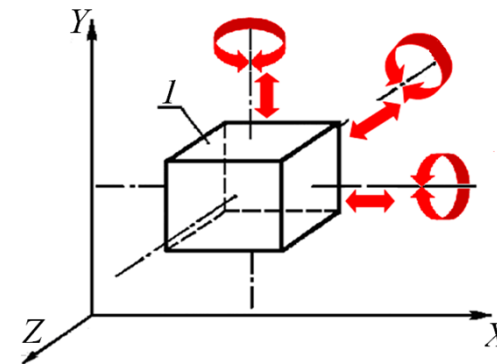
H – подвижность, род



Высшие кинематические пары



Абсолютно свободное твердое тело (звено), находясь в трехмерном пространстве, может максимально совершить **шесть движений**: **три вращательных** движения – вокруг осей X , Y , Z ; **три поступательных** движения – вдоль осей X , Y , Z .



Класс	Число связей	Подвижность (род)	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
1	КП «Шар – плоскость»				
	1	5		точка, высшая	
2	КП «Цилиндр – плоскость»				
	2	4		Линия, высшая	

Класс	Число связей	Подвижность (род)	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
3	КП «Сферическая»				
	3	3		Поверхность низшая	
3	КП «Плоскостная»				
	3	3		Поверхность низшая	

Класс	Число связей	Подвижность (род)	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
4	КП «Сферическая с пальцем»				
	4	2		Поверхность низшая	
4	КП «Цилиндрическая»				
	4	2		Поверхность низшая	

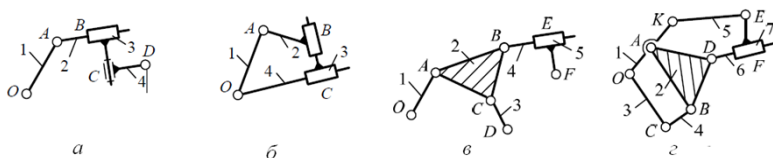
Класс	Число связей	Подвижность (род)	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
5	КП «Вращательная»				
	5	1		Поверхность низшая	
5	КП «Поступательная»				
	5	1		Поверхность низшая	

Класс	Число связей	Подвижность (род)	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
5	КП «Винтовая»				
	5	1		Поверхность низшая	

2) по взаимодействию звеньев:

незамкнутая, или **разомкнутая** – это КЦ, в которой хотя бы одно звено имеет свободный элемент, не взаимодействующий с другими звеньями и не образующий с ними КП (*a, в*);

замкнутая – это КЦ, каждое звено которой входит в состав как минимум двух КП (*б, в*).



Все механизмы состоят из совокупности звеньев, образующих КП, которые составляют кинематические цепи.

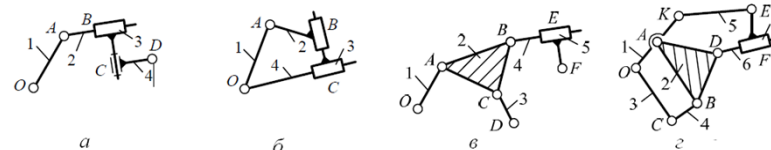
Кинематическая цепь (КЦ) – это система звеньев, образующих между собой КП.

КЦ подразделяются:

1) по конструктивному исполнению:

простая – это КЦ, каждое звено которой входит в состав не более двух КП, т. е. содержит только одно- или двухвершинные звенья (*a, б*);

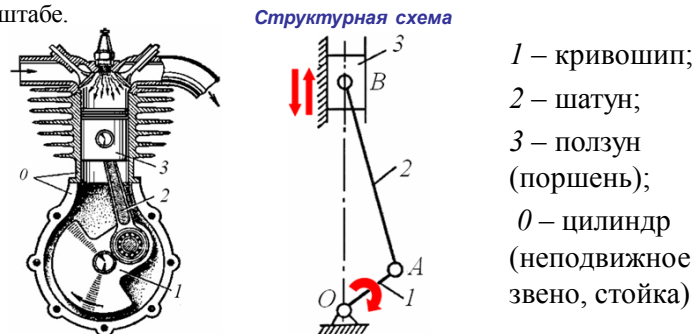
сложная – это КЦ, имеющая звенья, входящие в состав трех и более КП, т. е. содержит хотя бы одно звено с тремя или более вершинами (*в, г*);



Структура механизма – это совокупность звеньев, образующих подвижные и неподвижные соединения.

Структурная схема – это графическое изображение механизма, выполненное без соблюдения масштабов с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ.

Кинематическая схема – это структурная схема механизма, построенная с соблюдением относительных размеров звеньев в масштабе.



Структурный анализ – это процесс исследования структуры механизма, т. е. определение числа звеньев и видов движения, ими совершаемых, числа и вида КП, структурных групп и КЦ, числа подвижностей и наличия дефектов.

Структурный анализ рычажных механизмов сводится к решению следующих задач:

для плоских механизмов:

- 1) определение подвижности механизма (степени свободы);
- 2) анализ состава структуры механизма.

для пространственных механизмов:

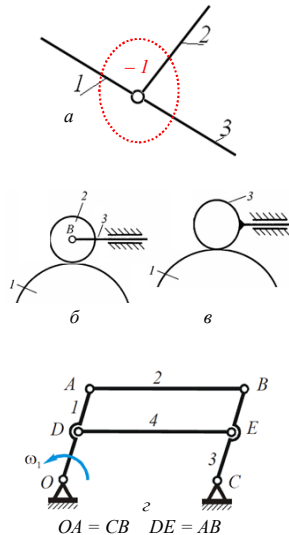
- 1) определение подвижности механизма (степени свободы);
- 2) определение маневренности механизма.

При расчете **степени свободы** по формуле Чебышева **необходимо учитывать** следующие:

– **наличие кратных шарниров**; так, как соединение звеньев (*a*) необходимо считать как два шарнира, иначе расчет даст завышенное значение *W*;

– **наличие местных подвижностей** (устранение которых не повлияет на кинематику механизма) у механизма (*б*) при любом положении кулачка *1* коромысло *3* может занимать только одно (единственно возможное) положение; для (*б*) $W = 2$, для получения достоверного результата можно ролик *2* мысленно объединить с коромыслом *3* в одно звено (*в*), тогда фактическая подвижность механизма $W = 1$.

– **наличие пассивных (или избыточных) связей**; т.е. звеньев устранимых без формального ущерба для кинематики механизма (*г*) с пассивным звеном $W = 0$, а фактически $W = 1$.



Подвижность механизма – это число независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положения звеньев механизма на плоскости или в пространстве в рассматриваемый момент времени.

Структурные формулы имеют по две формы записи:

- 1) в степенях подвижностей КП (родах):

для плоских механизмов формула **П. Л. Чебышева**:

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

для пространственных механизмов формула **А. П. Малышева**:

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

где p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – число КП, имеющих 1, 2, 3, 4 и 5 подвижностей соответственно.

- 2) в классах КП:

для плоских механизмов формула **П. Л. Чебышева**:

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

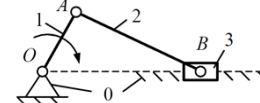
для пространственных механизмов формула **А. П. Малышева**:

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

где p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – число КП, соответственно, 5, 4, 3, 2 и 1 класса;

Структурный анализ кривошипно-ползунного механизма

определение подвижности механизма (степени свободы)



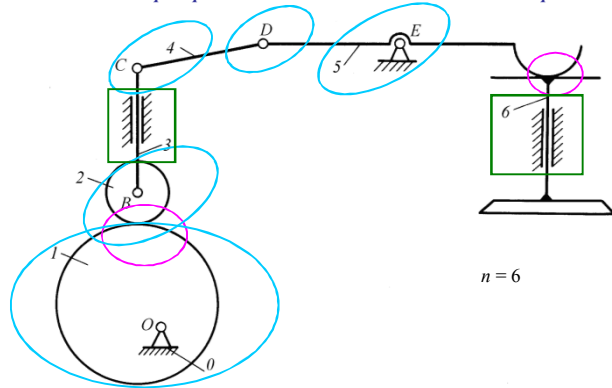
1 – звено *OA* – кривошип,
2 – звено *AB* – шатун,
3 – звено *B* – ползун,
0 – стойка. $n = 3$

№	Номер / название	Схема	Центр вращения	Подвижность (род) / класс	Вид контакта / замыкание
1	0 – 1 / вращательная		<i>O</i>	1/5	Поверхность (низшая) / геометрическое
2	1 – 2 / вращательная		<i>A</i>	1/5	Поверхность (низшая) / геометрическое
3	2 – 3 / вращательная		<i>B</i>	1/5	Поверхность (низшая) / геометрическое
4	3 – 0 / поступательное		–	1/5	Поверхность (низшая) / геометрическое

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

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 9 - 8 = 1$$

Степень свободы плоского механизма
газораспределительного механизма двигателя вертолѐта



$n = 6$

Звенья 0 и 1, 2 и 3, 3 и 4, 4 и 5, 5 и 6 образуют пары 1-го рода (вращательные)

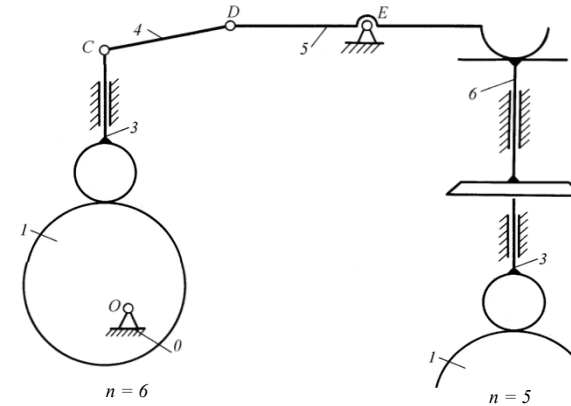
Звенья 3 и 0, 6 и 0 образуют пары 1-го рода (поступательные)

Звенья 1 и 2, 5 и 6 – пары 2-го рода (вида ВП)

в механизме пар 1-го рода равно 7, пар 2-го рода – 2, т.е. $p_1 = 7, p_2 = 2$

Определяем степень свободы механизма $W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 = 2$.

Лишние степени свободы



$n = 6$

пар 1-го рода равно 7, пар 2-го рода – 2, т.е. $p_1 = 7, p_2 = 2$

$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 2$.

$n = 5$

пар 1-го рода равно 6, пар 2-го рода – 2, т.е. $p_1 = 6, p_2 = 2$

$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 2 = 1$.

Лекция 1.2.

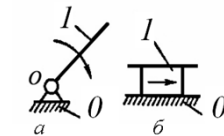
СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

1. Структурное исследование и синтез механизмов.
2. Группа начальных звеньев.
3. Группы Ассур и их классификация.
4. Определение структуры механизмов.
5. Образование четырехзвенных механизмов.
6. Понятие структурную схему механизма. Замена высших КП ниже.

Механизмы с **низшими парами**, называемые **рычажными**.
Каждый механизм с $W = 1$ можно считать состоящим из механизма 1-го класса и присоединенных к нему структурных групп.

Под **механизмом 1-го класса** понимается начальное звено со стойкой.

Для механизма 1-го класса $W = 1$.



Структурной группой (группой Ассур) называется группа звеньев, которая, будучи присоединенной к стойке, образует кинематическую цепь с $W = 0$.

$W = 3n - 2p_1$ – **уравнением структурной группы**.

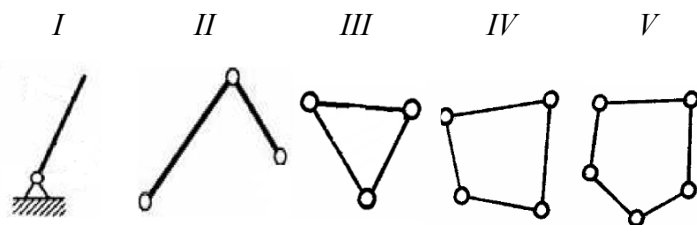
$p_1 = 1,5n$.

Число звеньев, n	2	4	6	8	10	12
Число КП, p_1	3	6	9	12	15	18

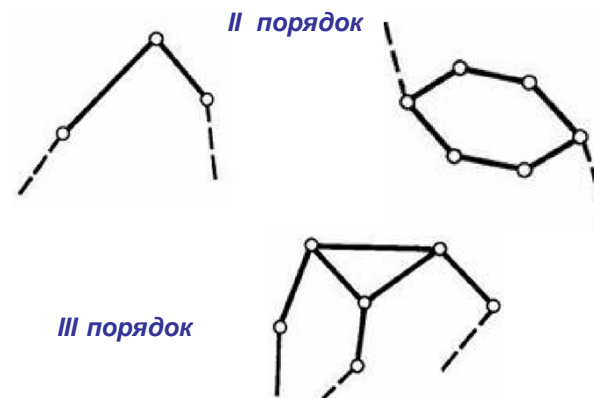
Группы Ассура подразделяются на **классы, порядки**.

Класс группы Ассура определяется максимальным числом кинематических пар входящих в одно звено.

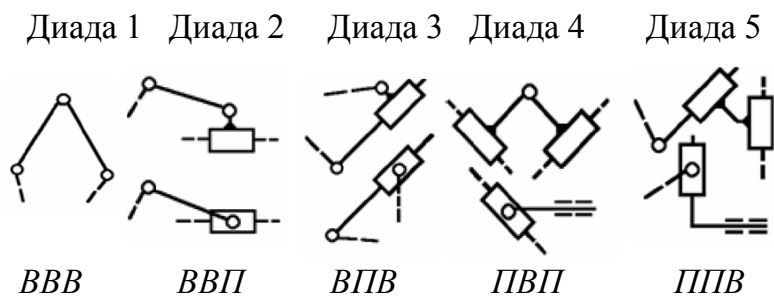
Класс



Порядок группы определяется числом элементов, которыми группа присоединяется к основному механизму.

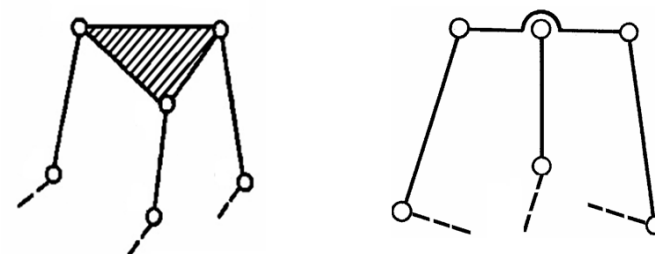


Группа II класса 2 порядка
двухпроводковая группа (диада)
Состоит из **2 звеньев** и **3 КП**



Группа III класса 3 порядка

При $n = 4$ - **трехпроводковая группа**
Состоит из **4 звеньев** и **6 КП**



Класс механизма определяется наивысшим классом группы Ассура, которая входит в его состав.

Порядок структурного исследования плоского механизма

- 1) определение подвижности механизма (степени свободы) п.1, 2;
- 2) анализ состава структуры механизма п. 3 – 4.

1. Пронумеровать все звенья механизма; неподвижному звену (стойке) обычно присваивают 0 номер.

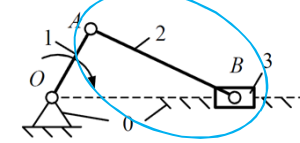
2. Рассчитать степень подвижности механизма W ; при наличии местных подвижностей и (или) пассивных связей, избавиться от них и повторить расчет W – в результате должна получиться фактическая степень подвижности механизма.

3. Произвести замену всех высших КП фиктивными звеньями и низшими парами; подтвердить расчетом величину W – она должна остаться прежней.

4. Выбрать начальные звенья механизма (если они не были заданы условием задачи).

5. Написать формулу строения механизма.

Анализ состава структуры механизма

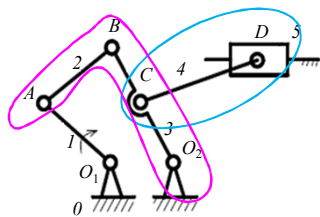


1 – звено OA – кривошип,
2 – звено AB – шатун,
3 – звено B – ползун
0 – стойка
 $n = 4$ $p_1 = 4$, $p_2 = 0$ $W = 1$.

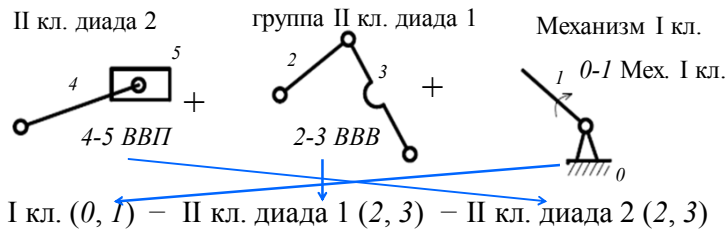
№	Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы
1	3 – 2	ВВП	Группа Ассура II класса 2 порядка Диада 2	
2	1 – 0	–	Начальный механизм (механизм I класса)	

I кл. (0, 1) ← II кл. диада 2 (2, 3)

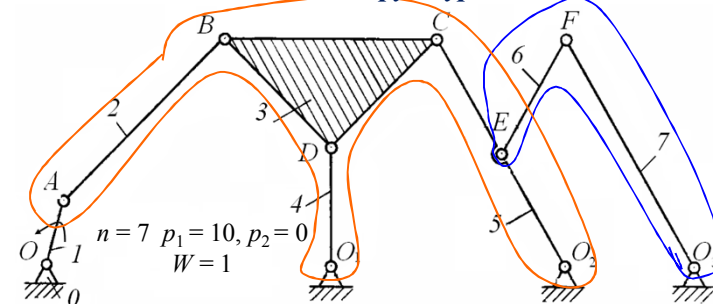
Анализ состава структуры механизма



0 – стойка; 1 – кривошип,
2 – шатун, 3 – коромысло,
4 – шатун, 5 – ползун
 $n = 5$ $p_1 = 7$, $p_2 = 0$
 $W = 3n - 2p_1 - p_2 = 1$



Анализ состава структуры механизма

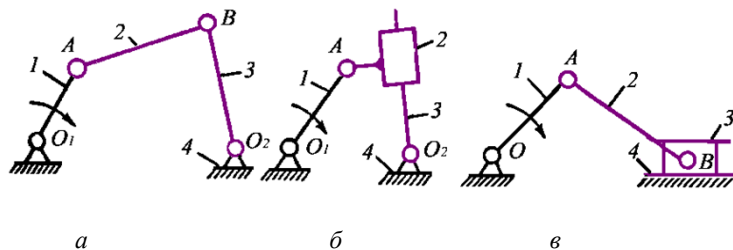


$n = 7$ $p_1 = 10$, $p_2 = 0$
 $W = 1$

6 – 7 ВВВ группа II кл. 2 пор. диада 1
2, 3, 4, 5 группа III кл. 3 пор.
0 – 1 механизм I кл.

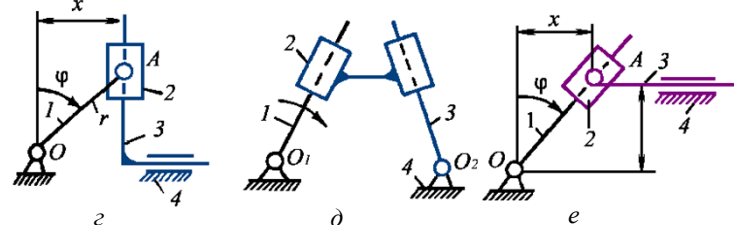
I кл. (0, 1) – III кл. 3 пор. (2, 3, 4, 5) – II кл. 2 пор. диада 1 (6, 7).

❖ Образование четырехзвенных механизмов



- а - четырех шарнирный механизм
(1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - коромысло)
- б - кулисный механизм
(1 - кривошип, 2 - ползун (камень), 3 - кулиса)
- в - кривошипно-повзунный механизм
(1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - ползун)

Образование четырехзвенных механизмов



- z - механизм двойного ползуна
(1 - кривошип, 2 - ползун, 3 - ползун);
- д - двокулисный механизм;
(1 - кулиса, 2 - кулисный камень, 3 - кулиса)
- е - кулисно повзунный механизм
(1 - кулиса, 2 - камень 3 - ползун)

Чтобы получить **структурную схему механизма** (заменяемый механизм) нужно произвести **замену пар 2-го рода на пары 1-го рода**.

Если на **схеме механизма** КП – такие **какие они есть в реальном механизме**, то на **структурной схеме** все **пары 2-го рода заменяют** парами **1-го рода**.

Если в механизме отсутствуют пары 2-го рода, то понятие «**схема механизма**» и «**структурная схема механизма**» **равнозначны**.

Два случая замены высших пар ниже:

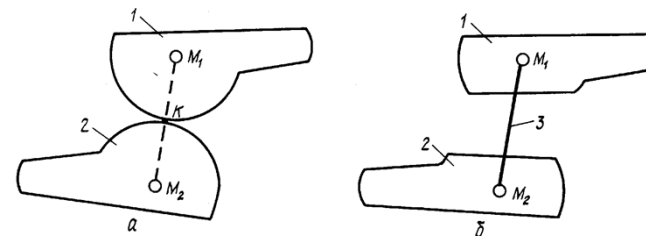
- контакт двух криволинейных профилей.
- контакт криволинейного профиля с прямым профилем.

Контакт двух криволинейных профилей.

Замена **на две вращательные** пары. Центры шарниров фиктивных звеньев всегда совпадают с центрами кривизны контактирующих профилей.

1. В месте соприкосновения криволинейных профилей ставим точку K .
2. В центрах кривизны – точки M_1 и M_2 и соединяем между собой.
3. Дополнительно водим звено 3 с двумя вращательными парами.

(Дополнительное звено 3 не внесет дополнительных ограничений в относительное движение звеньев 1 и 2).

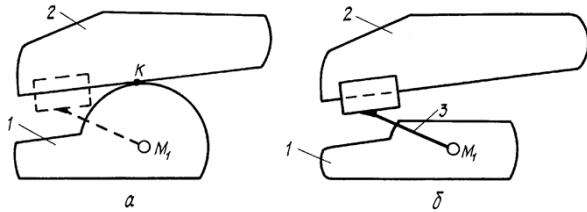


- а – схема пары 2-го рода;
б – эквивалентная группа звеньев, заменяет пару 2-го рода

Контакт криволинейного профиля с прямым профилем.

Замена на **поступательную и вращательную пары.**

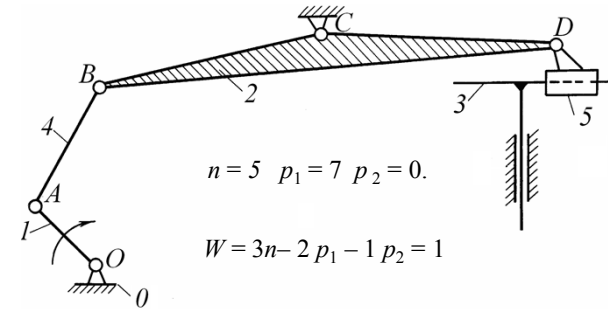
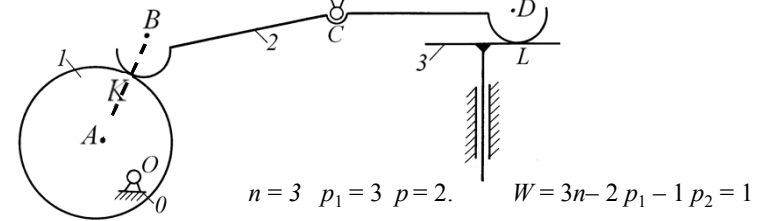
1. В месте соприкосновения криволинейных профилей ставим точку K .
2. В центре кривизны - точку M_1 (будущая **вращательная** пара).
3. Дополнительно вводим звено 3 с вращательной и поступательной парами. (Вращательную пару звено 3 будет образовывать со звеном 1 (звеном с криволинейным профилем), а поступательную пару - со звеном 2 (звеном с прямолинейным профилем)).



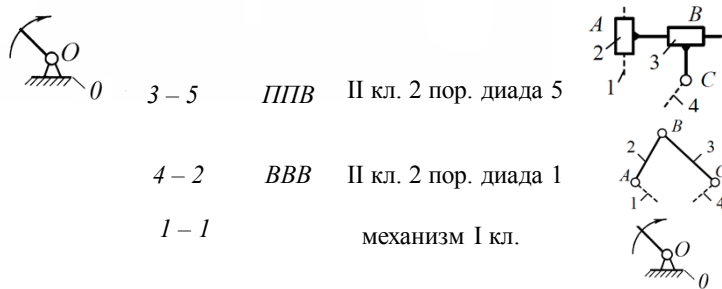
a - схема пары 2-го рода;

b - эквивалентная группа звеньев, заменяет пару 2-го рода

Замена высших пар на низшие



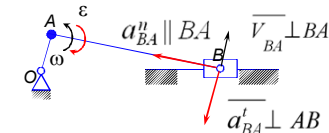
Анализ состава структуры механизма



I кл. (0, 1) - II кл. диада 1 (4, 2) - II кл. диада 5 (3, 5)

Принципы образования векторных уравнений скоростей и ускорений

две точки принадлежат одному звену и удалены на некоторое расстояние (характерно для шатуна AB)



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

где V_{BA} - скорость т. B относительно т. A.

Направление угловой скорости звена, указывает вектор относительной скорости V_{BA}

$$a_{BA}^t = l_{AB} \epsilon$$

где ϵ - угловое ускорение звена

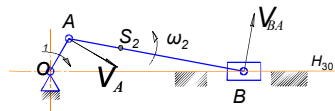
$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

где a_{BA}^n - относительное ускорение т. B относительно т. A.

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

где ω - угловая скорость звена

2. Построение плана скоростей



2.1. Определяем скорость т. А

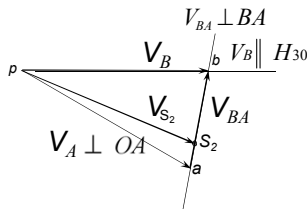
$$V_A = \omega \cdot l_{OA} = \frac{\pi n}{30} \cdot l_{OA}$$

2.2. Определяем масштабный коэффициент скоростей

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

где V_A - скорость ведущего звена в м/с до длины отрезка ρa , изображающая эту скорость на плане скоростей в мм

2.3. Произвольно выбираем полюс p и строим план скоростей в масштабе



2.4. Откладываем с полюса p в масштабе скорость V_A . Поскольку ведущее звено (кривошип) вращается вокруг т. О, то вектор ρa , изображает скорость т. А **направлен перпендикулярно кривошипу ОА в сторону его вращения**

2.5. Шатун АВ осуществляет плоскопараллельное движение. Векторное уравнение для определения скорости т. В

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

Для скоростей V_{BA} и V_B известны лишь их направления: **вектор V_B направлено вдоль направляющей H_{30} , а вектор V_{BA} направлено перпендикулярно звену АВ.**

На пересечении направляющих получим точку b , что является концом соответствующих векторов V_{BA} и V_B .

2.6. Скорость V_{S2} центра тяжести звена 2 (точка S_2) определяем исходя из пропорции $\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_2}{ab} \Rightarrow as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB}$

2.7. По плану скоростей определяем действительные скорости точек механизма

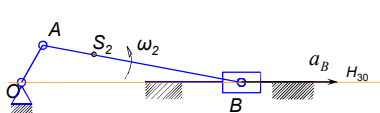
$$V_B = \mu_v \cdot \overline{pb} \quad V_{BA} = \mu_v \cdot \overline{ab} \quad V_{S2} = \mu_v \cdot \overline{as_2}$$

2.8. Для определения направления угловой скорости ω_2 звена 2 переносим вектор V_{BA} , с сохранением его направления, из плана скоростей в т. В на плане механизма. **Угловая скорость будет направлена в сторону движения т. В относительно т. А** под действием вектора V_{BA} . Величину скорости определяем по формуле $\omega_2 = V_{BA} / l_{AB}$.

свойства плана скоростей

1. Отрезки плана скоростей, проходящих через полюс, изображают абсолютные скорости. Направление абсолютных скоростей всегда исходит от полюса. На концы векторов абсолютных скоростей принято ставить ту малую букву, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма;
2. Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, изображают относительные скорости;
3. Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей, расположенные в полюсе.

3. Построение плана ускорений



1. Ускорение т. А определяется из векторного уравнения

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t$$

2. Нормальное ускорение определяется $a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$

тангенциальное ускорение т. А $a_A^t = \varepsilon \cdot l_{OA}$

Так как $\omega_1 = \text{const}$, имеем $\varepsilon_1 = 0$ $a_{AO}^t = 0$

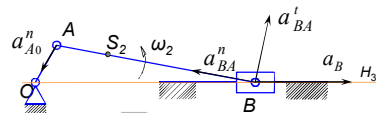
3. Определяем масштабный коэффициент $\mu_a = \frac{a_A}{p'a'}$

4. Произвольно выбираем полюс p' и строим план ускорений в масштабе.

5. Откладываем с полюса p' в масштабе ускорение a_A , **направленное вдоль звена т. А до центра вращения - т. О.**

6. Ускорение т. В определяется из векторного уравнения $a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t$

3. Построение плана ускорений



7. Нормальное ускорение a_{BA}^n направляется вдоль шатуна АВ с т. В к центра вращения - т. А

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

8. Для ускорений a_{BA}^t и a_B известны лишь направления:

a_{BA}^t направляется перпендикулярно к шатуну АВ, а a_B вдоль направляющей ползуна H_{30}

На пересечении направлений получаем точку b' , что является концом соответствующих векторов a_{BA}^t и a_B .

9. Ускорение a_{S2} центра тяжести звена 2 (т. S_2) определяем из пропорции

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_2}{ab} \Rightarrow a_{S2}' = \overline{a'b'} \cdot \frac{AS_2}{AB}$$

10. Из плана определяем ускорения точек механизма

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'b'} \quad a_{BA} = \mu_a \cdot \overline{a'b'} \quad a_{BA}^t = \mu_a \cdot \overline{b'b''} \quad a_{S2} = \mu_a \cdot \overline{p's_2}'$$

11. Для определения направления углового ускорения ε_2 звена 2 переносим вектор a_{BA}^t , с сохранением его направления, из плана ускорений в т. В на плане механизма. **Угловое ускорение направляется в сторону движения т. В относительно т. А** под действием вектора a_{BA}^t . Значение определяем по формуле $\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB}$.

свойства плана скоростей / ускорений

1. Отрезки плана скоростей, проходящих через полюс, изображают абсолютные скорости. Направление абсолютных скоростей всегда исходит от полюса. На концы векторов абсолютных скоростей принято ставить ту малую букву, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма;
2. Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, изображают относительные скорости;
3. Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей, расположенные в полюсе.

ВЫВОДЫ СИЛОВОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЗВОЛЯЮТ

Рассчитать звенья механизма на прочность;
 Определить мощность необходимую для привода механизма;
 Определение сил и моментов трения, а также мощности по их преодолению;
 Подобрать тип подшипников.

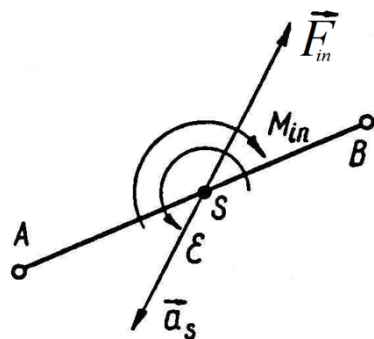
ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ СИЛОВОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

- Определение усилий в кинематических парах;
- Определение неизвестных внешних сил и моментов, действующих на звенья механизма (уравновешивающей силы и момента).

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЗВЕНЬЯ МЕХАНИЗМА

Движущие;
 Силы сопротивления
 - силы позитивного сопротивления;
 - силы негативного сопротивления;
 Силы веса;
 Силы инерции;
 Реакции в кинематических парах.

Определение сил и момента инерции



Сила инерции

$$F_{in} = -m \cdot a_s$$

направляются в сторону противоположную соответствующим ускорением

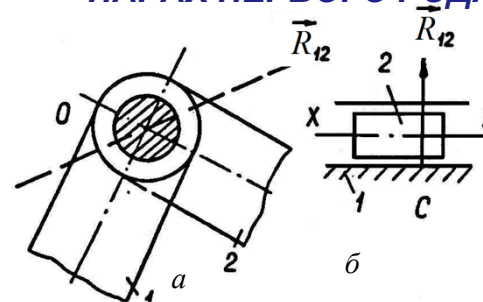
Момент инерции

$$\overline{M}_{in} = -J_s \cdot \overline{\epsilon}$$

МЕТОДЫ СИЛОВОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

- Статичный метод (без учета сил инерции);
- Кинетостатичный метод (с учетом сил инерции) - используется принцип Даламбера.

РЕАКЦИИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ ПЕРВОГО РОДА



a – вращательная КП

б – поступательная КП

Известно точка прикладывания реакции,

Неизвестны – модуль и направление реакции.

Известно направление реакции (перпендикулярно оси X-X',

Неизвестны – модуль и точка прикладывания реакции.

Порядок силового исследования

Выходные даны:

Длины звеньев

Массы звеньев m_2, m_3

Внешнее усилие F_3

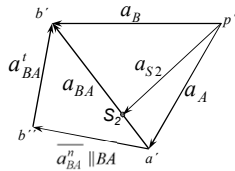
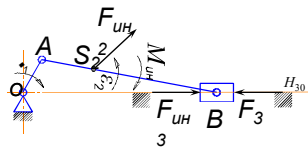
Момент инерции J_2

Даны получения при выполнении кинематического исследования механизма.

Определить:

усилие в кинематических парах $R_{12}, R_{23}, R_{03}, R_{01}$,

уравновешивающие силу и момент F_{yp}, M_{yp}



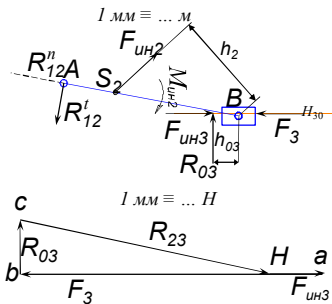
1. Определить силы и моменты инерции

$$F_{ин2} = m_2 \cdot a_{S2}$$

$$F_{ин3} = m_3 \cdot a_B$$

$$M_{ин2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2$$

какие направляются в сторону противоположную соответствующим ускорением



7. Определяем точку приложения силы R_{23} , для чего рассмотрим в равновесии звено 3, составим уравнение моментов относительно т. B.

$$\sum M_{инB} = 0; \quad R_{03} \cdot h_{03} = 0; \quad \Rightarrow h_{03} = 0.$$

8. Рассмотрим в равновесии звено 3 и составим векторное уравнение сил. $\overline{F_{ин3}} + \overline{F_3} + \overline{R_{03}} + \overline{R_{23}} = 0$

Векторное уравнение решается графически, путем построения плана сил. Задаемся масштабным коэффициентом сил μ_F и строим план сил для звена 3, **последовательно переносим силы сохраняя их направление.**

– произвольно выбираем полюс H. Откладываем от полюса H усилия $F_{ин3} \parallel H_{30}$, на конце получим т. a.

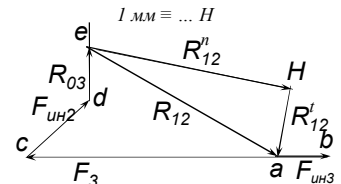
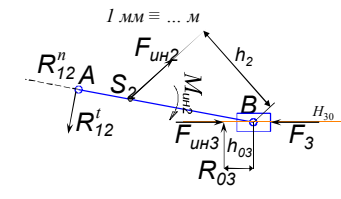
– от т. a проводим прямую $\parallel H_{30}$ силу F_3 , на конце получим т. b.

– от т. b откладываем $R_{03} \perp H_{30}$ получим т. c.

– полученную т. c соединяем с т. H, получим неизвестное усилие R_{23} .

Определяем неизвестное усилие по плану сил

$$R_{23} = \mu_F \cdot cH;$$



– от т. a откладываем $F_{ин3} \parallel H_{30}$, на конце получим т. b.

– от т. b проводим прямую $\parallel H_{30}$ силу F_3 , на конце получим т. c.

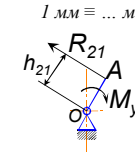
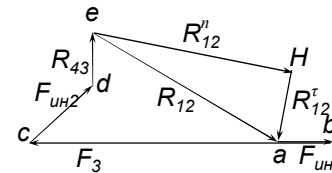
– от т. c откладываем силу $F_{ин2}$ получим т. d.

– через т. d проводим \perp линии H_{30} , а через полюс H – линию $\parallel AB$, месте пересечения этих

линий получим т. e. которая является концом, вектора R_{03} и началом вектора R_{12}^n

– соединив т. a и e получим соответственно усилия R_{12} . $R_{12}^n + R_{12}^t = R_{12}$

6. Определяем неизвестные усилия по плану сил $R_{12} = \mu_F \cdot ea; R_{12}^n = \mu_F \cdot eH; R_{03} = \mu_F \cdot da;$



9. Начертим группу начальных звеньев и приложим к ней усилия $R_{21} = -R_{21}$ (переносим из плана сил).

10. Определяем усилия в кинематической паре O (R_{01}). Рассмотрим в равновесии звено I и составим векторное уравнение сил, решим его графически $\overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0 \Rightarrow R_{21} = -R_{01}$

Векторное уравнение решается графически, путем построения плана сил. Задаемся μ_F .

– произвольно выбираем полюс H. Откладываем от полюса H силу R_{21} , на конце получим т. a.

11. Задаемся произвольно на начальном звене I направлением уравновешивающего момента и определяем его величину, составив уравнение моментов относительно т. O.

$$\sum M_{инO} = 0; -M_{yp} + R_{21} \cdot h_{21} = 0;$$

$$\Rightarrow M_{yp1} = R_{21} \cdot h_{21}$$

Знак «минус» показывает, что направление M_{yp} выбрано неверно

1. Начертим отдельно диаду № 2 со всеми силами.

2. Раскладываем неизвестное усилие в т. A на две составляющие: нормальную и тангенциальную

$$R_{12}^n \parallel AB; R_{12}^t \perp AB; R_{03} \perp H_{30}$$

3. Рассмотрим в равновесии звено 2, составим уравнение моментов относительно т. B.

$$\sum M_{инB} = 0; \quad -R_{12}^t \cdot l_{AB} + F_{ин2} \cdot h_2 \cdot \mu_1 + M_{ин2} = 0$$

$$R_{12}^t = (F_{ин2} \cdot h_2 \cdot \mu_1 + M_{ин2}) / l_{AB}$$

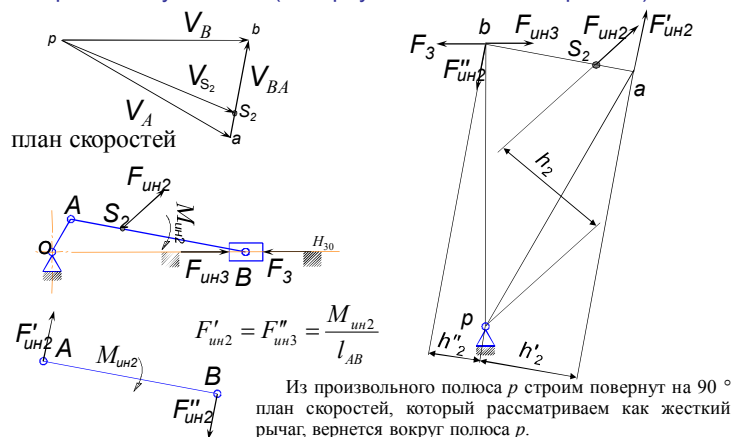
4. Рассмотрим в равновесии звенья 2 и 3, составим векторное уравнение сил

$$\overline{R_{12}^t} + \overline{F_{ин3}} + \overline{F_3} + \overline{R_{03}} + \overline{R_{12}^n} = 0$$

5. Задаемся масштабным коэффициентом сил μ_F и строим план сил для звеньев 2 и 3 в данном масштабе. **Знаем $R_{12}^t, F_{ин3}, F_3, F_{ин2}$ последовательно переносим силы сохраняя их направление.**

– произвольно выбираем полюс H. Откладываем от полюса H усилия $R_{12}^t \perp AB$, на конце получим т. a.

12. Определение уравнивающего момента методом жесткого рычага Жуковского (повернут на 90° план скоростей)

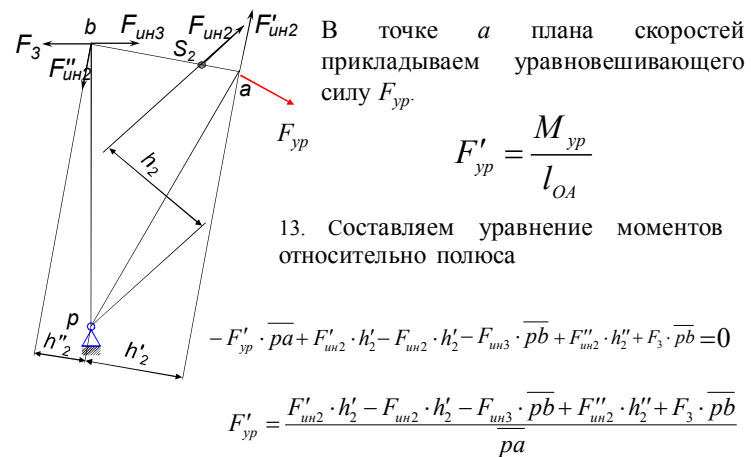


Показываем $M_{ин}$ в виде пары сил $F'_{ин2}, F''_{ин2}$, приложенные в т. В и $A \perp AB$. Переносим сохраняя направление, все силы из плана механизма в соответствующие одноименные точки плана скоростей.

Из произвольного полюса p строим повернут на 90° план скоростей, который рассматриваем как жесткий рычаг, вернется вокруг полюса p .

$$F'_{ин2} = F''_{ин3} = \frac{M_{ин2}}{l_{AB}}$$

12. Определение уравнивающего момента методом жесткого рычага Жуковского (повернут на 90° план скоростей)



В точке a плана скоростей прикладываем уравнивающего силу F_{yp} .

$$F'_{yp} = \frac{M_{yp}}{l_{OA}}$$

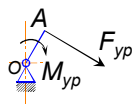
13. Составляем уравнение моментов относительно полюса

$$-F'_{yp} \cdot pa + F'_{un2} \cdot h'_2 - F_{un2} \cdot h'_2 - F_{un3} \cdot pb + F''_{un2} \cdot h''_2 + F_3 \cdot pb = 0$$

$$F'_{yp} = \frac{F'_{un2} \cdot h'_2 - F_{un2} \cdot h'_2 - F_{un3} \cdot pb + F''_{un2} \cdot h''_2 + F_3 \cdot pb}{pa}$$

14. Переносим с рычага Жуковского уравнивающую силу в т. A на начальном звене l и определяем величину уравнивающего момента

$$M_{yp2} = F'_{yp} \cdot l_{OA}$$



и сравниваем полученное значение со значением уравнивающего момента рассчитанного ранее.

15. Находим погрешность определения уравнивающего момента различными методами

$$\Delta M_{yp} = \frac{M_{yp2} - M_{yp1}}{M_{yp2}} \cdot 100\% \leq 5\%$$

Знак «минус» показывает, что направление M_{yp} выбрано неверно

Лекция 1.5.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ

1. Задачи уравнивания механизмов.
2. Статическое, динамическое и полное уравнивание вращающихся звеньев.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА

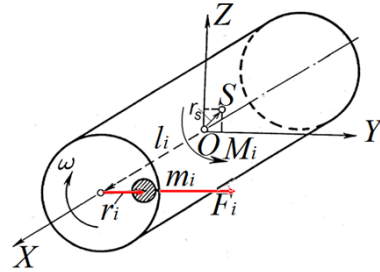
Результирующая сила инерции

$$F_i = \omega^2 \sum m_i \bar{r}_i$$

Статический момент инерции

$$\sum m_i \bar{r}_i = m_s \bar{r}_s$$

$$F = \omega^2 \sum m_i \bar{r}_i = \omega^2 m_s \bar{r}_s$$



Результирующий момент сил инерции

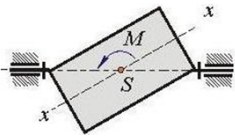
$$M_i = \omega^2 \sum m_i [\bar{l}_i \bar{r}_i]$$

Центробежный момент инерции

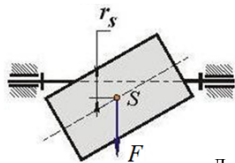
$$\sum m_i [\bar{l}_i \bar{r}_i] = J_{lr}$$

$$M_i = \omega^2 \sum m_i [\bar{l}_i \bar{r}_i] = \omega^2 J_{lr}$$

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА



Моментную неуравновешенность
(оси пересекаются в центре масс S)

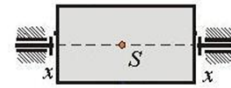


Динамическую неуравновешенность
(оси или пересекаются вне центра масс, или перекрещиваются в пространстве)

Динамическую неуравновешенность можно обнаружить только при вращении звена. Поэтому в установках для динамической балансировки звено, балансируется, обязательно вращаясь.

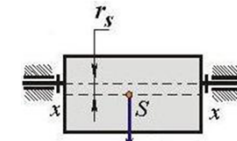
УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА

Ротор уравновешенный



центр тяжести лежит на оси вращения и ось вращения совпадает с главной осью инерции

В зависимости от взаимного размещения оси вращения и главной центральной оси инерции $x-x$ различают



Статическую неуравновешенность
(оси параллельны)

Статическому балансировке подвергают звенья, имеющие малые угловые скорости, или при больших угловых скоростях имеют незначительный линейный размер, то есть только те детали (типа диск), длина которых значительно меньше их диаметра (винты самолетов, диски газовых турбин и воздушных компрессоров авиационных двигателей, зубчатые колеса, шлифовальные круги, маховики и др.).

Статическое уравновешивание

Мерой статической неуравновешенности звена является статический дисбаланс

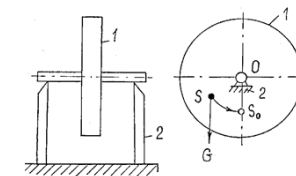
Статический дисбаланс

$$\Delta_C = Gr_s$$

G – масса звена в сантиньютонгах

сила инерции $\bar{F}_i = 0$

$$m_s \bar{r}_s = \sum m_i \bar{r}_i = 0$$



Динамическое уравновешивание

Динамический дисбаланс

$$\Delta_D = \sum G_i [\bar{l}_i \bar{r}_i]$$

мерой динамической неуравновешенности звена является динамический дисбаланс

$$\text{момент сил инерции } \bar{M}_i = 0 \quad J_{lr} = \sum m_i [\bar{l}_i \bar{r}_i] = 0$$

Лекция 1.6.

Приведенная сила и момент. Приведенная масса и приведенный момент инерции

Приведенная сила и момент

Приведенная сила (момент) - это такая условная сила (момент), которая в результате приложения к какой-либо точке звена приведения (к звену приведения) развивает мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей всех сил и моментов, действующих на механизм.

Для звена приведения, совершающего вращательное (кривошип) движение с угловой скоростью, приведенный момент M_{np} получим из условия

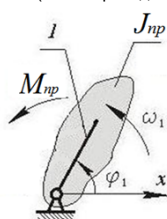
$$P_{np} = M_{np} \omega_k = \sum P_i = \sum (F_i V_i \cos \alpha_i + M_i \omega_i)$$

где ω_k - угловая скорость точки приложения; M_i - моменты сил, действующих на звенья; M_{np} - моменты приведения; α_k - угол, образованный направлением линии действия F_{np} и направлением скорости V_k .

уравнение движения имеет вид:

$$M_{np} = \sum_1^n \left(\frac{V_i}{\omega_k} \cos \alpha_i + M_i \frac{\omega_i}{\omega_k} \right)$$

Динамическая модель (звено приведения)



где J_{np} - приведенный момент инерции звена приведения; M_{np} - приведенный момент сил звена приведения

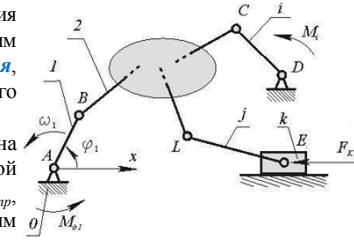
Звено приведения

Механизм является многозвенной системой, и определение законов движения такой системы представляет собой трудную задачу.

Однако если степень подвижности механизма = 1, то достаточно определить закон движения только одного звена, которое тем самым будет являться начальным.

Для исследования закона движения механизма его удобно заменить одним условным звеном - **звеном приведения**, имеющим закон движения аналогичного звена реального механизма.

Все внешние силы, действующие на звенья при этом заменяются одной приведенной силой F_{np} или моментом M_{np} , мощности P_{np} которых равны мощностям P_i заменяемых сил F_i и моментов сил M_i , т.е.

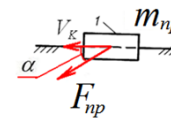


Механическая система $W=1$

Приведенная сила и момент

Для звена приведения, совершающего поступательное (ползун) движение, приведенный момент M_{np} получим из условия

Динамическая модель (звено приведения)



где m_{np} - приведенная масса звена приведения; V_k - скорость звена приведения; F_{np} - приведенная сила звена приведения.

$$P = F_{np} V_k \cos \alpha_k = \sum P_i = \sum (F_i V_i \cos \alpha_i + M_i \omega_i)$$

где ω_k - угловая скорость точки приложения; M_i - моменты сил, действующих на звенья; M_{np} - моменты приведения; α_k - угол, образованный направлением линии действия F_{np} и направлением скорости V_k .

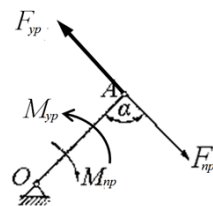
уравнение движения имеет вид:

$$F_{np} = \frac{1}{\cos \alpha_k} \sum_1^n \left(\frac{V_i}{V_k} \cos \alpha_i + M_i \frac{\omega_i}{V_k} \right)$$

Приведенная сила и момент

Если $M_{ур} = F'_{ур} \cdot l_{OA}$

Приведенную силу $F_{пр}$ и приведенный момент $M_{пр}$ можно определять графическим методом, с помощью жесткого рычага Жуковского, поскольку $F_{ур} = -F_{пр}$, а $M_{ур} = -M_{пр}$.



Приведенная масса и приведенный момент инерции

Если звено привода совершает вращательное движение (кривошип), то пользуются понятием **приведенного момента инерции**.

Приведенный момент инерции - это условный момент инерции, обладающая которым звено привода будет иметь кинетическую энергию, равную сумме кинетических энергий всех звеньев механизма.

Кинетическая энергия звена привода с моментом инерции $J_{пр}$ определяется по формуле:

$$E = \frac{J_{пр} \omega_k^2}{2} \quad \text{где } \omega_k - \text{угловая скорость звена привода}$$

Если за звено привода взято звено, совершающее вращательное движение то приведенный момент инерции определяется по формуле.

$$J_{пр} = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_k} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right]$$

где k - звено привода; i - i -тое звено.

Приведенная масса и приведенный момент инерции

Если звено привода совершает поступательное движение (поршень), то пользуются понятием **приведенная масса**.

Приведенная масса - фиктивная масса, кинетическая энергия которой равна кинетической энергии механизма.

Кинетическая энергия механизма, состоящего из n звеньев определяется из соотношения:

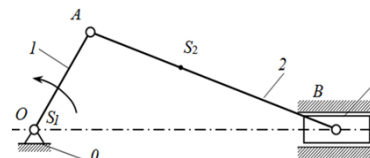
$$E = \frac{m_{пр} V_k^2}{2} \quad \text{где } V_k - \text{скорость звена привода}$$

Если за звено привода взято звено, совершающее поступательное движение то приведенная масса определяется по формуле:

$$m_{пр} = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{V_i}{V_k} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{V_k} \right)^2 \right]$$

Кинетическая энергия приведенного звена представляет собой сумму кинетических энергий всех звеньев, которые в общем случае имеют как поступательное, так и вращательное движения

где k - звено привода; i - i -тое звено.



Для заданного положения механизма найти приведенный момент инерции, если известно:

$m_2 = 2$ кг; $m_3 = 4$ кг; $J_{S1} = 0,1$ кгм², $J_{S2} = 0,3$ кгм²; $l_{OA} = 30$ мм; $l_{AB} = 60$ мм; $l_{AS2} = 20$ мм.

Решение.

Приведенный момент инерции определяется по формуле

$$J_{пр} = \sum \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_k} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2 \right]$$

Примем в качестве звена привода звено 1. Звено 1 совершает только **вращательное** движение, звено 2 - **вращательно-поступательное** движение, а звено 3 движется **поступательно**.

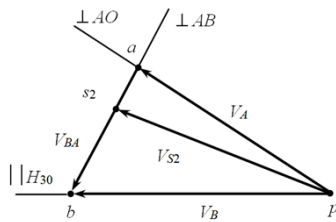
Таким образом,

$$J_{пр} = J_{S1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2$$

Угловые скорости ω_1 и ω_2 находим по формулам: $\omega_1 = \frac{V_A}{l_{OA}}$ и $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}$

Неизвестные скорости V_A и V_{BA} определяем путем построения плана скоростей в произвольном масштабе, для чего на чертеже выбираем т. p (полюс плана скоростей) и откладываем от нее перпендикулярно OA в направлении вращения звена 1 отрезок произвольной длины, характеризующий скорость т. A

Для определения скорости т. B составляем векторное уравнение:



$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \text{ где } \vec{V}_A \perp OA; \vec{V}_{BA} \perp BA; \vec{V}_B \parallel H_{30}.$$

Решаем векторное уравнение графически. Через т. a проводим прямую, перпендикулярную AB , а через т. p – прямую, $\parallel H_{30}$. На пересечении этих прямых ставим т. b . Отрезок pa соответствует скорости т. B (V_B) в определенном масштабе, а отрезок ab – скорости т. B относительно т. A (V_{BA}).

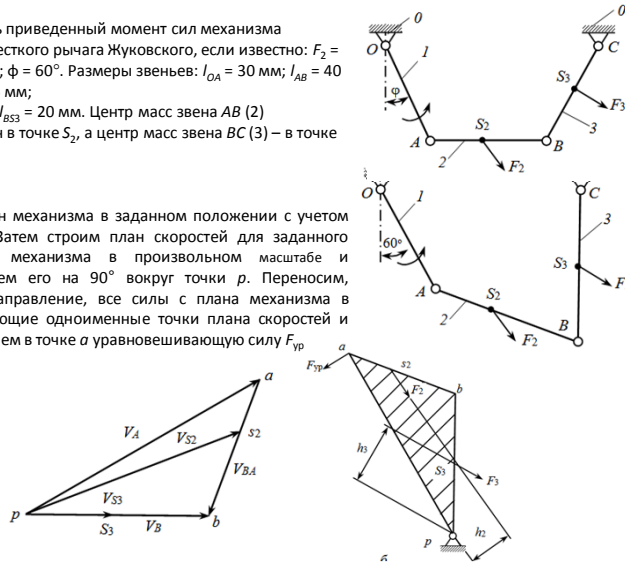
Вектор V_B направлен от т. p к т. b , вектор V_{BA} – от т. a к т. b . Скорость точки S_2 (V_{S2}), принадлежащей звену 2, определяем на основании теоремы об относительных скоростях точек одного звена. Точка s_2 плана скоростей находится на отрезке ab и располагается подобно т. S_2 между т. A и B звена 2 плана механизма. Положение т. s_2 на плане скоростей находим, исходя из следующих пропорций:

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_2}{ab} \quad \text{откуда} \quad as_2 = ab \cdot \frac{AS_2}{AB} = 30 \cdot \frac{75}{210} = 10,7 \text{ мм.}$$

Определить приведенный момент сил механизма методом жесткого рычага Жуковского, если известно: $F_2 = 4 \text{ Н}$; $F_3 = 7 \text{ Н}$; $\phi = 60^\circ$. Размеры звеньев: $l_{OA} = 30 \text{ мм}$; $l_{AB} = 40 \text{ мм}$; $l_{AS_2} = 15 \text{ мм}$; $l_{BC} = 30 \text{ мм}$; $l_{BS_3} = 20 \text{ мм}$. Центр масс звена AB (2) расположен в точке S_2 , а центр масс звена BC (3) – в точке S_3 .

Решение.

Строим план механизма в заданном положении с учетом масштаба. Затем строим план скоростей для заданного положения механизма в произвольном масштабе и поворачиваем его на 90° вокруг точки p . Переносим, сохраняя направление, все силы с плана механизма в соответствующие одноименные точки плана скоростей и прикладываем в точке a уравновешивающую силу F_{yp}



Таким образом, можем записать:

$$J_{np} = J_{S1}(1)^2 + m_2 \left(\frac{ps_2 l_{OA}}{pa} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{ab l_{OA}}{l_{AB} pa} \right)^2 + m_3 \left(\frac{pb l_{OA}}{pa} \right)^2$$

Длину отрезков измеряем по плану скоростей:

$$m_2 = 2 \text{ кг}; m_3 = 4 \text{ кг}; J_{S1} = 0,1 \text{ кгм}^2, J_{S2} = 0,3 \text{ кгм}^2; l_{OA} = 30 \text{ мм}; l_{AB} = 60 \text{ мм}; l_{AS2} = 20 \text{ мм.}$$

$$J_{np} = 0,1 + 2 \cdot \left(\frac{0,048 \cdot 0,30}{0,044} \right)^2 + 0,3 \left(\frac{0,030 \cdot 0,30}{0,6 \cdot 0,044} \right)^2 + 4 \left(\frac{0,042 \cdot 0,3}{0,044} \right)^2$$

Ответ: $J_{np} = 0,677 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей p

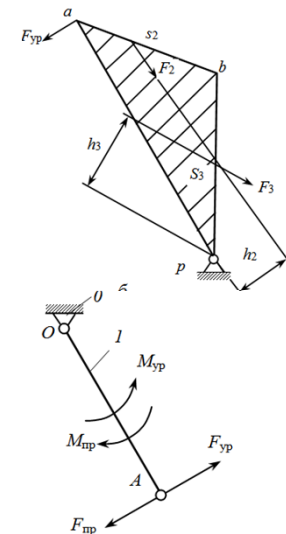
$$F_{yp} \cdot pa - F_2 \cdot h_2 - F_3 \cdot h_3 = 0.$$

Плечи всех сил (в миллиметрах) подставляем в уравнение, определяя их непосредственно из чертежа. Решая уравнения, находим: $F_{yp} = (F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3) / pa = (4 \cdot 29 + 7 \cdot 41) / 138 = 2,92 \text{ Н}$. Определяем уравновешивающий момент

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_{OA} = 2,92 \cdot 0,03 = 0,0876 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Уравновешивающий момент M_{yp} уравновешивает приведенный момент сил, приложенный к звену привода 1, то есть уравновешивающий момент по величине равен приведенному моменту заданных сил $M_{np} = -M_{yp}$; $M_{yp} = 0,0876 \text{ Н} \cdot \text{м}$, но по направлению противоположен.

Ответ: $M_{np} = 0,0876 \text{ Н} \cdot \text{м}$.



Лекция 2.1 Зубчатых механизмов. Параметры эвольвентных цилиндрическая зубчатых колес.

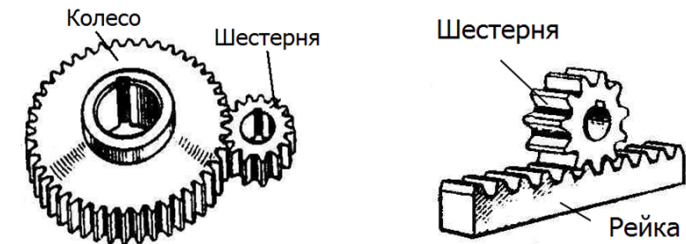
1. Общие сведения о зубчатых механизмах, их назначение, разновидности.
 2. Передаточное отношение.
 3. Эвольвенты окружности и ее свойства.
- Основные параметры нормальных зубчатых колес.
5. Стандартизация основных понятий, определений, параметров зубчатых колес.
 6. Виды кругов. Модуль. Шаг.

[1 (65–86)]

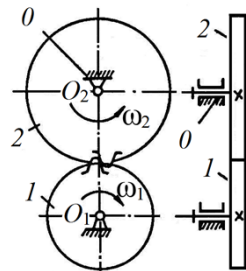
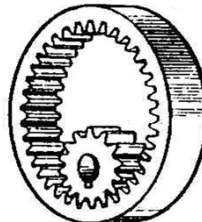
Зубчатые механизмы

Зубчатыми называют механизмы, в которых передача движения происходит с помощью зубчатых звеньев: зубчатых колес, зубчатых секторов, зубчатых реек.

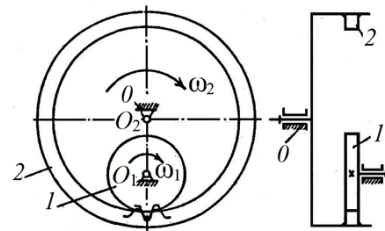
Зубчатые механизмы с $W = 1$ называют **зубчатыми передачами**.



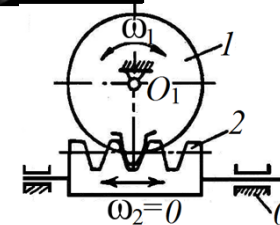
Условные
обозначения зубчатых
передач



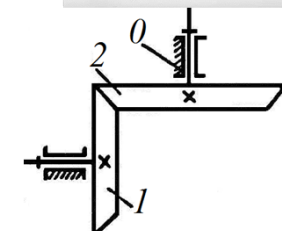
Цилиндрическая передача
внешнего зацепления



Цилиндрическая передача внутреннего
зацепления

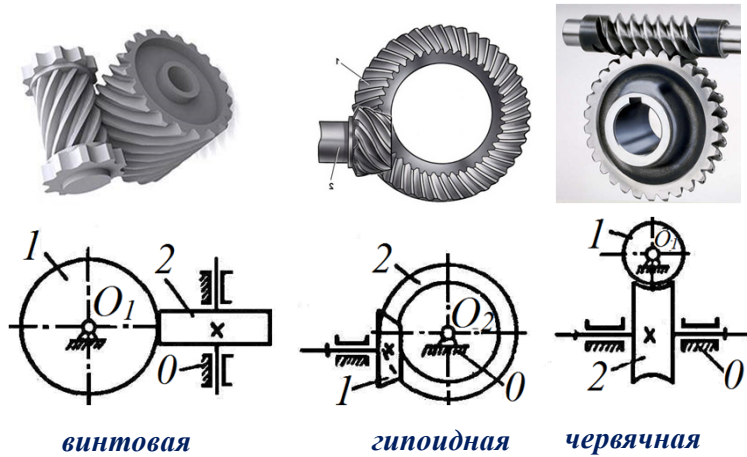


Цилиндрическая передача
рельсового зацепления



Коническая
передача

Условные обозначения зубчатых передач



- **конические** зубчатые передачи
(оси пересекаются)

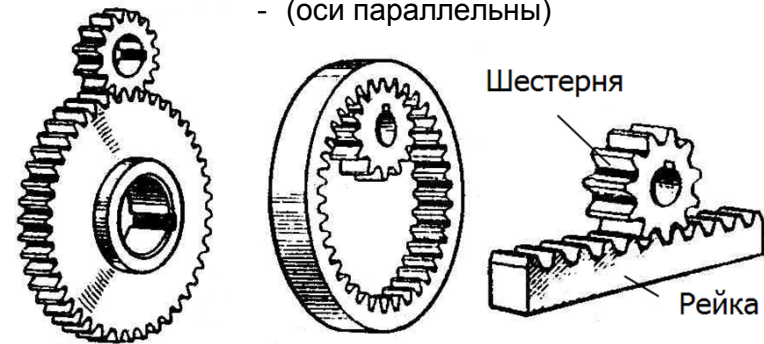
- **гиперболические** зубчатые
передачи (оси скрещиваются):



КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

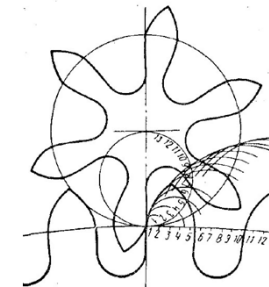
1. В зависимости от расположения осей
зубчатых колес:

- **Цилиндрические** зубчатые передачи
- (оси параллельны)

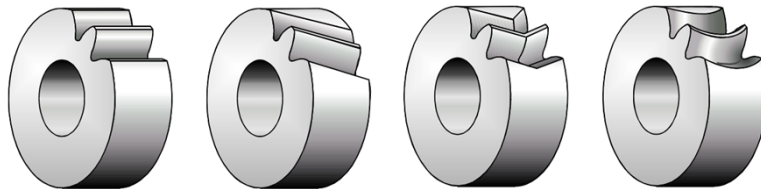


2. За формой профиля зуба

- с эвольвентным профилем;
- с циклоидальным профилем;
- с круговым профилем
(передачи Новикова);



3. В зависимости от (вида) расположения зубцов на колесе



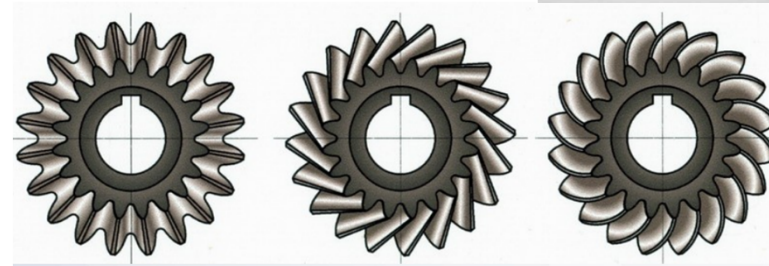
прямозубые

косозубые

шевронные

винтовые

Виды зубов конических колес



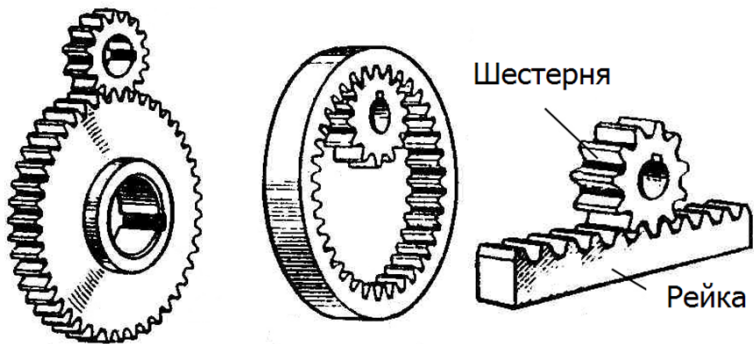
С прямыми зубьями

С тангенциальными зубьями

С круговыми зубьям

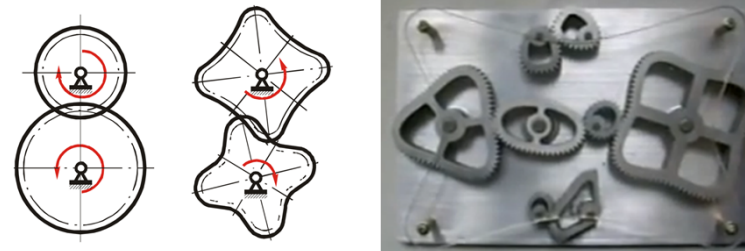
По расположению зубов в передаче и колесах:

- Внешнее, Внутреннее, Реечное зацепление;



По виду передаточной функции (отношения):

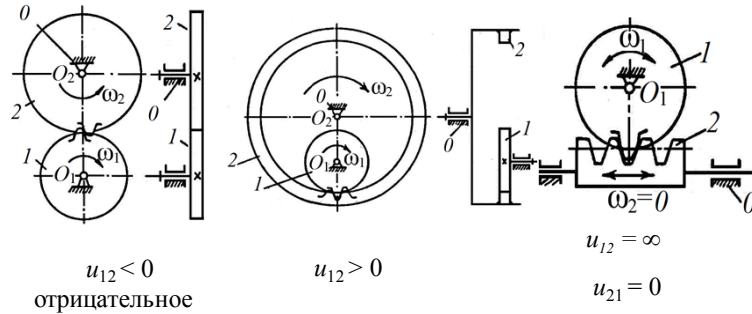
- С постоянным передаточным отношением (круглые колеса, эвольвентные)
- С переменным передаточным отношением (изменяется по некоторому закону, который зависит от формы зубчатых колес).



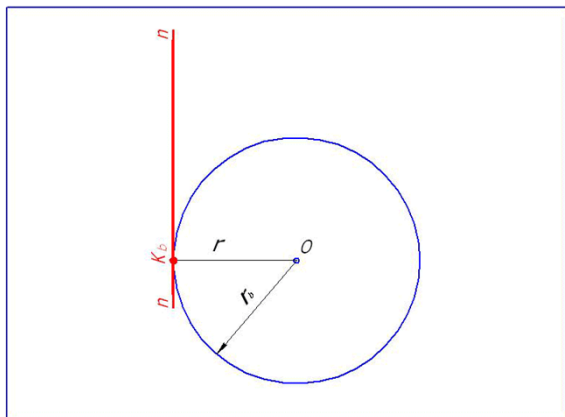
❖ Передаточное отношение

Отношение угловых скоростей звеньев механизма (ведущего и ведомого)

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{И} \quad u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}$$



Эвольвентой называется траектория точки, лежащей на прямой, которая перекатывается без скольжения по окружности радиуса r_b , называемой **основной окружностью**.



ЭВОЛЬВЕНТА ОКРУЖНОСТИ

Эвольвентой окружности называется кривая, которую описывает любая точка прямой при ее перекатывании без скольжения по этой окружности. Окружность, по которому перекатывается прямая, называется **основной**, а прямая - **образующей** прямой.

Начальный радиус-вектор эвольвенты OK_b равен радиусу основной окружности r_b .

Текущий радиус-вектор эвольвенты в точке K' обозначен r .

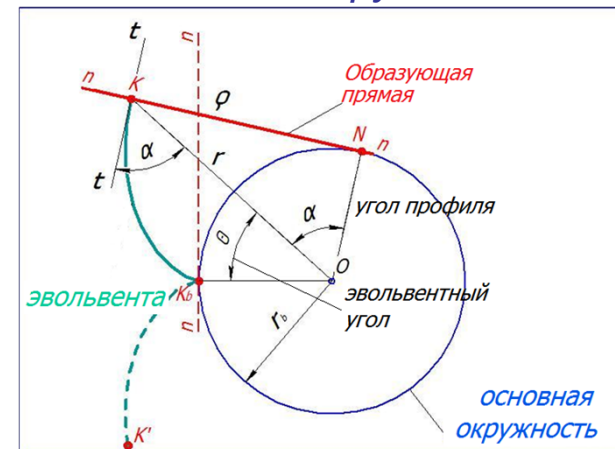
Острый угол α называется **углом профиля** ($\alpha = 20^\circ$, если нет коррекции).

Угол θ между начальным радиусом-вектором эвольвенты OM и ее текущим радиусом-вектором OK' называется **эвольвентным углом**.

Положение любой точки эвольвенты вполне определяется двумя параметрами: радиусом-вектором r и эвольвентным углом θ .

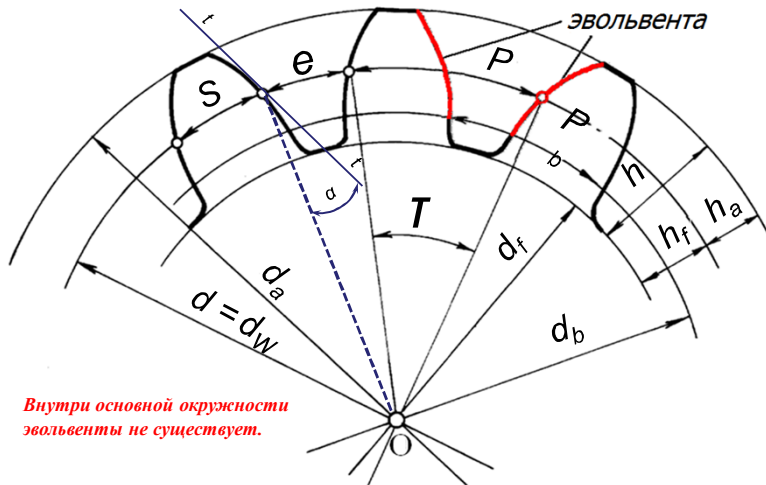
Внутри основной окружности эвольвента не существует.

Эвольвента окружности



Основные уравнения эвольвенты $\theta = \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha; r = \frac{r_b}{\cos \alpha}$.

ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО
ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА БЕЗ СМЕЩЕНИЯ $\alpha = 20^\circ$



- Диаметр делительной окружности $d = m \cdot z;$
- Диаметр основной окружности $d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha;$
- Диаметр окружности вершин $d_a = m \cdot (z \pm 2);$
- Диаметр окружности впадин $d_f = m \cdot (z \mp 2,5).$
- Кутовый крок $\tau = p/r = p_b/r_b = 360^\circ/z.$

Формулы для определения
параметров зубчатого колеса без
смещения $\alpha = 20^\circ$

- Модуль $m = \frac{p}{\pi};$
- Высота головки зуба $h_a = m;$
- Высота ножки зуба $h_f = 1,25 \cdot m;$
- Высота зуба $h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m;$
- Шаг $p = \pi \cdot m;$
- Толщина зуба по делительной окружности $s = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2};$
- Ширина впадины по делительной окружности $e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2};$

Делительной называется такая окружность, которая пересекает боковой эвольвентный профиль зуба в точке, для которой в соответствии со стандартом угол профиля $\alpha_y = \alpha = 20^\circ$.

Шагом зубчатого колеса называется расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по дуге соответствующей окружности.

Если длину окружности (делительную, основную) разделить на число зубьев колеса, то получим длины дуг между одноименными профилями двух соседних зубьев, которые называются **шагом P** по делительной окружности и **шагом P_b** по основной окружности.

Модулем зубчатого колеса называется величина m , что представляет собой отношение шага p к числу π .

Значение модуля по делительному кругу **стандартизованы**. Модуль измеряется в **миллиметрах**.

При передаче движения в зубчатых колесах появляются так называемые **начальные окружности**, которые перекатываются друг по другу без скольжения.

У колес зубчатой передачи без смещения начальные окружности совпадают с делительными, поэтому $d_w = d$; $P_w = P$; $\alpha_w = \alpha$; $m_w = m$.

Зубчатые колеса, у которых **толщина зуба S** по делительной окружности равна **ширине впадины e** , называются **колесами без смещения (нормальными или нулевыми)**.

В зависимости от толщины зуба по делительной окружности различают **три вида зубчатых** колес:

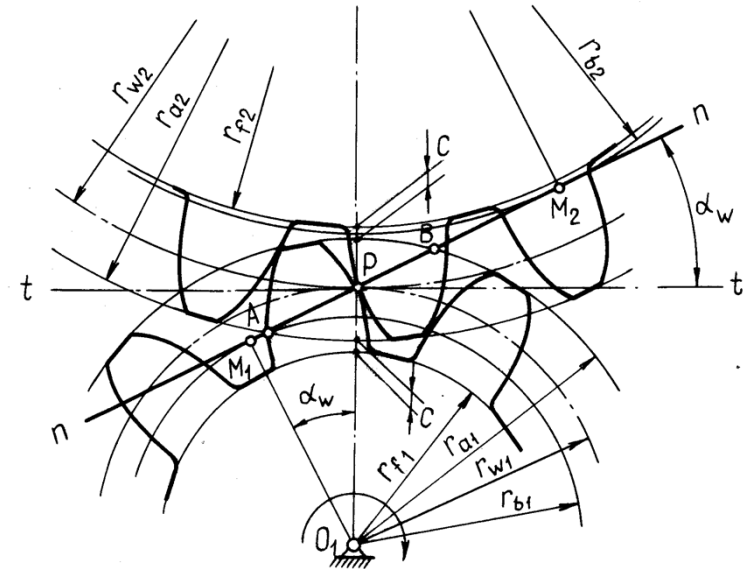
- колеса **нормальные**, или нулевые, в которых толщина зуба равна ширине впадины: $S = e = p/2 = \pi m/2$;

- колеса **положительные**, у которых **толщина зуба больше** ширины впадины:

$$S > e, \quad S > \pi m/2;$$

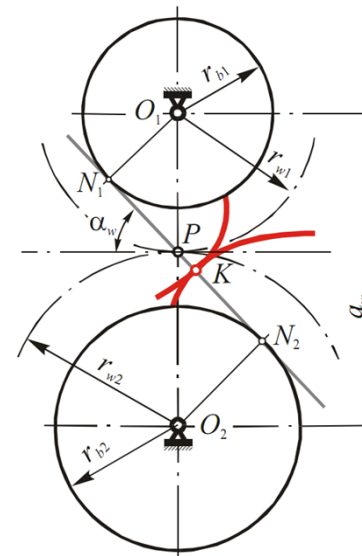
- колеса **отрицательные**, у которых **толщина зуба меньше** ширины впадины:

$$S < e, \quad S < \pi m/2;$$



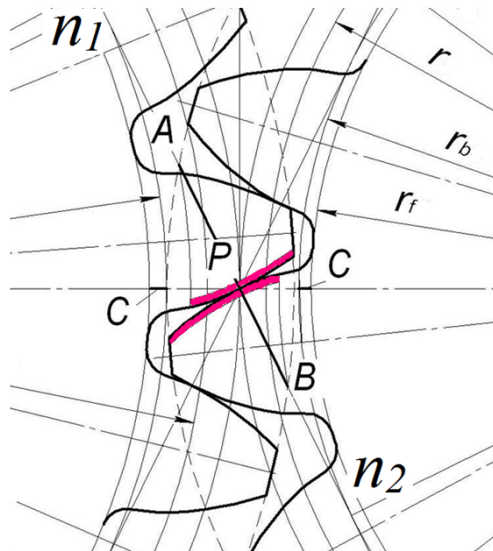
ПАРАМЕТРЫ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ:

- **Линия зацепления $n-n$** - геометрическое место точек соприкосновения зубьев на неподвижной плоскости. В эвольвентном зацеплении это прямая линия, касательная к основным окружностям;
- **Полус зацепления P** - точка соприкосновения начальных окружностей. Сохраняет неизменное положение на линии зацепления, след-но, радиусы r_1 и r_2 также неизменны;
- **Угол зацепления** - образованный линией зацепления и нормалью к межцентровым расстоянием, опущенной из полюса;
- **Радиальный зазор c** - расстояние между кругом вершин одного колеса и кругом впадин другого колеса, $c = 0,25m$;
- **Угол перекрытия** - угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до выхода из зацепления;
- **Шаг зацепления p_w** - расстояние между двумя одноименными точками по начальному кругу;
- **Дуга зацепления S** - это путь, который проходит любая точка начального круга за время от начала и до конца зацепления;
- **Коэффициент перекрытия $\epsilon_\alpha > 1,05$** ;



Введем некоторые определения:

- Линия N_1N_2 называется **теоретической линией зацепления**;
- Угол между линией зацепления N_1N_2 и нормалью к линии центров O_1O_2 (угол α_w называется **углом зацепления**;
- Окружности радиусов r_{b1} и r_{b2} - эволюты эвольвент - называются **основными окружностями**;
- Окружности радиусов r_{w1} и r_{w2} , которые являются центроидами, что касаются в полюсе P , называются **начальными окружностями**.

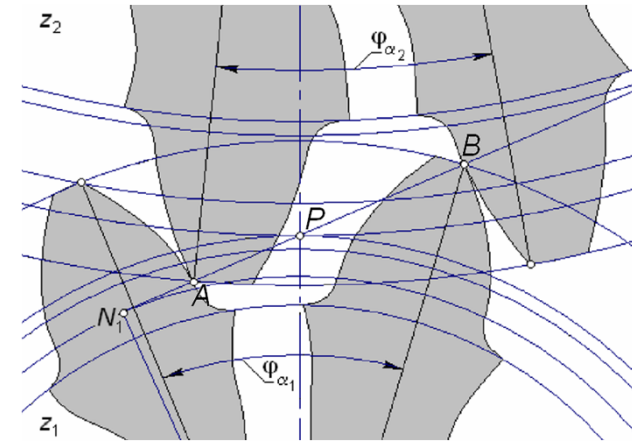


При заданном направлении вращения зубчатых колес только одна сторона зуба будет передавать и воспринимать усилия, ее называют **рабочей стороной зуба**.

Точку касания профилей зубьев двух колес, которые приходят в контакт друг с другом, называются **сопряженными точками**.

Участки профилей зубьев, участвующих в зацеплении, называются **активными профилями**.

Линия зацепления AB - **активная линия зацепления**.



Угол перекрытия $\varphi_{\alpha 1}$ и $\varphi_{\alpha 2}$ (когда каждая пара профилей входит в зацепление именно в тот момент, когда предыдущая пара выходит из зацепления).

Коэффициент перекрытия характеризует непрерывность и плавность зацепления пары; $\epsilon_{\alpha} = \varphi_{\alpha 1} / \tau_1 = \varphi_{\alpha 2} / \tau_2 = AB / p_b > 1.0$, $\epsilon_{\alpha} > 1.2$.

Лекция 2.2.

Методы нарезки зубчатых колес.

Исходный контур рейкового инструмента.

Зубчатые колеса со смещением.

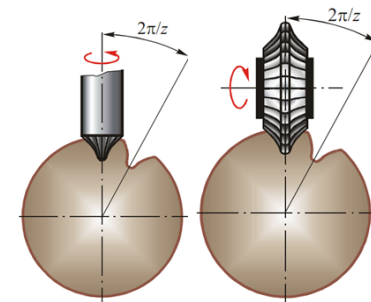
1. Методы нарезки зубчатых колес.
2. Метод копирования и метод обкатки.
3. Исходный контур рейкового инструмента.
4. Зубчатые колеса со смещением.
5. Подрез зубьев
6. Зубчатые передачи со смещением.

МЕТОДЫ нарезки зубчатых колес

Существует два основных метода изготовления зубчатых колес: метод копирования и метод обкатки.

метод копирования

- ❑ Инструмент имеет форму впадины зуба.
- ❑ Название инструмента: пальцевая или дисковая фреза.
- ❑ После вырезания впадины возвращают заготовку на угловой шаг и процесс повторяется.



- ❑ Точность нарезания зубьев низкая, метод малопродуктивен.

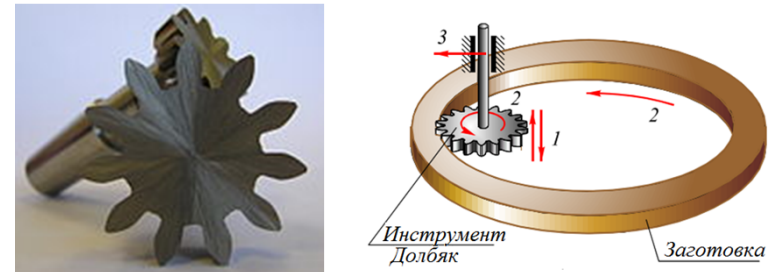
Метод обкатки

- ❑ Метод имеет основное применение.
- ❑ При нарезании зубов воспроизводится зацепление зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент червячная фреза, долбяк или гребенка.
- ❑ Червячная фреза применяется для изготовления цилиндрических зубчатых колес с внешними зубцами.



Метод обкатки

- ❑ Долбяк - для нарезки колес внутренними зубьями
- ❑ Гребенки используют для нарезания колес с большим модулем зацепления.
- ❑ Инструмента выполняет возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки. Постепенно инструмент сближается с заготовкой до врезки на полную глубину зуба.
- ❑ Метод является высокопроизводительным.



ИСХОДНЫЙ КОНТУР РЕЙКОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Контур рейки, который формирует зубчатую поверхность на заготовке колеса, **называется исходным образующим контуром рейки.**

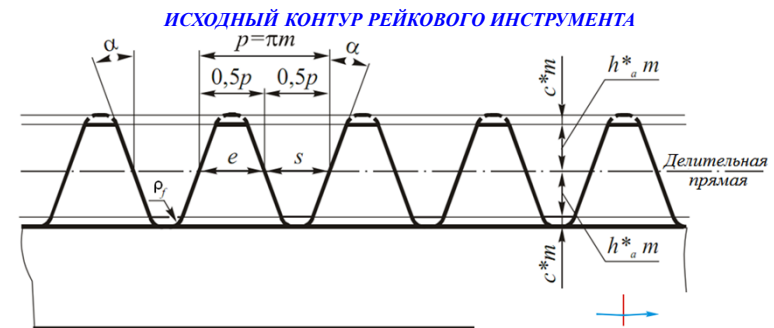
Он определяет форму и размеры зубцов, которые нарезаются.

Прямолинейная часть рельсы - формирует **эвольвентную часть** зубца, а **закругленная** - **переходную часть** (переход от эвольвенты в окружность впадин).

Прямая, которая делит зуб по высоте на две равные части, называется делительной.

Часть зуба высотой h_a формирует головку зуба колеса.

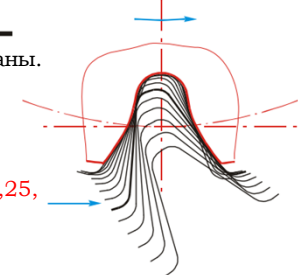
Шаг p , измеренный по любой прямой, параллельный делительной, является величиной **постоянной $p = \pi t$.**



Параметры ИК рельсы стандартизированы.

Имеют следующие значения:

- модуль t ,
- угол профиля $\alpha = 20^\circ$,
- коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$,
- коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$,
- радиус закругления $\rho_f = 0,4t$.



Зубчатые колеса со смещением

При резке зубчатого колеса инструментальной рейкой ее делительная прямая может располагаться относительно делительной окружности нарезного колеса по-разному.

Расстояние b между делительной прямой рейки и делительным окружностью нарезного колеса называется **смещением инструмента**. Смещение делительной прямой по делительной окружности обычно выражают в долях модуля xm .

$$b = xm.$$

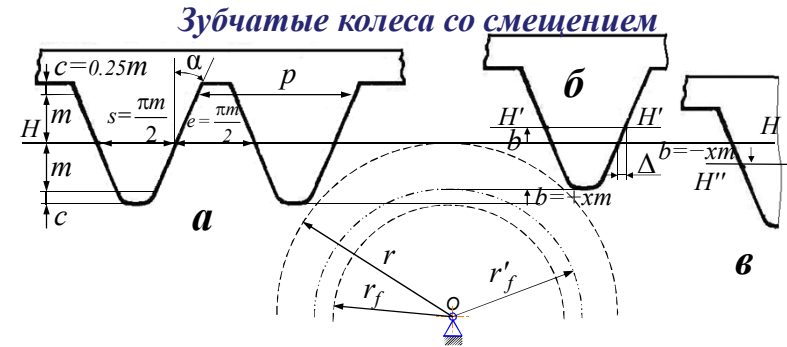
где x - коэффициент смещения рейки.

Три случая расположения делительной прямой относительно делительной окружности:

а) Делительная прямая касается делительной окружности $x = 0$, зубчатое колесо - **нулевое**.

б) Делительная прямая располагается от оси колеса на расстоянии большем r . В этом случае $x > 0$ и зубчатое колесо называется **положительное**.

в) Делительная прямая располагается от оси колеса на расстоянии меньше r . В этом случае $x < 0$ и зубчатое колесо называется **отрицательное**.



а - нулевые з.к.

б - з.к. с
положительным
смещением
 $b > 0, x > 0$.

в - з.к. с
отрицательным
смещением
 $b < 0, x < 0$.

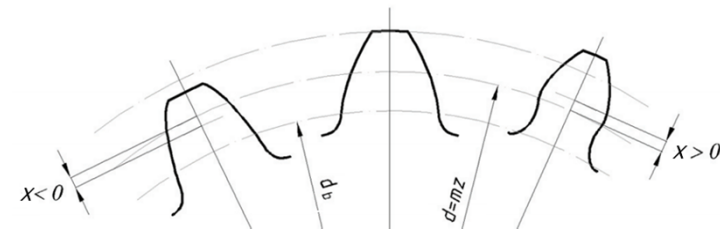
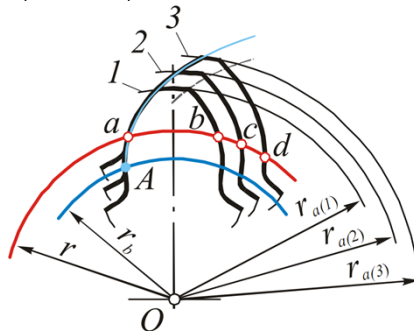
$$S = e = \frac{\pi \cdot m}{2}. \quad S > \frac{\pi \cdot m}{2}; \quad e < \frac{\pi \cdot m}{2}. \quad S < \frac{\pi \cdot m}{2}; \quad e > \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

Величины коэффициентов смещения колес находятся в зависимости: $x_3 > x_2 > x_1$.

Колеса имеют одинаковые делительные радиусы, то с ростом величины смещения делительная толщина зуба возрастает, т.е. $s_3 > s_2 > s_1$.

Увеличиваются r_f и r_a . Зубцы в основании утолщаются, однако вершины их сужаются.

Опасность обострения особенно велика у колес с малым числом зубьев (менее 17).

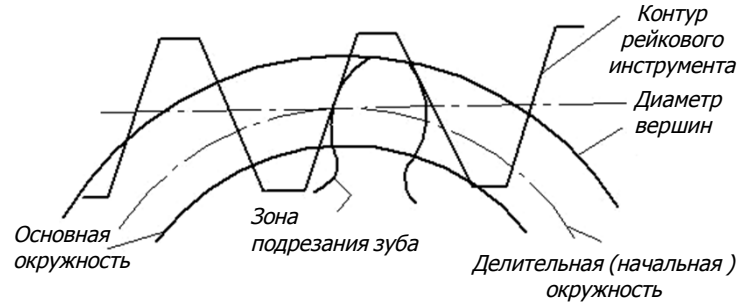


Таким образом, выбирая коэффициенты смещения, можно влиять на форму зубцов колес, а значит и на качество зацепления.

Подрез зубьев

При производстве зубчатых колес методом обкатки в некоторых случаях получается, что головки режущего **инструмента врезаются** в **ножки зубьев** нарезаемого колеса. В результате **возникает** явление **подрезания**.

В результате подреза **уменьшается толщина ножки** зуба, **снижается его прочность** и может уменьшиться **коэффициент перекрытия передачи**. Подрезание нежелательно при изготовлении зубчатых колес.



Зубчатые передачи со смещением

В зависимости от величины коэффициента суммы смещений различают:
 передачи с нулевым x_Σ ($x_\Sigma = 0$);
 передачи в которых $x_\Sigma \neq 0$.

передачи с нулевым x_Σ ($x_\Sigma = 0$) могут быть двух разновидностей:

- ◆ передачи, в которых $x_1 = 0; x_2 = 0; x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$;
- ◆ передачи, в которых $x_1 > 0; x_2 < 0; x_1 = -x_2; x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

передачи, в которых $x_\Sigma \neq 0$ могут быть двух разновидностей:

- ◆ передачи с $x_\Sigma > 0$;
- ◆ передачи с $x_\Sigma < 0$.

При резке нулевого колеса инструментальной рейкой подрез зуба возникает, когда число зубьев нарезаемого колеса $z < 17$.

Подреза зуба можно **избежать**, если **нарезать** колесо с **положительным смещением**.

Минимальное смещение, которое обеспечивает отсутствие подреза:

$$b_{\min} = x_{\min} \cdot m,$$

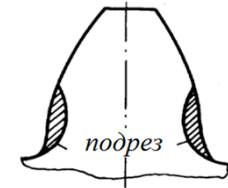
где x_{\min} - минимальный коэффициент смещения, при котором будет отсутствовать подрез зуба.

Минимальный коэффициент смещения x_{\min} :

$$x_{\min} = \frac{17-z}{17}$$

Минимальное число зубьев зубчатого колеса **без смещения**, которое может быть **нарезано** рейкой **без подреза** - **17**

$$\alpha = 20^\circ, h_{\alpha}^* = 1, x = 0, z_{\min} = 17$$



Зубчатые передачи со смещением

$$x_1 = 0; x_2 = 0; x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0;$$

Передачи без смещения, в которых оба колеса нарезанные без смещения инструмента ($x_1 = 0; x_2 = 0; x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$), называют **нулевыми (нормальными)**.

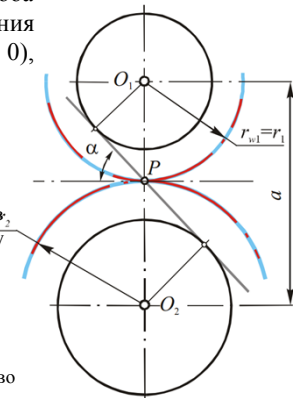
Свойства:

$$d_{w1} = d_1, d_{w2} = d_2, \text{ Угол } a_w = \alpha = 20^\circ.$$

Межосевое расстояние не меняется

$$a_w = a = r_1 + r_2.$$

Делительные окружности колес соприкасаются в полюсе зацепления и перекатываются друг по другу без скольжения.



Малое зубчатое колесо может иметь количество зубьев меньше от z_{\min} .

Зубчатые передачи со смещением

передачи с нулевым x_{Σ} ($x_{\Sigma} = 0$)

$$x_1 > 0; x_2 < 0; x_1 = -x_2; x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0.$$

Передачи со смещением, в которых одно колесо (с меньшим количеством зубьев) нарезанное с положительным смещением инструмента, а второе - с таким же по абсолютной величине отрицательным смещением ($x_1 > 0; x_2 < 0; x_1 = -x_2; x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$), называют **равно смещенными**, или **передачами с высотной коррекцией**

Свойства высотной коррекции: $x_1 + x_2 = 0; |x_1| = |x_2|$

1. Делительная и начальная окружности совпадают, $d_w = d$.
2. Угол $\alpha_w = 20^\circ$.
3. Межосевое расстояние не меняется
4. Диаметр окружности вершин $d_a = m(z + 2 \pm 2x)$;
Диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2,5 \pm 2x)$;
Толщина зуба $S = \pi m / 2 + 2\Delta = \pi m / 2 + 2x m \operatorname{tg} \alpha = m(\pi / 2 + 2x \operatorname{tg} \alpha)$

Зубчатые передачи со смещением передачи, в которых $x_{\Sigma} \neq 0$

Свойства угловой коррекции:

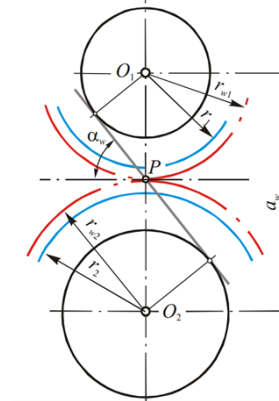
$$x_1 + x_2 \neq 0; |x_1| \neq |x_2|$$

1. Делительная и начальная окружности не совпадают, $d_w > d$, $d_w < d$.
2. Угол $\alpha_w > 20^\circ$, $\alpha_w < 20^\circ$.
3. Межосевое расстояние меняется на величину $y \cdot m$
(y – коэффициент **воспринимающего** смещения)
4. Диаметр начальной окружности
 $d_w = d_f / \cos \alpha_w = m \cdot z \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$;
Диаметр окружности вершин $d_a = m(z + 2 \pm 2x \pm 2\Delta y)$,
 $\Delta y = x_{\Sigma} - y$ (Коэффициент **уравнительного** смещения);
Диаметр начальной окружности впадин $d_f = m(z - 2,5 \pm 2x)$;
Толщина зуба $S = m(\pi / 2 + x \operatorname{tg} \alpha)$

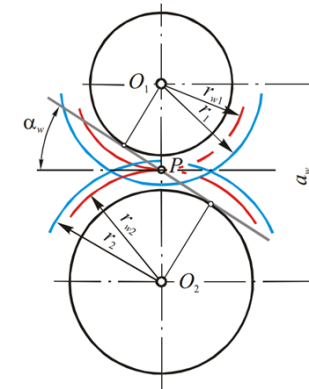
Зубчатые передачи со смещением передачи, в которых $x_{\Sigma} \neq 0$

Передачи с $x_{\Sigma} \neq 0$ называют **неравносмещенными** или **передачами с угловой коррекцией**.

► Передачи с $x_{\Sigma} > 0$;



► Передачи с $x_{\Sigma} < 0$.



исходные данные: $a_w = 48$ мм, $z_1 = 12$; $z_2 = 18$; $m = 3$ мм; $x_1/x_2 = 1,7$;
($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$).
порядок расчета

1. Суммарное количество зубьев: $x_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 12 + 18 = 30$.
2. Угол зацепления: $\cos \alpha_w = \frac{m z_{\Sigma} \cos \alpha}{2 a_w} = \frac{3 \cdot 30 \cdot 0,94}{2 \cdot 48} = 0,881$.
 $\alpha_w = 0,4928$; $\alpha_w = 28^\circ 14'$; $\operatorname{tg} \alpha = 0,5370$.
 $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w = 0,5370 - 0,4928 = 0,0442$.
3. Коэффициент суммы смещений: $x_{\Sigma} = \frac{z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{30(0,0442 - 0,0149)}{2 \cdot 0,364} = 1,208$.
4. Коэффициенты смещений: $x_1 = 1,7 x_2$; $x_1 = x_{\Sigma} - x_2 = 1,208 - 0,447 = 0,76$; $x_{1 \min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,294$.
5. Коэффициент воспринимающего смещения: $y = \frac{a_w}{m} - 0,5 m z_{\Sigma} = \frac{48 - 0,5 \cdot 3 \cdot 30}{3} = 1$.
6. Коэффициент уравновешивающего смещения: $\Delta y = x_{\Sigma} - y = 1,208 - 1 = 0,208$.
7. Диаметры делительных окружностей: $d_1 = m z_1 = 3 \cdot 12 = 36$ мм;
 $d_2 = m z_2 = 3 \cdot 18 = 54$ мм.
8. Диаметры основных окружностей: $a_{b1} = m z_1 \cos \alpha = 3 \cdot 12 \cdot 0,94 = 33,84$ мм;
 $d_{b2} = m z_2 \cos \alpha = 3 \cdot 18 \cdot 0,94 = 50,76$ мм.
9. Диаметры начальных окружностей: $d_{w1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 0,94}{0,881} = 38,4$ мм;
 $d_{w2} = \frac{m z_2 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{3 \cdot 18 \cdot 0,94}{0,881} = 57,6$ мм.
10. Проверка межосевого расстояния: $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{38,4 + 57,6}{2} = 48$ мм.

11. Диаметры окруж-й вершин зубьев: $d_{a1}=m(z_1+2+2x_1-2\Delta y)=3(12+2+2\cdot 0,761-2\cdot 0,208)=45,318$ мм;
 $d_{a2}=m(z_2+2+2x_2-2\Delta y)=3(18+2+2\cdot 0,447-2\cdot 0,208)=61,443$ мм.
12. Диаметры окружностей впадин: $d_{f1}=m(z_1-2,5+2x_1)=3(12-2,5+2\cdot 0,761)=33,066$ мм;
 $d_{f2}=m(z_2-2,5+2x_2)=3(18-2,5+2\cdot 0,447)=49,982$ мм.
13. Проверка расчета: $a_{w1}=\frac{d_{a1}}{2}+\frac{d_{f2}}{2}+0,25m=\frac{45,318}{2}+\frac{49,982}{2}+0,25\cdot 3=48$ мм;
 $a_{w2}=\frac{d_{a2}}{2}+\frac{d_{f1}}{2}+0,25m=\frac{61,434}{2}+\frac{33,066}{2}+0,25\cdot 3=48$ мм.
14. Высота зуба: $h=2,25m-\Delta y_m=2,25\cdot 3-0,208\cdot 3=6,126$ мм;
 $h=\frac{d_{a1}-d_{f1}}{2}=\frac{45,318-33,066}{2}=6,126$ мм;
 $h=\frac{d_{a2}-d_{f2}}{2}=\frac{61,434-49,982}{2}=6,126$ мм.
15. Шаг зацепления: $p_w=\frac{\pi m \cos \alpha}{\cos \alpha_w}=\frac{3,14\cdot 3\cdot 0,94}{0,881}=10,051$ мм.
16. Толщина зубьев по делительным окружностям: $S_1=m\left(\frac{\pi}{2}+2x_1g\alpha\right)=3\left(\frac{3,1416}{2}+2\cdot 0,761\cdot 0,364\right)=6,374$ мм;
 $S_2=m\left(\frac{\pi}{2}+2x_2g\alpha\right)=3\left(\frac{3,1416}{2}+2\cdot 0,447\cdot 0,364\right)=5,688$ мм.
17. Толщина зубьев по начальным окружностям: $S_{w1}=d_{w1}\left(\frac{S_1}{d_1}+inv\alpha-inv\alpha_w\right)=5,674$ мм;
 $S_{w2}=d_{w2}\left(\frac{S_2}{d_2}+inv\alpha-inv\alpha_w\right)=4,38$ мм.
18. Толщина зубьев по основным окружностям: $S_{b1}=d_{b1}\left(\frac{S_1}{d_1}+inv\alpha\right)=33,84\left(\frac{6,374}{36}+0,0149\right)=6,496$ мм;
 $S_{b2}=d_{b2}\left(\frac{S_2}{d_2}+inv\alpha\right)=50,76\left(\frac{5,688}{36}+0,0149\right)=6,103$ мм.

Одноступенчатая зубчатая передача

Зубчатая передача, состоящая из двух зубчатых колес и стойки, называется **одноступенчатой зубчатой передачей**.

Передаточное отношение зубчатой передачи – это отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого зубчатого колеса.

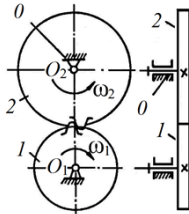
$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2}$$

$$u_{21} = \pm \frac{\omega_2}{\omega_1} = \pm \frac{n_2}{n_1}$$

ω – угловая скорость;
 n – частота вращения

Ведущее зубчатое колесо – зубчатое колесо передачи, которое сообщает движение парному зубчатому колесу.

Ведомое зубчатое колесо – зубчатое колесо передачи, которому сообщает движение парное зубчатое колесо.



Лекция 2.3.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ. СЛОЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. Передаточное отношение одноступенчатых и многоступенчатых передач.
2. Передача с промежуточными зубчатыми колесами.
3. Планетарные передачи. Основные виды планетарных передач.
4. Метод обращения движения.

Одноступенчатая зубчатая передача

Передаточное число зубчатой передачи – это отношение числа зубьев ведомого зубчатого колеса к числу зубьев ведущего колеса.

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$u_{21} = -\frac{z_1}{z_2}$$

$$u_{21} = \frac{z_1}{z_2}$$

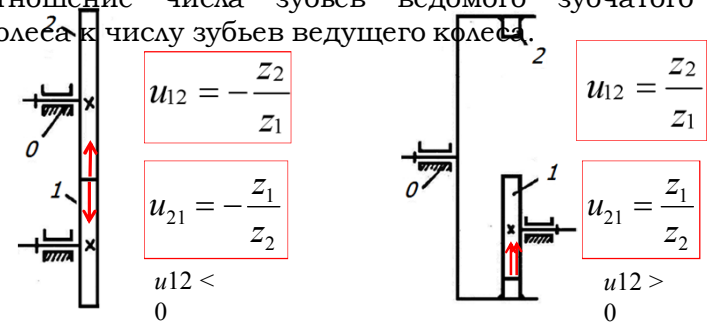
$$u_{12} < 0$$

$$u_{12} > 0$$

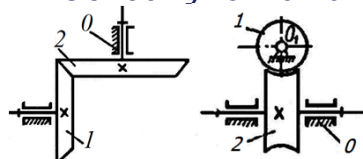
где z_1 и z_2 – числа зубьев колес 1 и 2, соответственно.

Знак «+» берется для внешнего зацепления, знак «-» для внутреннего зацепления.

Знаки учитываются только для зубчатых передач с параллельными осями вращения колес.



Одноступенчатая зубчатая передача



z_1 – число витков червяка, $z_1 = 1; 2; 4;$
 z_2 – число зубьев червячного колеса

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

Для **конических** зубчатых **передач** и передач **со скрещивающимися** осями передаточное отношение определяется по тем же формулам, что и для цилиндрических передач, но **без учета знаков**.

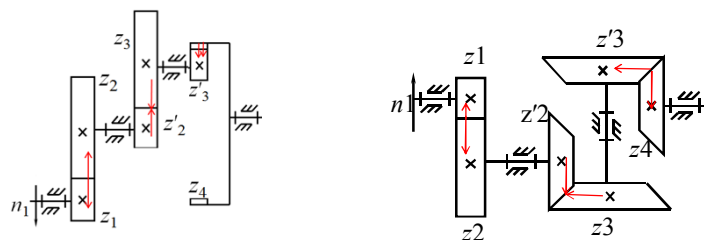
Механизмы, понижающие скорость вращения выходного вала по сравнению с входным, называют **редукторами**.

Редуктор $u_{12} > 1$

Механизмы, повышающие скорость вращения выходного вала, называются **мультипликаторами**.

Мультипликатор $u_{12} < 1$

Многоступенчатые передачи



Передаточное отношение многоступенчатой передачи

$$u_{1n} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n}$$

Общее передаточное число (отношение) зубчатой передачи **при последовательном соединении** ступеней **равно произведению передаточных чисел** входящих в них ступеней.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СЛОЖНЫХ ПЕРЕДАЧ

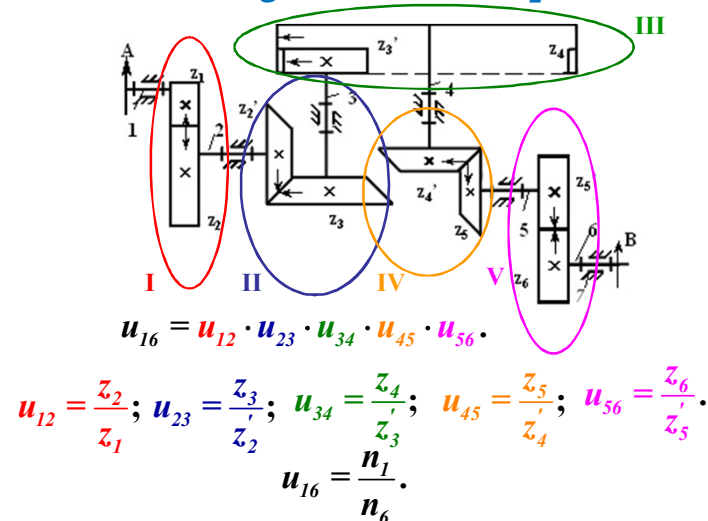
1. Сложные передачи с неподвижными осями:

- Многоступенчатые передачи;
- Передачи с промежуточными колесами.

2. Сложные передачи с осями подвижными в пространстве (планетарные механизмы):

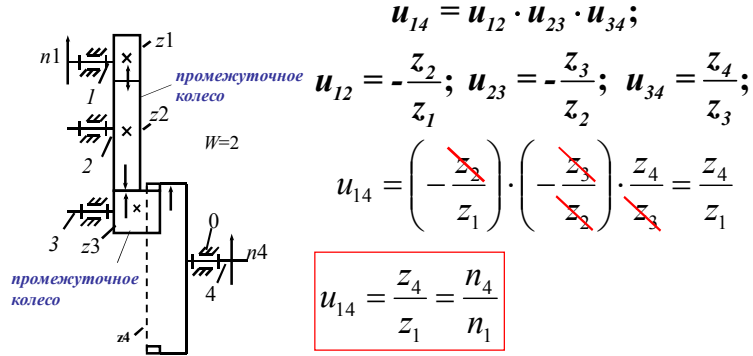
- Дифференциальные механизмы;
- Планетарные передачи.

Многоступенчатые передачи



ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ КОЛЕСАМИ

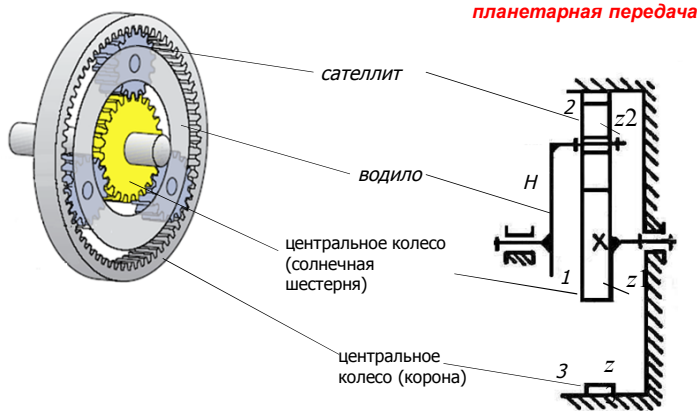
Зубчатые колеса, **числа зубьев которых не влияют** на общее **передаточное отношение** механизма, называются **паразитными колесами**.



Сложные передачи с подвижными осями в пространстве (планетарные механизмы):

Зубчатые механизмы, у которых **геометрические оси** одного или нескольких колес **перемещаются в пространстве**, называются **планетарными механизмами**.

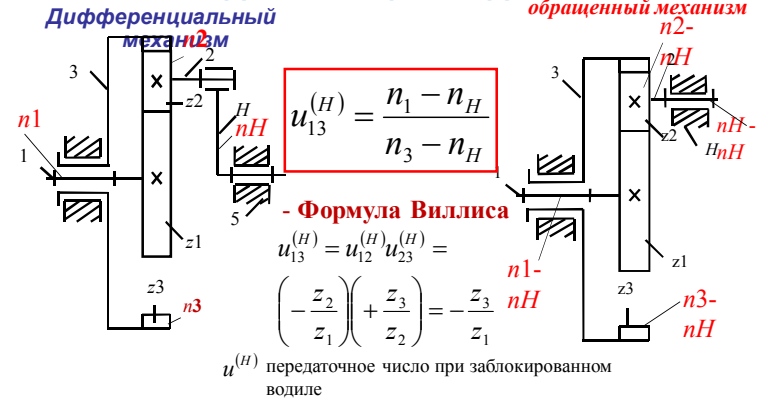
Основные типы планетарных механизмов:
 Дифференциальные механизмы $W = 2$;
 Планетарные передачи $W = 1$.



Колеса с подвижными осями вращения называются **сателлитами**, а звено, в котором установлены сателлиты - **водилом**.

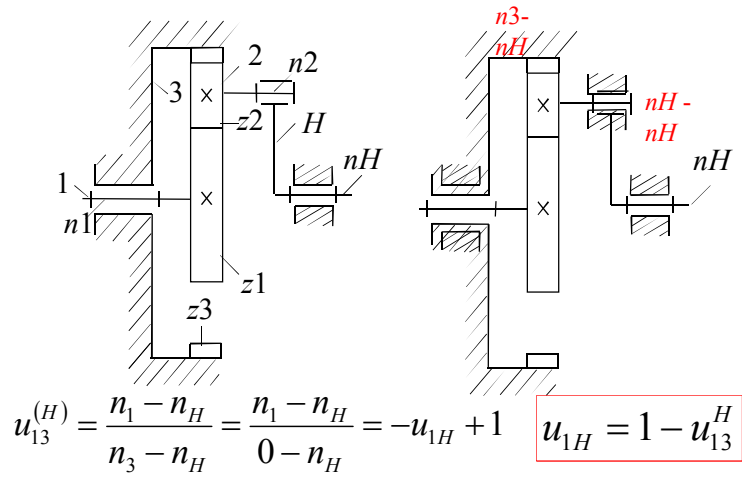
Сателлиты вращаются **вокруг своих** собственных осей и **вместе с водилом** вращаются **вокруг осей центральных колес**, имитируя движение планет.

МЕТОД ОБРАЩЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

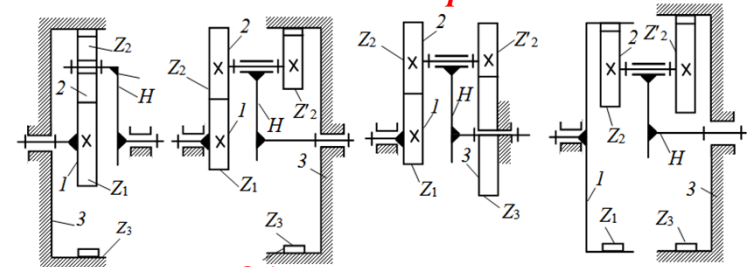


Метод обращения движения, когда всем звеньям механизма задается дополнительная частота вращения, противоположная по направлению и такая же по величине, как частота водила H .

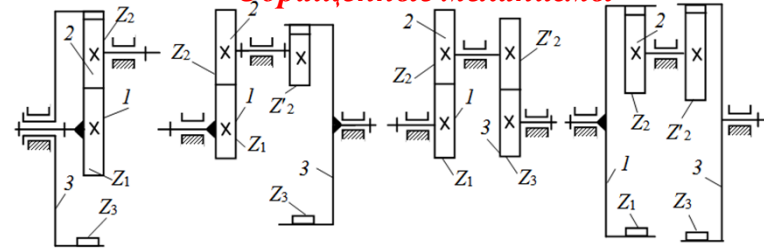
Планетарна передача



Основные типы планетарных механизмов

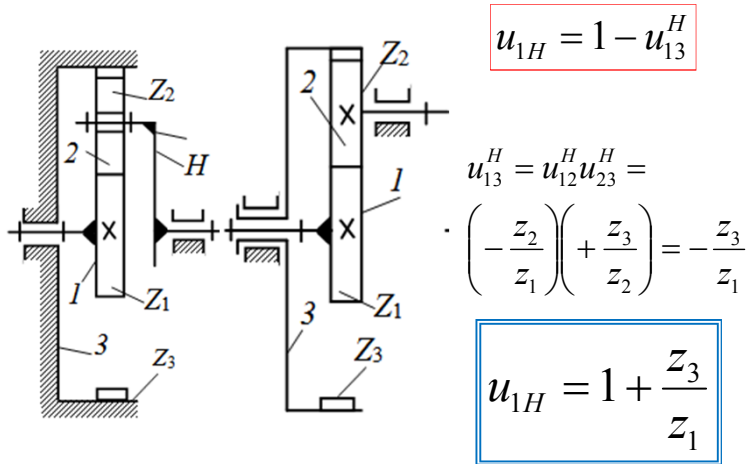


Обращенные механизмы



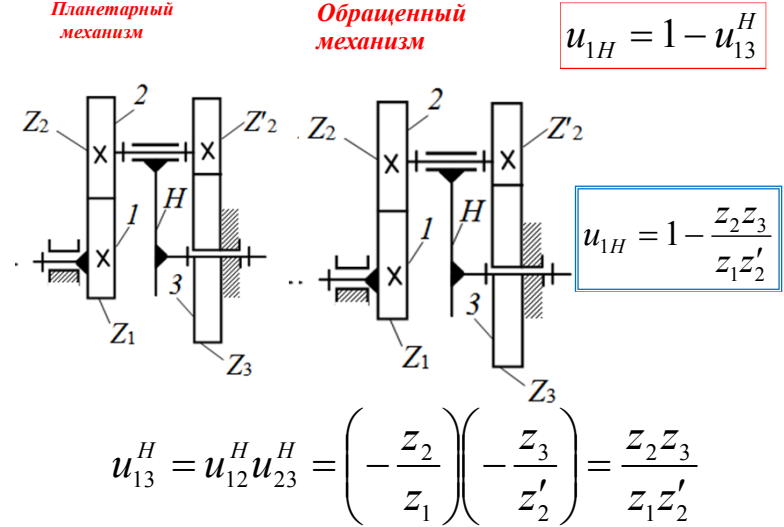
Планетарный механизм

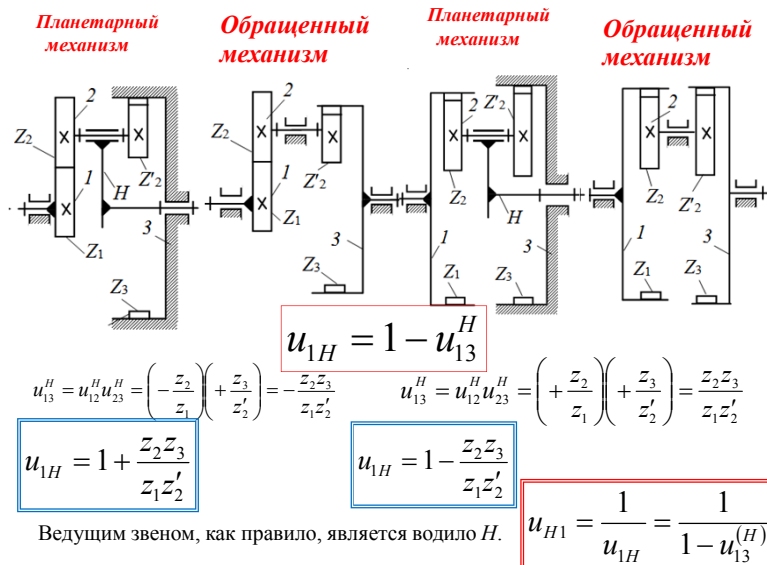
Обращенный механизм



Планетарный механизм

Обращенный механизм

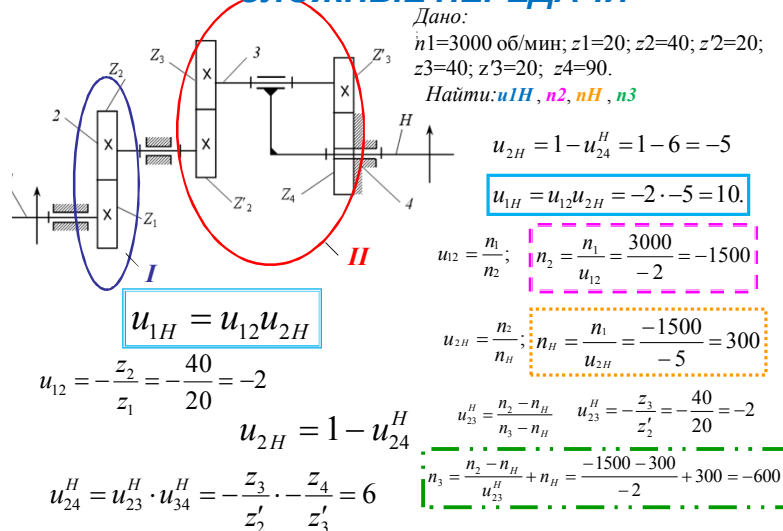




Преимущества:

1. Высокое передаточное отношение при незначительных размерах.
2. Меньше нагрузка на один зуб, поскольку используются несколько сателлитов.
3. Меньшие нагрузки на опоры и валы.
4. Меньше шумов через меньшие размеры колес.

СЛОЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

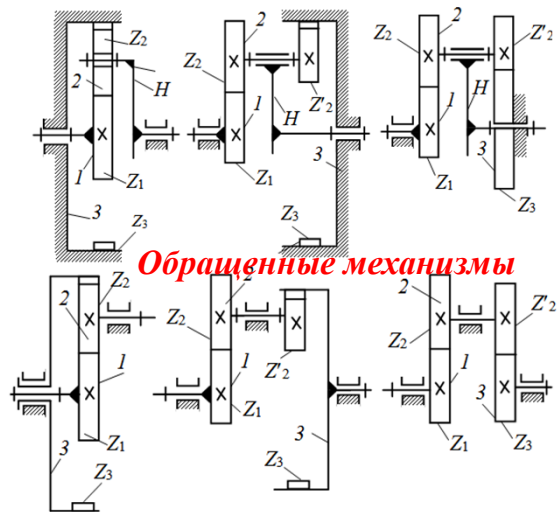


Лекция 2.4.

РАСЧЕТ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

1. Определение количества зубьев колес планетарного механизма.
2. Кинематическое исследование планетарных механизмов графическим методом.

Основные типы планетарных механизмов



ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Условие соосности $d_1 + 2d_2 = d_3$ или $z_1 + 2z_2 = z_3$.

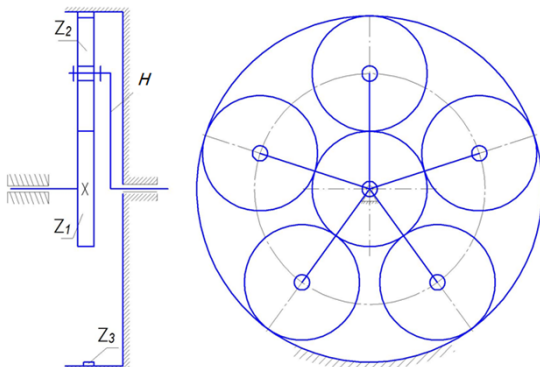
Условие правильного зацепления
 $z_1 \geq 17; z_2 \geq 20; z_3 \geq 85; z_3 - z_2 \geq 8$.

Условие сборки

$$\frac{z_1 u_{1H}}{k} = \gamma$$

Условие соседства (совместимости)

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2h_x}{z_1 + z_2}$$



ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

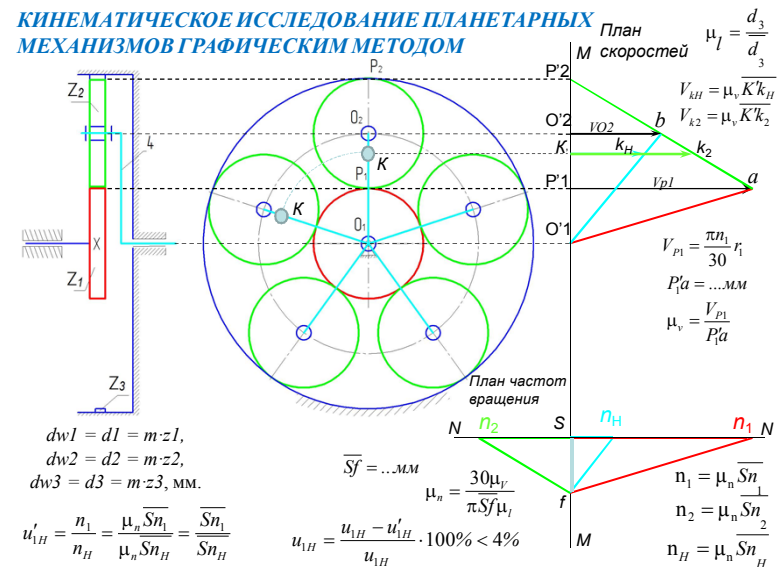
Условие соосности при котором оба центральных зубчатых колеса (солнечное и опорное) и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения.

Условие соседства учитывает необходимость совместного размещения нескольких сателлитов по общему кругу. Для его выполнения необходимо, чтобы диаметр окружности вершин зубьев более крупных сателлитов был несколько меньше, чем расстояние между осями их вращения.

Условие сборки при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами. После установки первого сателлита подвижное центральное колесо займет вполне определенное положение.

Условие правильного зацепления учитывает отсутствие подрезания зубьев и заклинивания передачи. Для цилиндрических зубчатых колес без смещения, которые нарезаются стандартным реечным инструментом (угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент головки зуба $\mu_n^* = 1$), для предотвращения подрезания зубьев их количество должно быть не меньше 17.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ



КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Пример 2. Построить план линейных скоростей и план частот вращения звеньев планетарного редуктора. Определить графическим методом частоты вращения звеньев механизма и его передаточное отношение.

Решение

1. Определяем основные размеры зубчатых колес

$$dw1 = d1 = m \cdot z1, dw2 = d2 = m \cdot z2, dw3 = d3 = m \cdot z3, \text{ мм.}$$

2. Выбираем масштабный коэффициент длин. Задаемся длиной отрезка, $\bar{d}_3 = \mu_l = \frac{d_3}{d_3}$ которым будем изображать на чертеже диаметр наибольшего колеса $d3$.

3. В выбранном масштабе строим план механизма в двух проекциях.

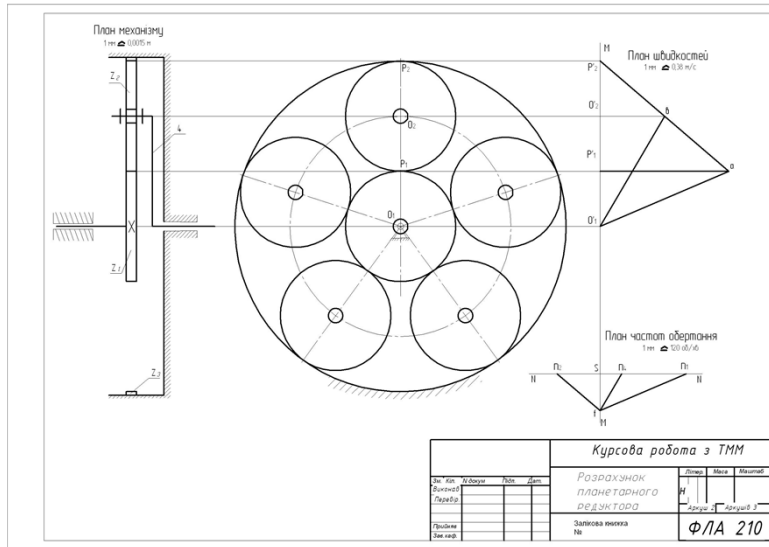
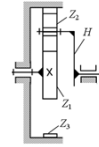
4. Строим план скоростей, для чего находим величину линейной скорости точки $P1$ на центральном колесе 1 :

$$V_{P1} = \frac{\pi n_1}{30} r_1$$

5. Задаем длину отрезка $P1a$, который будет соответствовать скорости $VP1$ на $\overline{P1a} = \dots$ мм плане скоростей, и определяем масштабный коэффициент.

$$\mu_v = \frac{V_{P1}}{P1a}$$

Для построения плана скоростей проводим перпендикулярно оси механизма линию MM и проецируем на нее точки $O1, O2, P1$ и $P2$. Из точки $P1$ перпендикулярно линии MM откладываем отрезок $P1a$. Соединив точку a с точкой $O1$, получим план скоростей для колеса 1 . Построим план скоростей сателлита 2 , для которого уже известны скорости двух точек $-P1$ и $P2$. Скорость точки $P1$ сателлита 2 будет равна скорости точки $P1$ колеса 1 , а скорость точки $P2$ сателлита будет равна нулю, поскольку эта точка является полюсом зацепления сателлита с неподвижным колесом 3 . Соединив прямой линией точки $P2$ и a , получим закон распределения скоростей точек сателлита. Скорость точки $O2$ сателлита будет изображаться на плане скоростей отрезком $O2b$. Скорость точки $O2$ сателлита является одновременно и скоростью центра подшипника вала H , которое вращается вокруг точки $O1$. Соединив на плане скоростей точки $O1$ и b , получим прямую $O1b$, которая представляет собой закон распределения скорости точек вала H .



КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

6. Строим план частот вращения.

Через произвольно выбранную точку S на прямой MM проводим линию NN , перпендикулярную линии MM . Откладываем на прямой MM отрезок Sf произвольной длины. Через точку f проводим прямые, параллельные линиям $O1a, O1b$ и $P2a$. Точки пересечения этих прямых с линией NN обозначаем соответственно $n1, nH$ и $n2$.

Отрезки $Sn1, Sn2, SnH$, и представляют собой в некотором масштабе соответственно частоты вращения колеса 1 , сателлита 2 и вала H .

Пусть $Sf = \dots$ мм. Тогда масштабный коэффициент плана частот: $\mu_n = \frac{30 \mu_v}{\pi Sf \mu_l}$

Определяем частоты вращения звеньев механизма по плану частот:

$$n_1 = \mu_n \overline{Sn_1} \quad n_2 = \mu_n \overline{Sn_2} \quad n_H = \mu_n \overline{Sn_H}$$

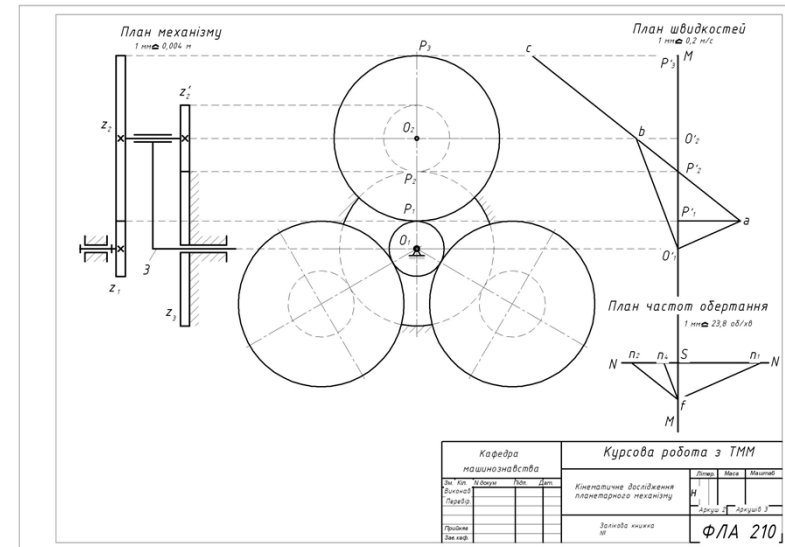
Определяем передаточное отношение планетарного механизма по плану частот:

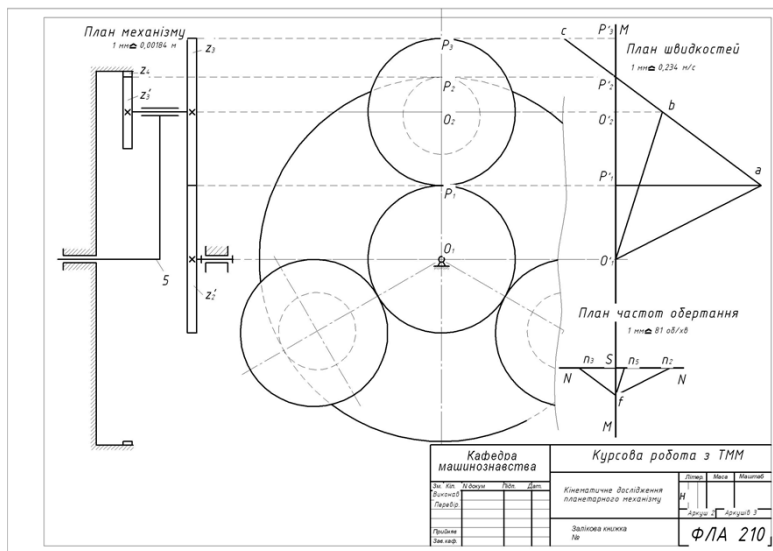
$$u_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{\mu_n \overline{Sn_1}}{\mu_n \overline{Sn_H}} = \frac{\overline{Sn_1}}{\overline{Sn_H}}$$

Находим передаточное отношение механизма аналитически:

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Разница между величинами передаточного отношения механизма, найденными аналитическим и графическим методами, незначительна.





Лекция 2.5

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

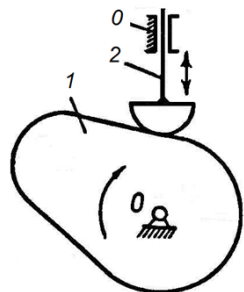
1. Кулачковый механизм, строение.
2. Классификация кулачковых механизмов.
3. Основные параметры кулачкового механизма.
4. Построение планов механизма и диаграмм положений толкателя.
5. Законы движения выходного звена.
6. Выбор радиуса ролика.
7. Построение профиля кулачка.

Кулачковый механизм

Кулачковый механизм – это механизм с высшей КП.

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования движения ведущего звена в требуемый вид движения выходного звена согласно заданному закону.

В типовых схемах кулачковых механизмов ведущее звено называется кулачком (1), а в качестве выходного звена выступает толкатель (2) или коромысло.

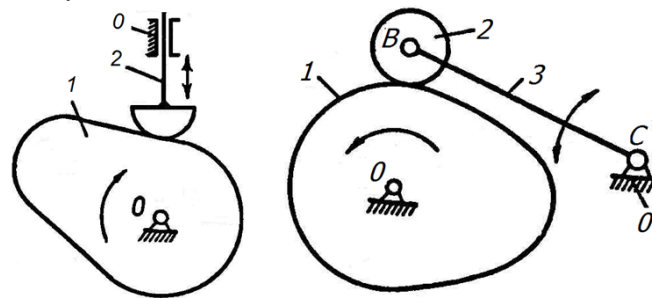


Кулачковый механизм

Кулачок – это звено кулачкового механизма, имеющее рабочую поверхность переменной кривизны.

Толкатель – это выходное звено кулачкового механизма, совершающее поступательные движения.

Коромысло – это выходное звено кулачкового механизма, совершающее только вращательные движения и не имеющее возможности осуществления поворота на угол более 360° .



КЛАССИФИКАЦИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кулачковые механизмы классифицируются:

1) по служебному назначению:

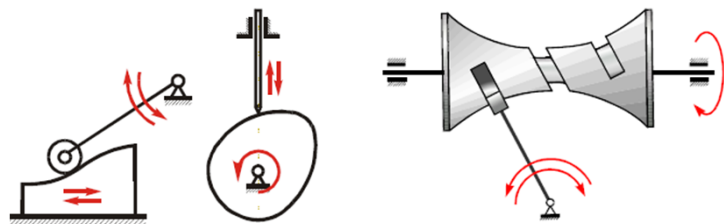
кулачковые механизмы, обеспечивающие перемещение вых. зв. по заданному закону движения;

кулачковые механизмы, обеспечивающие только заданное максимальное перемещение вых. зв. (ход толкателя или угол размаха коромысла);

2) по расположению звеньев в пространстве:

плоские кулачковые механизмы (рис. 1, 2);

пространственные кулачковые механизмы (3);



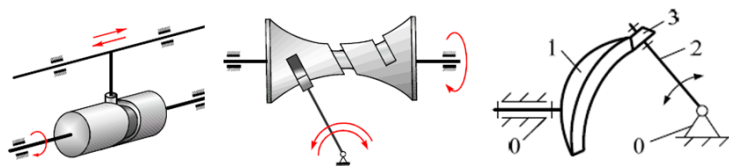
КЛАССИФИКАЦИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

5) по наличию ролика в составе схемы:

кулачковые механизмы с роликом (1);
кулачковые механизмы с без ролика (2);

6) по виду кулачка:

с плоским кулачком (1, 2);
с цилиндрическим кулачком (3);
с глобидным кулачком (4);
со сферическим кулачком (5);



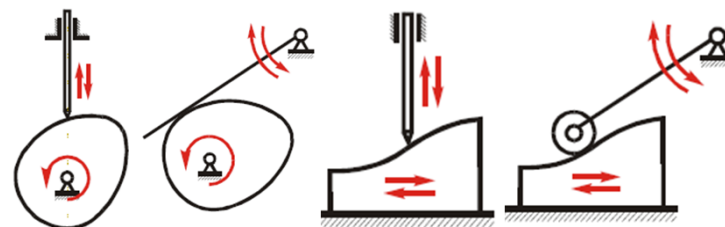
КЛАССИФИКАЦИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

3) по характеру движения кулачка:

кулачковые механизмы с вращательным движением кулачка (1, 2);
кулачковые механизмы с поступательным движением кулачка (3,4);
кулачковые механизмы с винтовым движением кулачка;

4) по характеру движения выходного звена:

кулачковые механизмы с поступательным движением вых. зв. (1, 3);
кулачковые механизмы с вращательным движением вых. зв. (2, 4);



КЛАССИФИКАЦИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

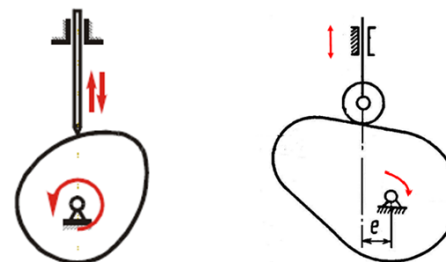
8) по наличию смещения:

Осевые кулачковые механизмы (рис. 1).

Внеосные кулачковые механизмы (рис. 2);

Осевой кулачковый механизм – это кулачковый механизм, в котором ось пути выходного звена проходит через центр вращения кулачка (рис. 1).

Внеосный кулачковый механизм – это кулачковый механизм, в котором ось пути выходного звена смещена относительно центра вращения кулачка на некоторую величину (рис. 2).

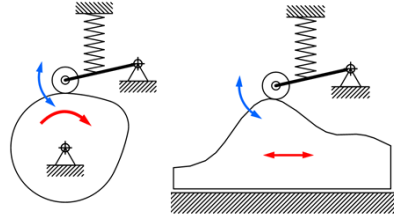


Величина смещения называется эксцентриситет, и обозначается e .

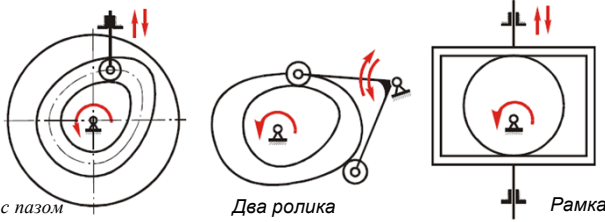
КЛАССИФИКАЦИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

9) по способу замыкания:

Силовое замыкание – это контакт звеньев высшей кинематической пары с использованием сил тяжести звеньев или сил упругости пружин (рис. 1, 2).



Геометрическое замыкание – это контакт звеньев высшей кинематической пары посредством конфигурации рабочих поверхностей кулачка (рис. 3-5).



Кулачок с пазом

Два ролика

Рамка

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

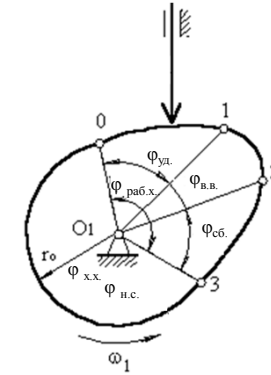
Кулачковые механизмы, образованные на базе типовых схем, относятся к циклоидальным механизмам с периодом работы, равным 2π (360°), и характеризуются наличием нескольких фаз движения выходного звена

фаза удаления – перемещение выходного звена из нижнего положения в верхнее;

фаза верхнего стояния или выстоя – стояние или выстой выходного звена в верхнем положении;

фаза сближения – перемещением выходного звена из верхнего положения в нижнее;

фаза нижнего стояния или выстоя – это стояние или выстой выходного звена в нижнем положении.



ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Сумма всех четырех фазовых углов :

$$\varphi_{уд.} + \varphi_{в.в.} + \varphi_{сб.} + \varphi_{н.с.} = 2\pi.$$

Сумма первых трех фазовых углов составляет фазовый угол рабочего хода кулачкового механизма :

$$\varphi_{раб.х.} = \varphi_{уд.} + \varphi_{в.в.} + \varphi_{сб.}$$

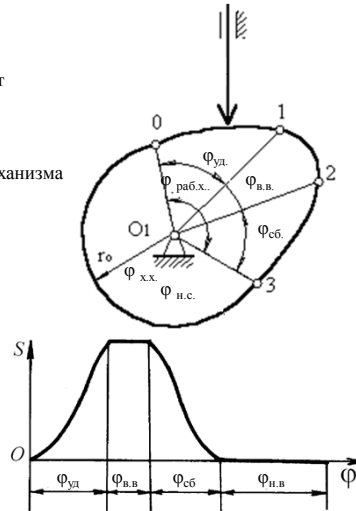
Фазовый угол холостого хода кулачкового механизма равен фазовому

углу нижнего выстоя, т. е.

$$\varphi_{х.х.} = \varphi_{н.с.}$$

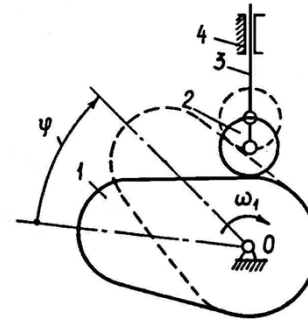
В соответствии с классификацией фаз, фазовые углы делятся на четыре вида:

- фазовый угол удаления $\varphi_{уд.}$;
- фазовый угол верхнего стояния или выстоя $\varphi_{в.в.}$
- фазовый угол сближения $\varphi_{сб.}$
- фазовый угол нижнего стояния или выстоя $\varphi_{н.с.}$

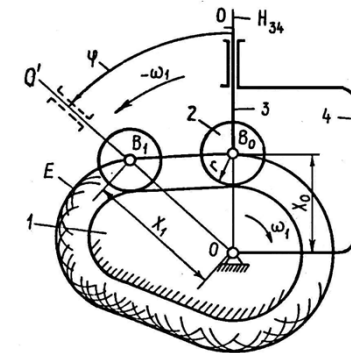


Метод обращения движения

Кулачковый механизм с вращающимся кулачком

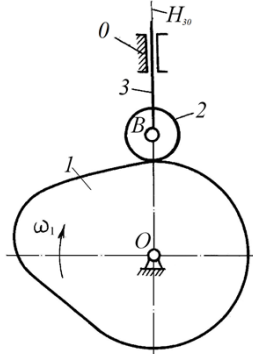


Кулачковый механизм с неподвижным кулачком



ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ МЕХАНИЗМА И ДИАГРАММ ПОЛОЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЯ

Осевой кулачковый механизм с роликом



5. Строим диаграмму положений толкателя $[X, \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат — соответствующие координаты $X_0 = OB_0$, $X_1 = OB_1$, $X_{11} = OB_{11}$ характеризующие точку B толкателя в разных положениях кулачкового механизма

1. Строим в выбранном масштабе план кулачкового механизма в положении, соответствующем началу движения толкателя при его удалении от оси вращения кулачка.

2. Выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую E , удаленную от профиля кулачка на расстояние, равное радиусу ролика.

3. Из точки O описываем вспомогательную окружность любого радиуса, эту окружность делим на 12 равных частей и точки деления обозначаем $0, 1, 2, \dots, 11$ в направлении, противоположном движению кулачка.

4. Из точки O через точки $0, 1, 2, \dots, 11$ на вспомогательной окружности проводим прямые линии до пересечения с эквидистантно кривой в точках $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$; эти прямые указывают положение направляющей H_{30} , а точки B_0, B_1, B_2, \dots

B_{11} — положение центра ролика в разных положениях кулачкового механизма

ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ МЕХАНИЗМА И ДИАГРАММ ПОЛОЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЯ

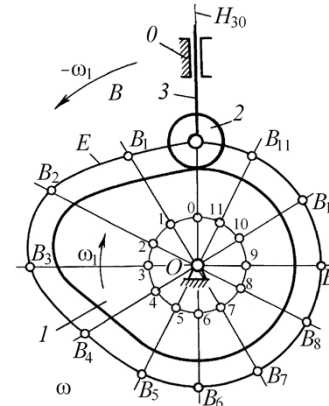


Рис. 1. План осевого кулачкового механизма

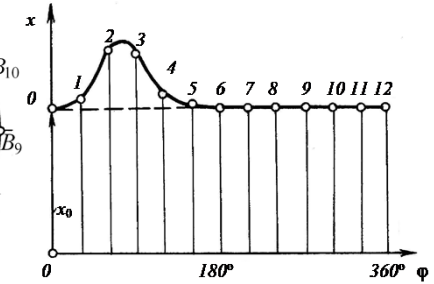
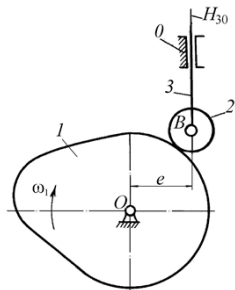


Рис. 2. Диаграмма положений толкателя осевого кулачкового механизма

ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ МЕХАНИЗМА И ДИАГРАММ ПОЛОЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЯ

Внеосный кулачковый механизм с роликом



1. Строим в выбранном масштабе план кулачкового механизма в положении, соответствующем началу движения толкателя;

2. Выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую E ;

3. Из точки O описываем вспомогательную окружность радиуса e ; эту окружность делим на 12 равных частей и точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{11}$ в направлении, противоположном движению кулачка.

4. Через точки $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{11}$ проводим касательные к вспомогательной окружности, которые пересекают кривую E в точках $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$; эти касательные указывают положения направляющей H_{30} , а точки B — центр ролика в разных положениях кулачкового механизма.

5. Строим диаграмму положений толкателя $[X, \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат — соответствующие координаты $X_0 = OB_0$, $X_1 = OB_1$, $X_{11} = OB_{11}$ характеризующие место положения точку B толкателя в разных положениях кулачкового механизма

характеризующие место положения точку B толкателя в разных положениях кулачкового механизма

ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ МЕХАНИЗМА И ДИАГРАММ ПОЛОЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЯ

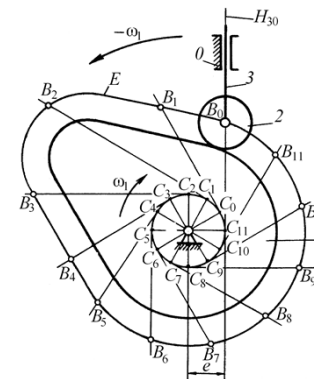


Рис. 1. План осевого кулачкового механизма

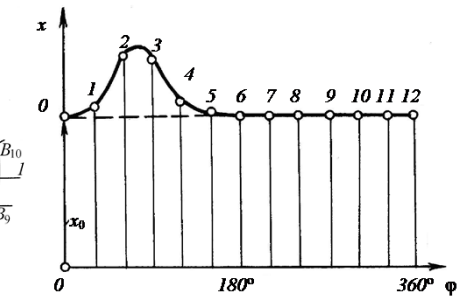


Рис. 2. Диаграмма положений толкателя внеосного кулачкового механизма

ПОСТРОЕНИЯ ПЛАНОВ МЕХАНИЗМА И ДИАГРАММ ПОЛОЖЕНИЙ ТОЛКАТЕЛЯ

В кулачковом механизме с возвратно-вращательным движением толкателя

координатой, определяющей положение толкателя, является угол ψ между линиями OC и CB . Поэтому диаграммой положений толкателя такого механизма является график зависимости угловой координаты ψ , характеризующей положение толкателя, от угла поворота кулачка φ , то есть диаграмма $[\psi; \varphi]$. Строим в выбранном масштабе план кулачка, соответствующий началу движения толкателя при его удалении от оси вращения кулачка OC .

2. Выполняем обращение кулачкового механизма и строим эквидистантную кривую E .

3. Из точки O описываем окружность радиуса OC , которая является траекторией точки C в обратном механизме; делим эту окружность на 12 равных частей и точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{11}$, нумеруя их в направлении, противоположном движению кулачка; все точки C соединяем с точкой O .

4. Из точек $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{11}$ радиусом BC делаем засечки на эквидистантной кривой, определяя положения точек $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$; соединяем прямыми линиями соответствующие точки B и C ;

5. Строим диаграмму положений толкателя $[\psi; \varphi]$, по оси абсцисс которой откладываем угол поворота кулачка φ , а по оси ординат – соответствующие углы $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{11}$, характеризующие местоположение толкателя (коромысла) в разных

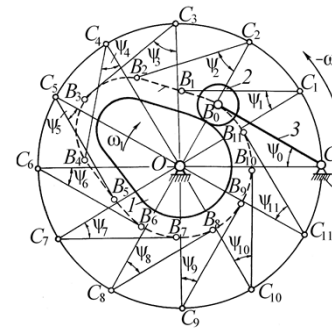
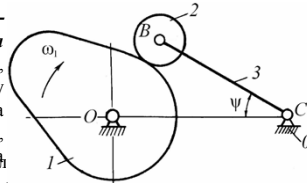


Рис. 1. План кулачкового механизма с вращательным движением толкателя

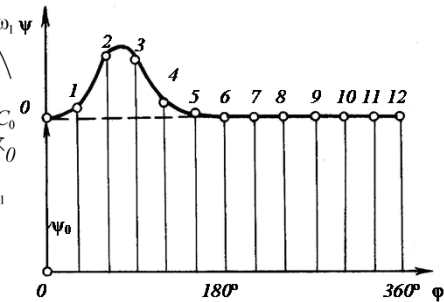


Рис. 2. Диаграмма положений толкателя кулачкового механизма с коромыслом

ПОСТРОЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

Построение профиля кулачка осуществляется по таким исходными данными:

- схема механизма
- диаграмма положений толкателя $[X; \varphi]$ или $[\psi; \varphi]$
- эксцентриситет e
- радиус ролика r
- направление вращения кулачка;
- длина толкателя и межосевое расстояние (для механизмов с вращательным движением толкателя).

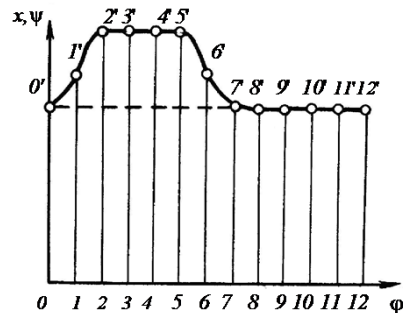


Диаграмма положений толкателя кулачкового механизма

ПОСТРОЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

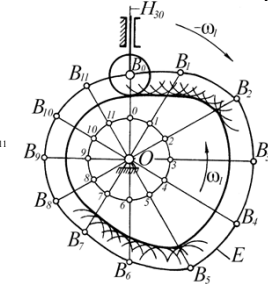
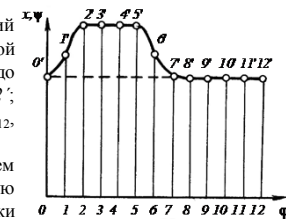
Осевой кулачковый механизм с роликом

1. Ось абсцисс заданной диаграммы положений толкателя $[x; \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$; определяем линейные координаты $x_0, x_1, x_2, \dots, x_{12}$, характеризующие положения точки B толкателя.

2. Из произвольно выбранной точки O описываем вспомогательную окружность любым радиусом. Данную окружность также делим на 12 равных частей, точки деления нумеруем в направлении, противоположном направлению движения кулачка $0, 1, 2, \dots, 11$ на вспомогательной окружности проводим касательные, указывающие местоположение направляющей H_{30} в разных положениях механизма; на этих прямых откладываем отрезки $OB_0 = X_0, OB_1 = X_1, OB_2 = X_2, \dots, OB_{11} = X_{11}$

4. Через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$ проводим плавную кривую E , которая является эквидистантой.

5. Строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой E описываем дуги радиусом ролика. Плавная кривая, касательная к этим дугам, и будет профилем кулачка



ПОСТРОЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

Внешний кулачковый механизм с роликом

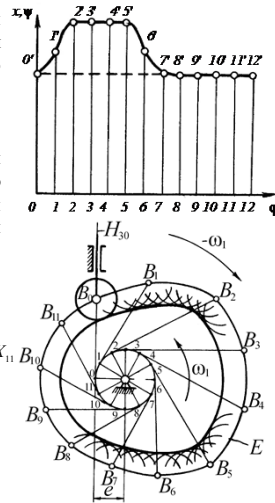
1. Ось абсцисс заданной диаграммы положений толкателя $[x, \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$. Определяем линейные координаты $x_0, x_1, x_2, \dots, x_{12}$, характеризующие положения точки B толкателя.

2. Из произвольно выбранной точки O описываем вспомогательную окружность радиусом e . Данную окружность также делим на 12 равных частей, точки деления нумеруем в направлении, противоположном направлению движения толкателя $0, 1, 2, \dots, 11$ на

вспомогательной окружности проводим прямые линии, указывающие местоположение направляющей H_{30} в разных положениях механизма; на этих прямых откладываем отрезки $OB_0 = X_0, OB_1 = X_1, OB_2 = X_2, OB_{11} = X_{11}$.

4. Через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$ проводим плавную кривую E , которая является эквидистантой.

5. Строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой E описываем дуги радиусом ролика. Плавная кривая, касательная к этим дугам, и будет профилем кулачка



ПОСТРОЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

Кулачок с осью абсцисс заданной диаграммы положений толкателя

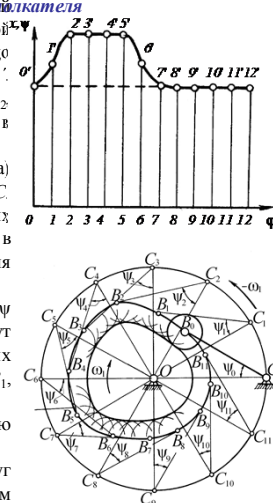
1. Ось абсцисс заданной диаграммы положений толкателя $[x, \varphi]$ делим на 12 равных частей и из каждой точки деления проводим вертикальные линии до пересечения с кривой в точках $0', 1', 2', \dots, 12'$. Определяем угловые координаты $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{12}$ характеризующие местоположение толкателя CB в равных положениях механизма.

2. Из точки O (центра вращения кулачка) описываем вспомогательную окружность радиусом OC . Данную эту окружность также делим на 12 равных частей. Точки деления обозначаем $C_0, C_1, C_2, \dots, C_{11}$ в направлении, противоположном направлению движения кулачка, и соединяем их с точкой O .

3. Из каждой точки C под соответствующим углом ψ к линии OC проводим прямые линии, которые укажут местоположение толкателя CB ; откладываем на этих прямых длину толкателя CB , получаем точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$;

4. Через точки $B_0, B_1, B_2, \dots, B_{11}$ проводим плавную кривую, которая является эквидистантой.

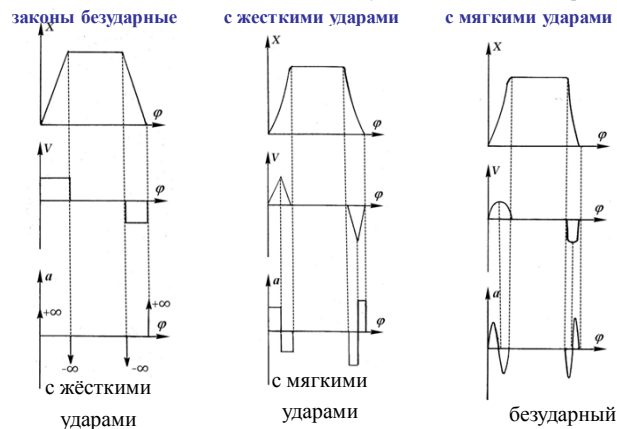
5. Строим профиль кулачка, для этого вокруг произвольно выбранных точек на кривой E описываем дуги радиусом ролика. Плавная кривая, касательная к



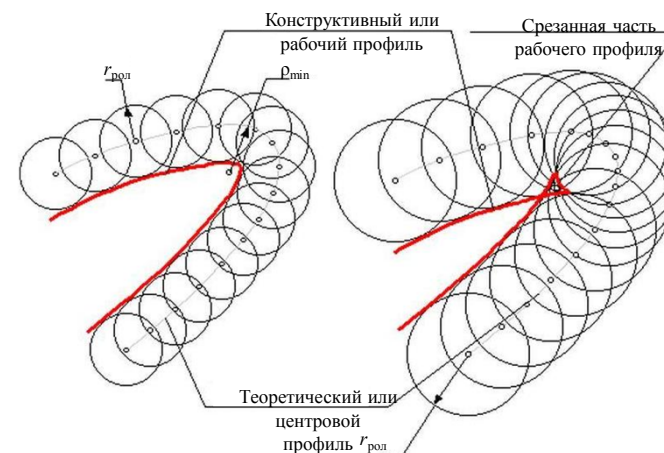
ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Под законом движения выходного звена кулачкового механизма понимают зависимость между перемещениями выходного звена и время.

Различают законы движения выходного звена кулачковых механизмов трех видов:



ВЫБОР РАДИУСА РОЛИКА



ВЫБОР РАДИУСА РОЛИКА

При выборе радиуса ролика руководствуются

1. Ролик является простой деталью, процесс изготовления которой несложен. Поэтому на его рабочей поверхности можно обеспечить высокую контактную прочность. С целью обеспечения достаточного соотношения контактных прочностей рабочих поверхностей кулачка и ролика при выборе радиуса ролика $r_{\text{рол}}$ учитывают следующее условие: $r_{\text{рол}} = 0,4R_0$

где R_0 – радиус исходного контура кулачка.

2. Конструктивный (рабочий) профиль кулачка не должен быть заостренным или срезанным. Поэтому на выбор радиуса ролика накладывается ограничение:

$$r_{\text{рол}} = 0,4\rho_{\text{мин}}$$

где $\rho_{\text{мин}}$ – минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка.

Заостренный или срезанный профиль кулачка не позволит ролику перекатиться через его вершину, что приводит к повреждению рабочих поверхностей обоих звеньев и к потере работоспособности кулачкового механизма.

3. Значение радиуса ролика выбирается из стандартного ряда натуральных целых чисел в следующем диапазоне: $r_{\text{рол}} = (0,35-0,45)R_0$

При выборе радиуса ролика необходимо дополнительно учитывать следующие моменты: увеличение значения радиуса ролика приводит к росту габаритов и массы выходного звена, что ухудшает динамические характеристики кулачкового механизма и уменьшает угловую скорость ролика. Снижение значения радиуса ролика приводит к увеличению габаритов кулачка и его массы, что вызывает рост величин угловой скорости ролика и снижение нагрузочной способности и ресурса работы кулачкового механизма.