

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ЧАСТЬ 1
Пособие для практических работ

Содержание

Практическая работа № 1. Определение степени подвижности механизма	3
1. Теоретическая часть.....	3
1.1. Классификация кинематических пар	3
1.2. Кинематические цепи и кинематическая схема механизма	5
1.3. Степень подвижности механизма	6
2. Практическая часть	7
Практическая работа № 2. Построение траекторий точек механизма	8
1. Теоретическая часть.....	8
2. Практическая часть	14
3. Контрольные вопросы	17
Практическая работа № 3. Кинематический анализ зубчатых механизмов	18
1. Теоретическая часть.....	18
2. Практическая часть	22
Практическая работа № 4. Кинематический анализ рычажных механизмов	25
1. Теоретическая часть.....	25
2. Практическая часть	29
Практическая работа № 5. Синтез кулачковых механизмов	31
1. Теоретическая часть.....	31
1.1. Типы и структура плоских кулачковых механизмов.....	31
1.2. Законы движения ведомых звеньев кулачковых механизмов.....	33
1.3. Определение основных размеров кулачковых механизмов	38
2. Практическая часть	46

Практическая работа № 1. Определение степени подвижности механизма

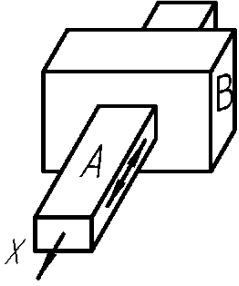
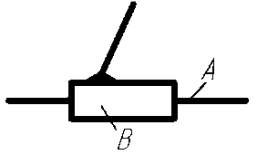
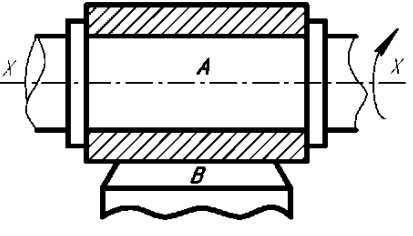
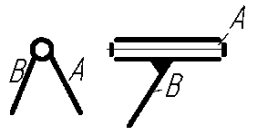
1. Теоретическая часть

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение называется кинематической парой.

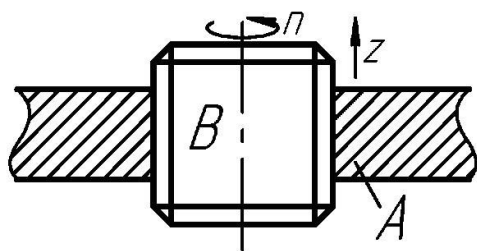
1.1. Классификация кинематических пар

Все кинематические пары подразделяются по числу степеней свободы на одно-, двух-, трех-, четырех-, пятиподвижные.

Таблица №1

Число степеней свободы	Класс пары	Название	Рисунок	Условное изображение
1	2	3	4	5
1	5	Поступательная		
1	5	Вращательная		
1	2	3	4	5

2	4	Цилиндрическая		
3	3	Сферическая		
4	2	Цилиндр-плоскость		
5	1	Шар-плоскость		



Возможное движение звеньев кинематических пар при определении степени подвижности должна быть независимыми. Так винтовая

кинематическая пара допускает 2-а движения – вращательное и поступательное, однако эти движения зависимы друг от друга ($z=t_{\pi}$; где t – шаг винта), поэтому эту кинематическую пару нужно рассматривать как одноподвижную.

Кинематические пары делятся на: низшие и высшие.

Кинематическая пара, которая образована звеньями, соприкасающимися по поверхности, называется низшей кинематической парой.

Кинематическая пара, которая образована звеньями, соприкасающимися только по линии или в точке, называется высшей кинематической парой.

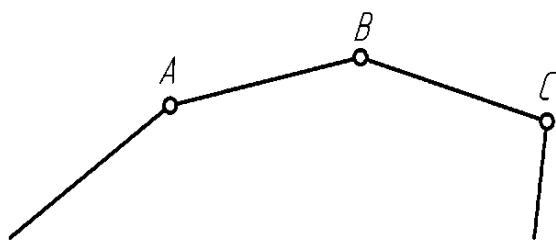
1.2. Кинематические цепи и кинематическая схема механизма

Кинематической цепью называется связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

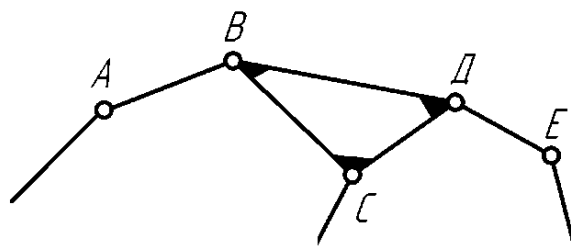
Кинематические цепи делятся на простые и сложные.

Простой кинематической цепью называется такая цепь, у которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары.

Сложной кинематической цепью называется цепь, в которой имеется хотя бы одно звено входящее более чем в две кинематические пары.



Простая кинематическая цепь

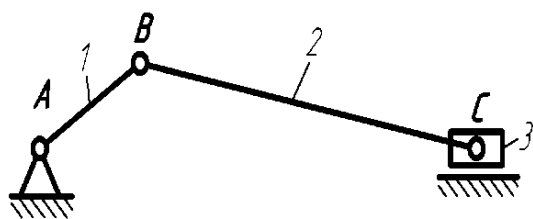


Сложная кинематическая цепь

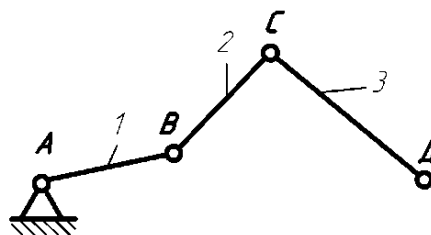
Простые и сложные кинематические цепи делятся на замкнутые и незамкнутые.

Замкнутой кинематической цепью называется цепь, каждое подвижное звено которой входит по крайней мере в две кинематические пары.

Незамкнутой кинематической цепью называется цепь, в которой есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару.



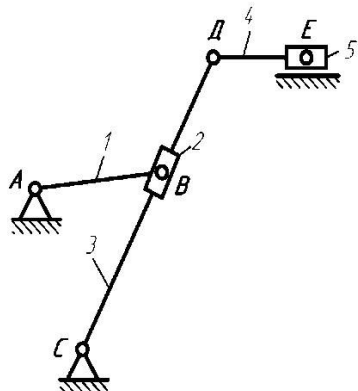
Замкнутая



Незамкнутая

Кинематической схемой механизма называется его изображение в выбранном масштабе с применением условных обозначений, установленных ГОСТом, звеньев и кинематических пар.

Схема позволяет определить движение ведомых звеньев по заданному движению ведущих. АВ – ведущее звено, т.е звено движение которого задано.



1.3. Степень подвижности механизма

Обобщенной координатой механической системы (механизма) называется независимая координата однозначно определяющая положение системы в пространстве.

Число обобщенных координат определяет число степеней свободы системы.

Если на движение звена в пространстве не наложено никаких условий связи, то оно обладает 6-ю степенями свободы. Если число подвижных звеньев механизма равно «n», то для их соединения в кинематические пары, общее число степеней свободы механизма равно 6n.

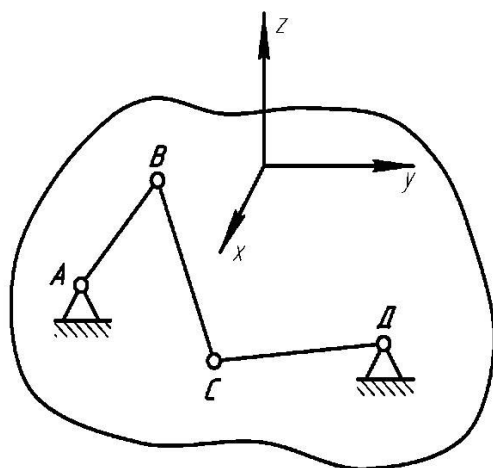
Соединение звеньев в кинематические пары накладывает различное число связей на относительное движение звеньев. Поэтому от 6n необходимо вычесть те степени свободы, которые вычитаются вхождением звеньев в кинематические пары. Тогда число степеней свободы механизма равно:

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 = p_5 \quad (1)$$

Здесь $p_1, p_2, p_3, \dots, p_5$ – число одно-, двух-, трех-, пятиподвижных кинематических пар.

Формула (1) называется структурной формулой пространственного механизма. Для плоских механизмов звенья не могут совершать вращения

вокруг осей OY и OZ и поступательное относительно оси OX.

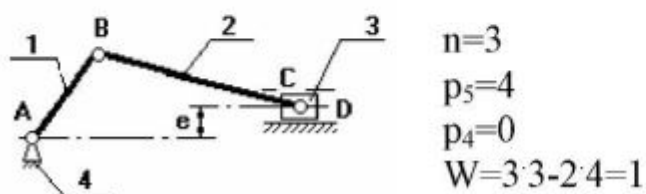


Поэтому из 6-ти возможных движений три не могут быть осуществлены. Тогда число степеней свободы для плоского механизма равно:

$$W = (6 - 3)n - (5 - 3)p_1 - (4 - 3)p_2 - (3 - 3)p_3 \text{ или} \\ W = 3n - 2p_1 - p_2 - \text{Формула Чебышева} \quad (2)$$

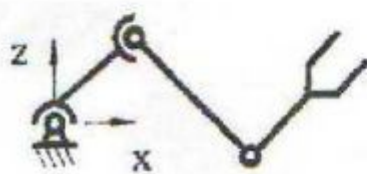
В состав плоских механизмов пары 1,2 и 3 класса входить не могут. Кинематические пары 5 класса входящие в состав плоского механизма могут быть в 2-х видах:- либо в виде вращательной пары либо в виде поступательной пары. (т.е. низшие).

Кинематические пары 4 класса - являются высшими кинематическими парами, имеющими 2 степени свободы.

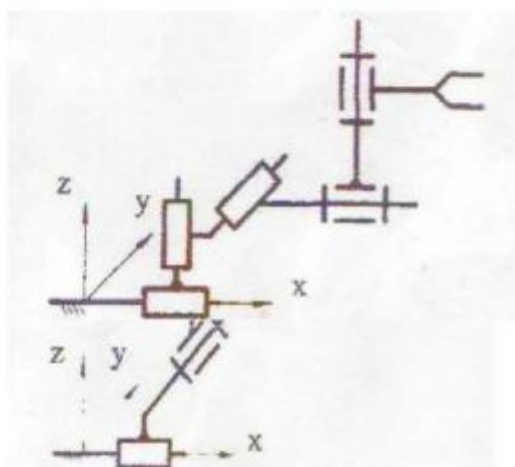


2. Практическая часть

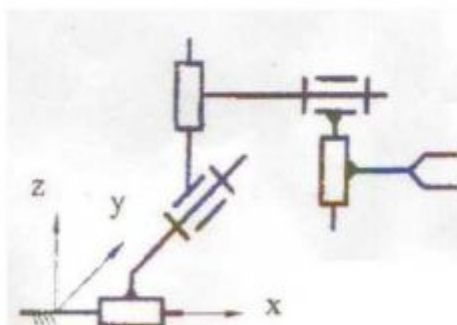
Определить степень свободы манипулятора.



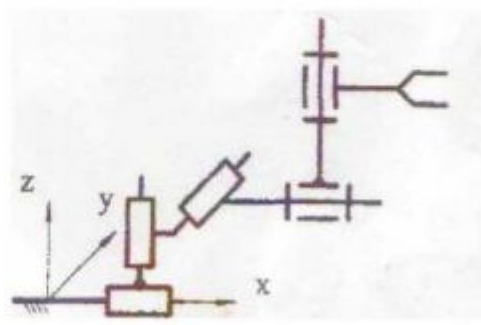
Вариант 1.



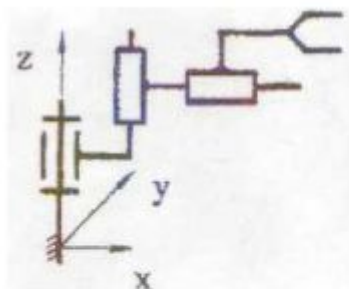
Вариант 2.



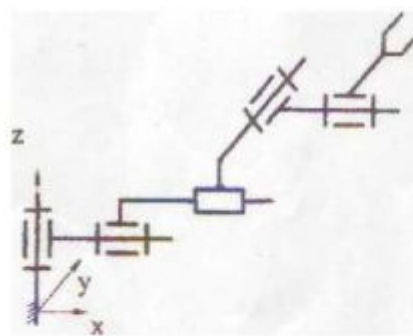
Вариант 3.



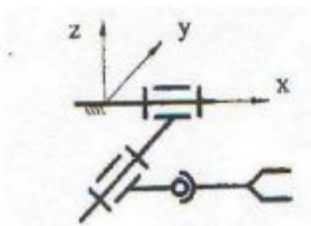
Вариант 4.



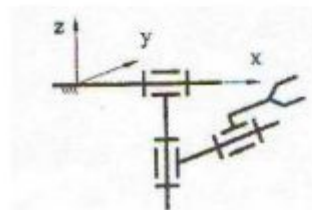
Вариант 5.



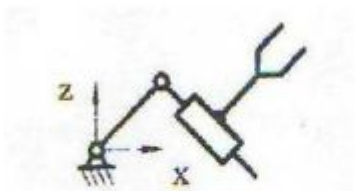
Вариант 6.



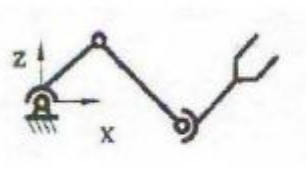
Вариант 7.



Вариант 8.



Вариант 9.



Вариант 10.

Практическая работа № 2. Построение траекторий точек механизма

1. Теоретическая часть

В задачи кинематического анализа механизма входит:

1. Определение положения звеньев (и их отдельных точек) механизма для различных последовательных моментов движения ведущего звена.
2. Построение траекторий выбранных точек звеньев.

Без выполнения кинематического анализа механизма конструктор не сможет правильно и грамотно решить дальнейшую задачу подбора оптимально рациональных размеров звеньев, расположения шарниров и т.п. Знание траекторий основных точек механизма нужно для определения хода звеньев, построений очертаний контуров машин, а также для выбора соответственного движения рабочих звеньев (исполнительных – резца, плунжера и т.п.) машины при выполнении заданных операций технологического процесса.

Построение положений звеньев механизма может быть выполнено или методом засечек, или методом шаблонов.

Для решения этих задач должны быть заданы (выбраны) кинематическая схема механизма, и закон движения ведущего звена по времени или углу поворота.

Пример 1. Требуется определить положения звеньев механизма через разные промежутки времени движения ведущего звена, если заданы:

- 1) схема механизма (рис. 1а);
- 2) положение направляющей $X X$;
- 3) длины звеньев AB, BC ;
- 4) положение центра тяжести шатуна S_2 .

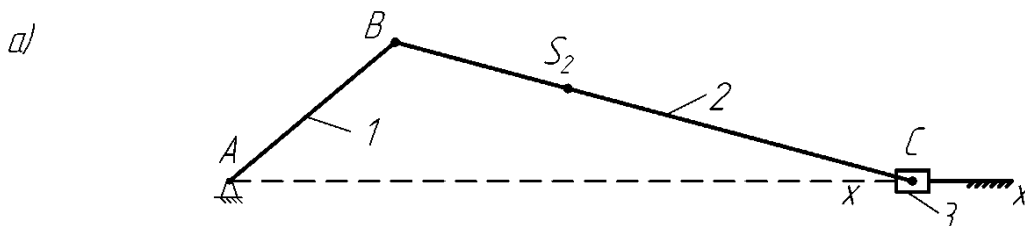
Решение. На рис. 1а, обозначаем звенья 1, 2, 3 и пары A, B, C_{23}, C_{30} .

Выбираем масштабный коэффициент:

$$\mu_l = \frac{l}{AB \text{ мм}}$$

Из точки A проводим окружность радиусом AB и делим ее на несколько равных частей, начиная от крайнего положения механизма.

Положение ведомого звена определяем засечками из т. B_1, B_2, \dots радиусом равным BC на направляющей $X X$. На звене BC находим положение т. S_2 , заданное по условию задачи.



Пример 2. Требуется определить положения звеньев механизма через разные промежутки времени движения ведущего звена, если заданы:

- 1) схема механизма (рис. 1а);
- 2) координаты неподвижных точек (шарниры) O, B , положение направляющей $X—X$;
- 3) длины звеньев OA, AB, BD, EF ;
- 4) положение точки E на звене AB - точка E лежит на середине звена AB ;
- 5) ведущее звено OA вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$.

Решение. На рис. 2а, начиная от стойки O , номеруем звенья 0, 1, 2, 3, 4, 5.

Для построения кинематической схемы необходимо выбрать линейный масштабный коэффициент построения μ . Под масштабным коэффициентом в теории механизмов и машин понимают отношение числа к единице какой-либо величины (длины, скорости, ускорения) к 1 мм чертежа.

Для масштабного коэффициента длин имеем:

$$\mu_v = \frac{r}{\overline{OA}} \frac{M}{mm},$$

где

r – истинная длина звена, m ;

\overline{OA} – величина отрезка, которым звено r изображено на чертеже, mm .

По заданным координатам строим на чертеже положения неподвижных стоек O и D и направляющей $X-X$ (рис. 2б). Проводим окружность радиусом OA , делим ее на несколько равных частей, отмечая точки A_1, A_2 и т. д. Окружность радиуса OA размечаем от того положения ведущего звена, которое соответствует крайнему положению механизма (крайним считаем такое положение механизма, при котором скорость рабочего звена равна нулю).

Положение ведомых звеньев, соответствующее заданным положениям ведущего звена, находится методом засечек.

Точка B звена BD движется по дуге окружности $\beta-\beta$ радиуса BD . Положение точки B_1 , соответствующее заданному положению звена OA_1 , получим, если из точки A_1 радиусом A_1B_1 проведем дугу $\alpha-\alpha$ до пересечения с дугой $\beta-\beta$. Соединим точку B_1 с точками A_1 и D . По условию задания находим положение точки E на звене AB . Для определения положения точки F , движущейся поступательно по линии $X-X$, проводим из точки E дугу $\gamma-\gamma$ радиусом EF до пересечения с линией $X-X$, соединив точки E_1 и F_1 , получим положение ползуна F_1 на линии $X-X$.

Положение механизма O, A, B, D, E, F соответствующее положению A_1 ведущего звена, построено методом засечек.

Построение остальных положений механизма для точек $A_2...A_6$ не отличается от описанного выше примера.

Построение траекторий отдельных точек механизма

Пусть требуется построить траекторию движения точки E , лежащей на звене AB .

Для решения поставленной задачи:

а) вычерчивают ряд последовательных положений механизма в пределах одного оборота ведущего звена, начиная от крайнего положения механизма;

б) на положениях механизма отмечают положения точки E , траектория которой должна быть построена;

в) найденные положения точки E соединяют последовательно между собой плавной кривой.

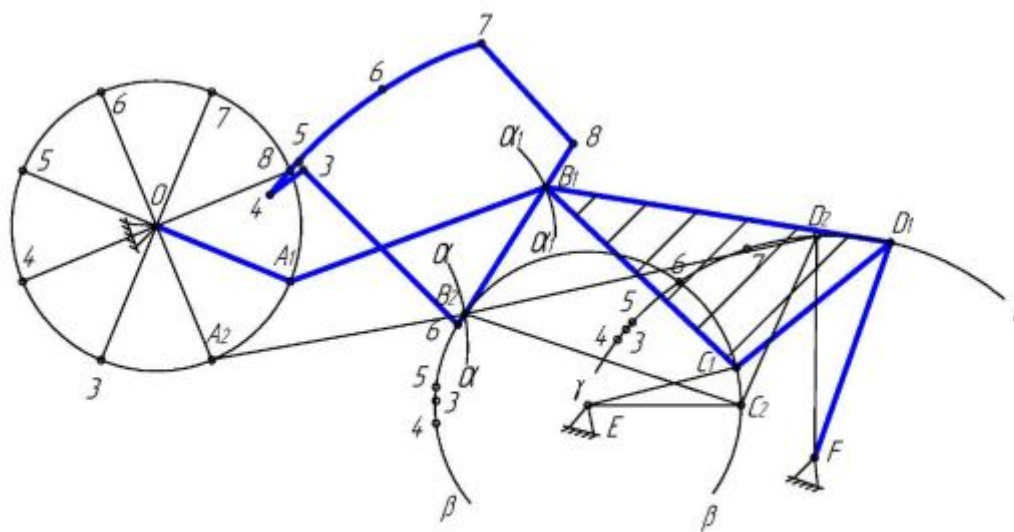


Рис. 3.

Построение положений для механизмов, включающих звенья, входящие одновременно в три кинематические пары (3-поводковые группы Ассур 3 класса)

З а д а н ы:

1. Кинематическая схема механизма (рис. 3).
2. Координаты неподвижных звеньев (стоек) O , E , F .
3. Длины звеньев OA , AB , DF , EC , конфигурация жесткого звена BDC и его размеры BC , BD , CD .

Построение положений механизма производим при помощи шаблона в таком порядке:

1. Из плотной бумаги вырезаем шаблон (рис. 4) звена BCD.

2. Зная координаты неподвижных точек O, E и F, наносим их на чертеж.

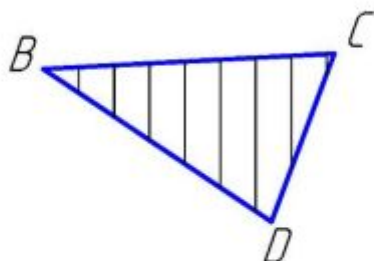


Рис. 4.

3. Проводим окружность радиуса OA и делим ее на несколько равных частей (8 частей), отмечая точки A_1, A_2, A_3 и т. д.

4. Из неподвижной точки E проводим радиусом EC дугу $\beta-\beta$, траекторию движения точки C.

Из неподвижной точки F радиусом FD проводим дугу $\gamma-\gamma$ – траекторию движения точки D.

Положение точки B_1 для заданного положения ведущего звена OA_1 находим следующим образом:

Из точки A_1 проводим радиусом OA_1 дугу $\alpha-\alpha$, берем шаблон звена BCD и совмещаем его вершины B, C, и D с траекториями движения точек:

точки B по дуге – $\alpha-\alpha$;

точки C по дуге – $\beta-\beta$;

точки D по дуге – $\gamma-\gamma$.

Когда точки шаблона BCD лягут на соответствующие траектории движения, отмечаем их положения буквами B_1, C_1 и D_1 . Соединяем точку B_1 с точкой A_1 , точку C_1 точками D_1 и B_1 .

Положение механизма $OA_1B_1C_1D_1E_1F_1$, соответствующее положению ведущего звена OA_1 , построено.

Таким же методом строим и последующие положения механизма OABCDEF.

На рис. 3 показано построение положений механизма OABCDE для 1-го и 2-го положении ведущего звена.

Построение траектории точки B (рис. 3)

Построив последовательные положения механизма OABCDE за один оборот ведущего звена OA, получим n положений точки B. Соединив последовательные положения точки B_1, B_2, B_3 и т. д. плавной кривой, получим траекторию движения точки B, т. е. шатунную кривую.

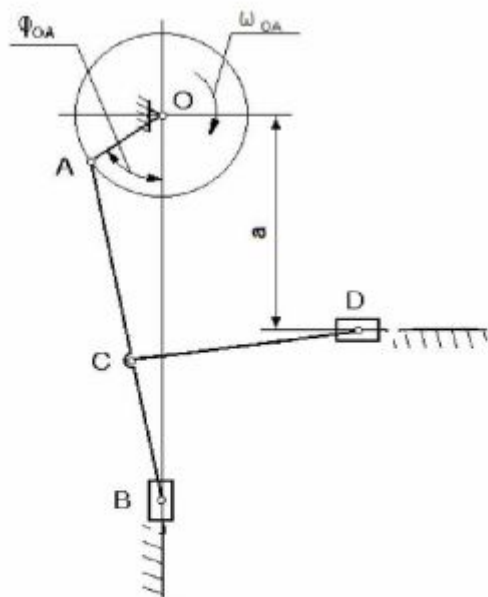
Шатунные кривые получили большое распространение в технике, в подъемных кранах, механизмах Чебышева (см. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., «Наука», 1967, стр. 141 — 142).

2. Практическая часть

Студент должен построить план положений по заданным размерам и траектории движения трех точек различных звеньев для одного механизма.

Порядок работы

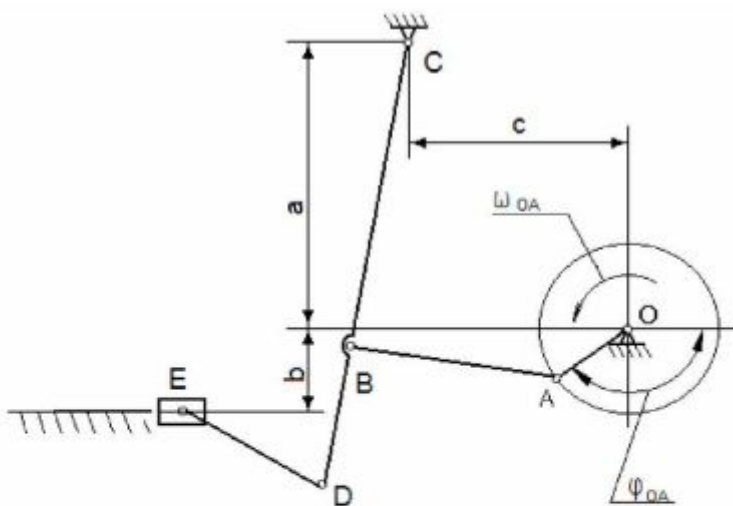
Построить ряд последовательных положений механизма в зависимости от положения ведущего звена для заданного механизма. Найти положение заданной точки на звене в каждом положении. Найденные точки соединить плавной кривой. Порядок работы разобран на примере, приведенном в теоретической части. Все построения должны быть выполнены в соответствии с ГОСТом по черчению. Все кривые обводятся с помощью лекал.



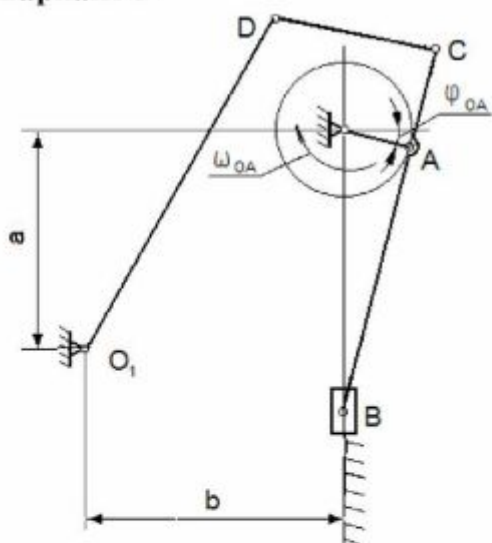
№	$\frac{n_{св}}{об\ мин}$	Размеры звеньев и расстояния, мм.					$\varphi_{OA},$ град
		OA	AB	CD	AC	a	
0	800	90	450	315	225	200	30
1	750	100	500	350	250	230	45
2	600	105	500	370	200	240	60
3	675	110	550	385	220	260	135
4	650	120	600	420	340	270	120
5	625	125	625	440	350	280	30
6	600	130	650	455	300	300	225
7	575	140	700	490	370	320	150
8	550	150	800	525	400	350	315
9	525	160	900	560	410	380	210

Вариант 2

№	$\frac{n_{св}}{об\ мин}$	Размеры звеньев и расстояния, мм.								$\varphi_{OA},$ град
		OA	AB	CD	CB	DE	a	b	c	
0	800	80	320	240	160	280	160	100	300	315
1	775	90	350	270	190	330	180	110	340	270
2	750	100	400	300	220	380	200	120	380	225
3	725	110	440	330	250	415	210	130	420	180
4	700	120	480	360	280	450	220	140	460	135
5	650	140	560	420	340	500	250	155	540	90
6	600	150	600	450	370	550	280	160	580	45
7	550	160	640	480	400	600	300	170	620	135
8	500	170	680	510	430	600	310	200	660	225
9	450	180	720	540	460	650	320	210	680	315



Вариант 3



3	60	950	756	870	200	250	260	180	345
4	50	110	530	600	170	230	180	130	270
5	47	100	539	639	175	240	200	135	335
6	60	130	609	689	189	259	210	140	480
7	42	840	790	889	240	305	230	160	455

3. Контрольные вопросы

1. Что называется траекторией точки?
2. Как строятся траектории движения точек?
3. Назвать виды траектории. Их применение в технике.
4. Что называется кинематической схемой механизма?
5. Что называется масштабным коэффициентом в ТММ?

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. И. Колчин. Механика машин. М., Машгиз, 1968.
2. А. С. Кореняко и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Киев, 1960.
3. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1962.

Практическая работа № 3. Кинематический анализ зубчатых механизмов

1. Теоретическая часть

Зубчатые механизмы служат для передачи вращательного движения от одного вала к другому, для изменения величины и направления угловой скорости и крутящего момента.

По относительному расположению валов различают плоские и пространственные зубчатые передачи. В плоских механизмах оси вращения звеньев параллельны, и все звенья вращаются в параллельных плоскостях. В этом случае передача вращения с постоянным передаточным отношением осуществляется с помощью круглых цилиндрических колес (рис. 1.1).

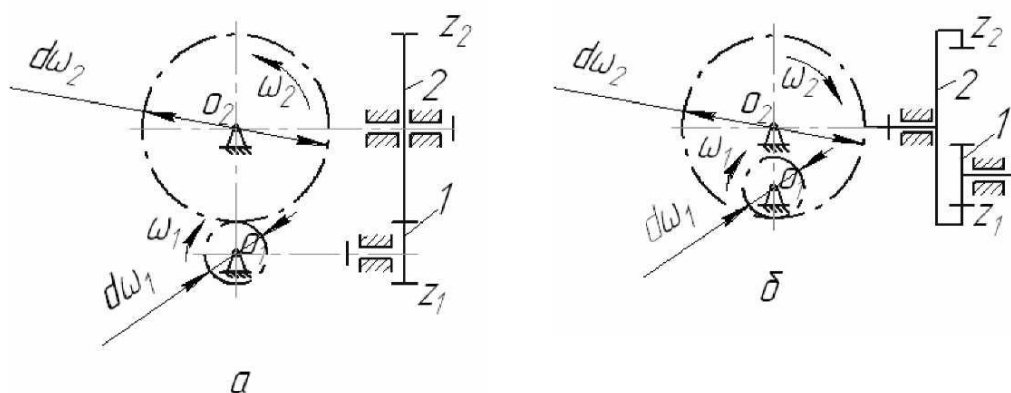


Рис. 1

В пространственных передачах оси вращения звеньев пересекаются (конические передачи) или скрещиваются (червячные, винтовые, спироидные и гипоидные передачи).

Различают внешнее (рис. 1.а), внутреннее (рис.1.б) и реечное зацепления.

Отношение угловой скорости ведущего вала j к угловой скорости ведомого вала k называется передаточным отношением и обозначается буквой « u » с соответствующими индексами:

$$u_{jk} = \frac{\omega_j}{\omega_k}; \quad u_{kj} = \frac{\omega_k}{\omega_j} = \frac{1}{u_{jk}} \quad (1)$$

Для механизма, изображенного на рис. 1.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{d_{w1}}{d_{w2}} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

Знак плюс относится к внутреннему зацеплению, а знак минус — к внешнему. Для получения больших передаточных отношений используют более сложные многоступенчатые зубчатые механизмы.

Ступенью зубчатого механизма называется передача между двумя звеньями, расположенными на ближайших неподвижных осях. Число ступеней в зубчатых механизмах равно числу неподвижных осей без единицы.

Ступени бывают простые и планетарные. На рис. 2. *A* и *C* — простые, *B* — планетарная ступени. Если скорость вращения ведомого вала меньше скорости вращения ведущего, то такой механизм называется

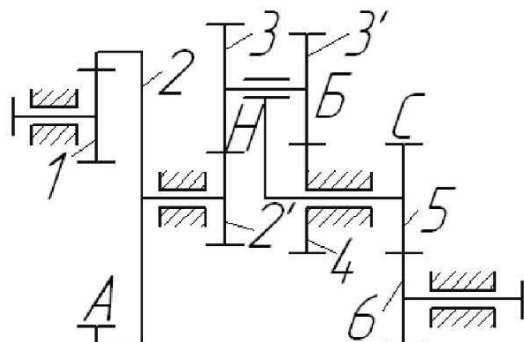


Рис. 2.

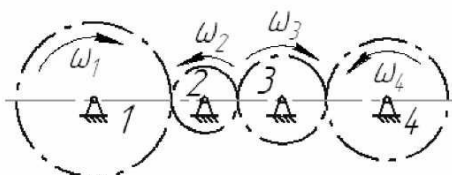
редуктором. Редуктор может быть обращен в ускоритель (мультипликатор), если в нем ведущий вал сделать ведомым.

В многоступенчатом редукторе полное передаточное отношение равно произведению передаточных отношений ступеней, входящих в редуктор. Для схемы редуктора на рис. 2. полное передаточное отношение

$$u_{16} = u_{12} u_{2'H}^4 u_{56} \quad (3)$$

Зубчатые механизмы с неподвижными относительно стойки осями колес делятся на рядовые и ступенчатые. В рядовых механизмах (рис. 3) на каждой оси насажено по одному колесу. В ступенчатых механизмах на каждой оси, кроме ведущей и ведомой, насажено по два колеса. На рис. 4. приведена схема трехступенчатого механизма. Для него

$$u_{14} = u_{12} u_{23} u_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2'} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3'} \right) = -\frac{30}{20} \frac{30}{20} \frac{80}{20} = -9$$



При передаче

Рис. 3
вращения

коническими колесами знак передаточного отношения определяется правилом стрелок (рис. 2.5). Если стрелки на ведущем и ведомом колесах, расположенных на параллельных валах, направлены в одну сторону, то передаточное отношение будет со знаком плюс, если в противоположные стороны, то со знаком минус.

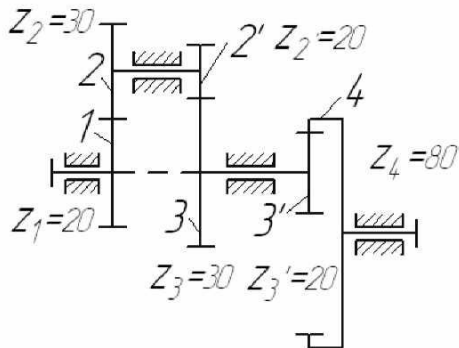


Рис. 4

Для механизма изображенного на рис. 5.

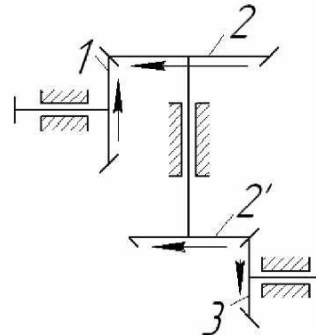


Рис. 5

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

Зубчатые механизмы, имеющие колеса, оси которых перемещаются в пространстве, называются сателлитными (рис. 2.6,а). Колеса 1 и 3, вращающиеся вокруг неподвижной центральной оси, называются центральными, а колесо 2, ось которого перемещается в пространстве, называется сателлитом. Звено Н, в котором закреплена ось сателлита 2, называется водилом.

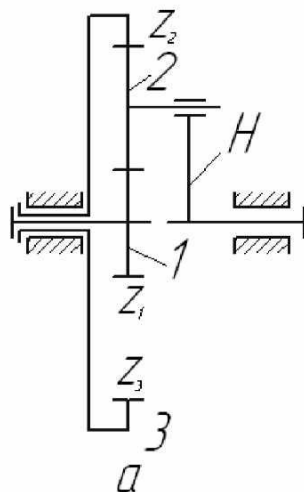
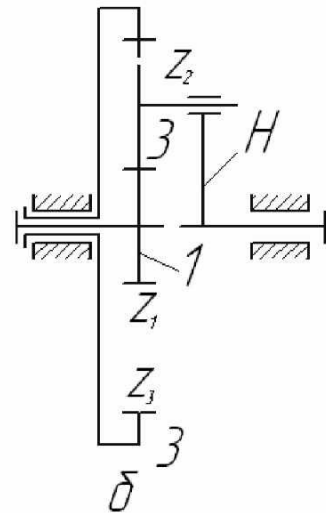


Рис.6



Сателлитные механизмы с двумя и более степенями свободы называются дифференциальными, а с одной степенью свободы — планетарными.

Зависимость между угловыми скоростями звеньев может быть определена при помощи метода обращения движения. Суть его заключается

в том, что всем звеньям механизма сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной по величине угловой скорости вращения водила, но противоположной по направлению ($-\omega_H$). При этом, водило мысленно останавливается и дифференциальный механизм превращается в обращенный, в котором оси всех колес неподвижны. Новые угловые скорости звеньев в обращенном движении равны

$$\omega_1 - \omega_H; \quad \omega_2 - \omega_H; \quad \omega_3 - \omega_H; \quad \omega_H - \omega_H = 0$$

Передаточное отношение от первого звена к третьему для обращенного механизма имеет вид

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

Формула (4) называется формулой Виллиса, где для конкретного механизма по рис. 6,а

$$u_{13}^H = -\frac{z_3}{z_1}$$

Задаваясь двумя скоростями, по формуле (4) можно определить третью скорость.

Заметим, что формулу Виллиса можно записать для любых двух звеньев. Например по формуле(5)

$$u_{23}^H = \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$

можно определить угловую скорость сателлита ω_2 при известных скоростях ω_H ω_3

Формулу для передаточного отношения планетарного механизма (рис. 6, б) можно получить из формулы (2.4), если принять в ней $\omega_3=0$

После преобразования получим

$$u_{1H}^3 = 1 - u_{13}^H \quad (6)$$

Передаточное отношение от водила к колесу 1 определяется по формуле

$$u_{H1} = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{1 - u_{13}^H} \quad (7)$$

Для определения абсолютной угловой скорости сателлита целесообразно воспользоваться формулой (5)

$$u_{23}^H = \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{z_3}{z_2}$$

Так как $\omega_3=0$, то

$$1 - \frac{\omega_2}{\omega_H} = \frac{z_3}{z_2}$$

В некоторых случаях целесообразно использовать комбинированные зубчатые механизмы, составленные из передач разных типов. Например, механизм, показанный на рис. 2.2, имеет две простые ступени и одну планетарную. Передаточное отношение всего механизма

$$u_{16} = u_{12}u_{2'H}u_{56} = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \left(1 - \frac{z_3 z_4}{z_2' z_3'} \right) \left(-\frac{z_6}{z_5} \right)$$

В технике применяются сателлитные механизмы, состоящие из дифференциала, между ведущими звеньями которого установлена промежуточная зубчатая передача. Эта передача накладывает дополнительное условие связи, и дифференциальный механизм превращается в сложный планетарный механизм с одной степенью подвижности. Такой механизм называется замкнутым дифференциальным.

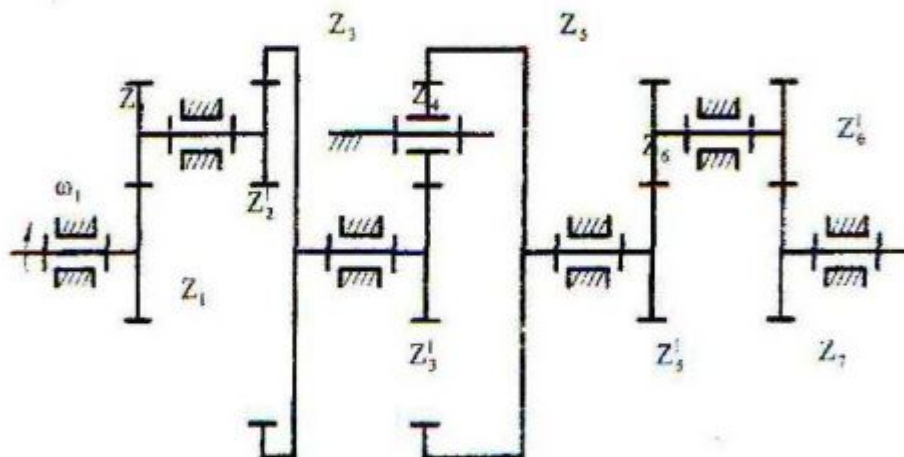
2. Практическая часть

Целью работы является кинематический анализ зубчатого механизма. При выполнении практической работы рекомендуется придерживаться следующего порядка:

1. Ознакомиться с механизмом.
2. Начертить структурную схему и пронумеровать все звенья, начиная с ведущего.
3. Разбить механизм по ступеням и определить передаточное отношение каждой ступени.
4. Вычислить передаточное отношение механизма.
5. Подсчитать угловую скорость ведомого вала ω_7 , если угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = 20 \text{ с}^{-1}$.

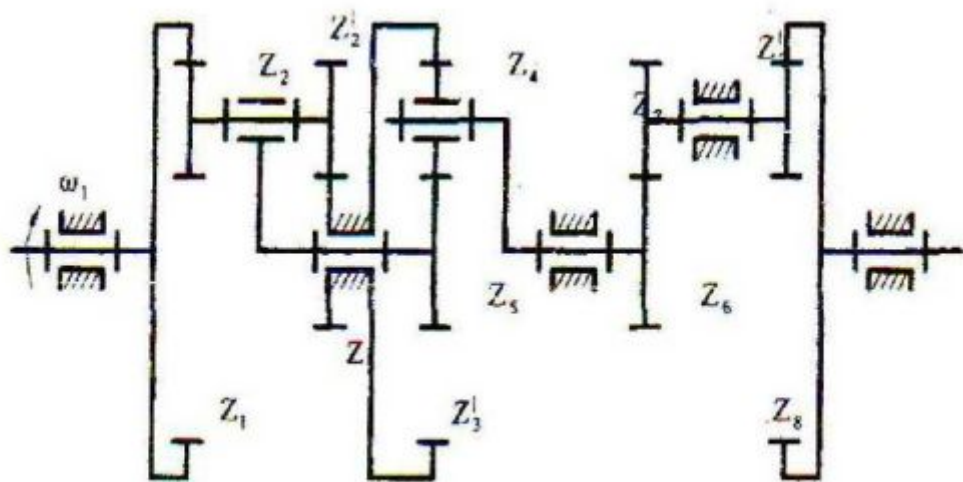
Вариант 1.

N°	Z ₁	Z ₂	Z _{2'}	Z ₃	Z _{3'}	Z ₄	Z ₅	Z _{5'}	Z ₆	Z _{6'}	Z ₇
0	35	25	20	80	45	35	115	28	42	32	38
1	30	30	10	70	40	40	120	30	40	35	35
2	40	20	20	80	50	30	110	32	38	30	40
3	20	40	30	90	55	35	125	28	42	34	36
4	35	25	30	90	50	30	110	40	30	35	35
5	30	30	10	70	45	35	115	35	35	32	38
6	35	35	30	100	60	30	120	40	30	28	42
7	32	38	30	100	45	45	135	42	28	30	40
8	30	40	40	110	40	50	140	30	40	35	35
9	40	30	50	120	50	40	130	28	42	34	36



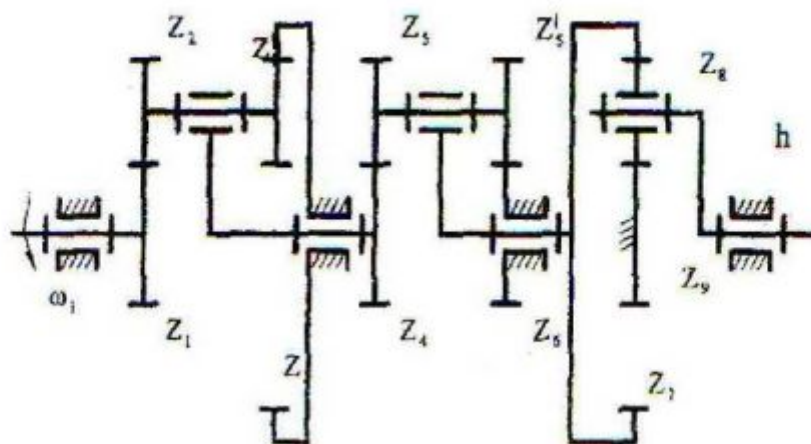
Вариант 2.

N°	Z ₁	Z ₂	Z _{2'}	Z ₃	Z _{3'}	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z _{7'}	Z ₈
0	100	40	20	40	110	40	30	40	20	15	75
1	110	50	20	40	120	40	40	40	30	10	80
2	120	40	40	40	110	30	50	30	30	30	90
3	110	30	30	50	110	40	30	30	40	20	90
4	100	30	35	35	120	30	60	35	35	10	80
5	120	30	45	45	115	35	45	30	35	25	90
6	120	30	40	50	120	30	60	40	20	20	80
7	110	40	30	40	110	30	50	55	25	40	120
8	110	40	35	35	110	35	40	50	20	40	110
9	100	30	30	40	120	35	50	40	25	20	85



Вариант 3.

N ^o	Z ₁	Z ₂	Z _{2'}	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z _{5'}	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉
0	20	30	20	70	20	40	30	30	90	20	50
1	25	25	30	80	30	40	35	35	100	30	40
2	20	35	20	75	35	35	30	40	100	20	60
3	25	35	30	90	25	40	30	35	90	15	60
4	40	20	20	80	25	35	30	30	110	30	50
5	25	30	30	85	25	35	20	40	105	35	35
6	25	35	30	90	30	35	25	40	105	30	45
7	25	45	15	85	30	35	30	35	100	20	60
8	35	35	20	90	20	45	30	35	100	35	35
9	20	40	20	80	20	40	20	40	110	20	70



Практическая работа № 4. Кинематический анализ рычажных механизмов

1. Теоретическая часть

Построение полярных планов скоростей рычажных механизмов.

Полярным планом скоростей механизма называется совокупность векторов линейных скоростей, отложенных из одной точки, называемой полюсом. Рассмотрим построение полярного плана аналогов скоростей для кривошипно-ползунного механизма, (рис. 6).

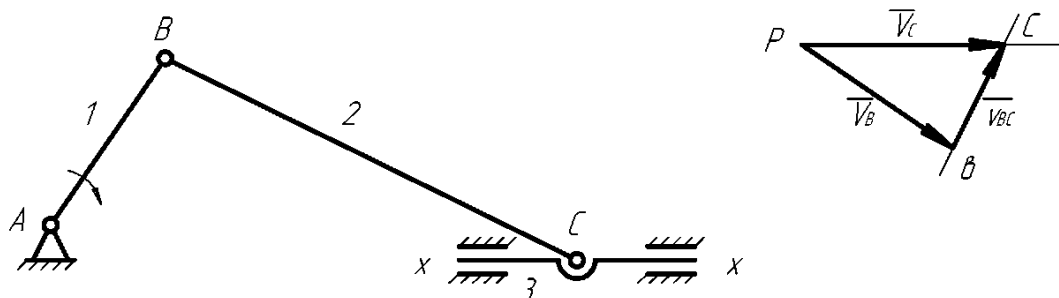


Рис. 6.

Из полюса P – точки произвольно выбранной на чертеже, откладываем аналог скорости точки B . Направление этого вектора перпендикулярно кривошипу, длина его равна длине кривошипа.

Для нахождения аналога скорости точки C напишем два векторных уравнения.

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C \parallel X-X \end{cases}$$

В этих уравнениях вектор \vec{V}_B уже известен аналог относительной скорости точки C вокруг B следует направить перпендикулярно радиусу вращения BC . Решив совместно эти два уравнения получаем на полярном плане аналог скорости точки C – \vec{V}_C .

Решение этих уравнений производится в такой последовательности:

Из конца вектора \vec{V}_B проводим прямую перпендикулярную отрезку BC на механизме.

Из полюса P проводим прямую параллельную направляющей $x-x$ ползуна C . Пересечение указанных прямых определяет конец аналога скорости точки C . Отрезок, соединяющий буквы плана скоростей (bc) изображает аналог относительной скорости.

Величина скорости точек B и C :

$$v_B = V_B \cdot \omega_1 = Pb \cdot \mu_1 \cdot \omega_1$$

$$v_C = V_C \cdot \omega_1 = PC \cdot \mu_1 \cdot \omega_1$$

Итак, план скоростей является планом скоростей в масштабе

$$\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_l$$

Рассмотрим построение полярного плана аналогов скоростей для кулисного механизма, (рис.7).

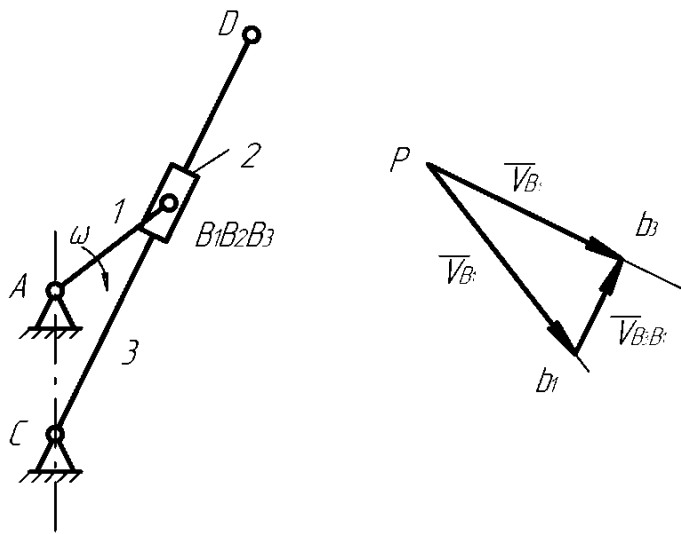


Рис. 7.

Вектор аналога скорости V_1 , принадлежащей кривошипу направлена перпендикулярно кривошипу. Из произвольного выбранного полюса P откладываем этот вектор Pv_1 в размере равном длине кривошипа.

Векторы аналогов скоростей точек B_1 и B_2 равны, т.к. объединены вращательной кинематической парой, т.е. $\overline{V}_{B_2} = \overline{V}_{B_1}$.

Для нахождения вектора скорости точки B_3 , принадлежащей кулисе, запишем систему векторных уравнений

$$\begin{cases} \overline{V}_{B_3} = \overline{V}_{B_1} + \overline{V}_{B_3B_1} \\ \overline{V}_{B_3} \perp CD \end{cases}$$

В этих уравнениях вектор $\overline{V}_{B_3B_1}$ - это релятивная (относительная скорость) точки B_3 относительно B_1 . Направлена эта скорость по кулисе. решив совместно эти два уравнения получаем точку " b_3 ", $\overline{Pb_3}$ - вектор аналога скорости точки B_3 .

Аналог скорости точки D найдется из пропорции

$$\frac{\overline{Pd}}{\overline{pb_3}} = \frac{\overline{CD}}{\overline{CB}}$$

Аналог угловой скорости кулисы Ω_3 найдем из выражения, тогда $\overline{\Omega}_3 = \frac{\overline{Pb_3}}{\overline{BC}}$

Угловая скорость кулисы определится по формулам

$$\omega_3 = \Omega_3 \cdot \omega_1 = \frac{\overline{V}_{B_3}}{\overline{BC}} \cdot \omega_1 = \frac{\overline{Pb_3}}{\overline{BC}} \cdot \omega_1$$

Истинная скорость точек механизма найдем через аналог скоростей, как

$$v_{B_3} = V_{B_3} \cdot \omega_1 = V_{B_3} \cdot \mu_1 \cdot \omega_1 \text{ и т.д.}$$

Построение планов ускорений рычажных механизмов.

Рассмотрим построение плана аналогов ускорений для кривошипно-ползунного механизма, (рис.10)

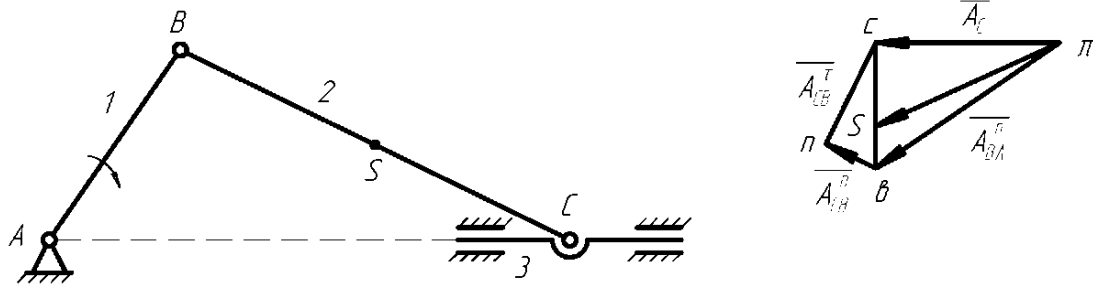


Рис. 10.

Определяем сначала аналоги угловых скорости звеньев. Они могут быть определены с помощью МЦВ звена, либо с помощью построения полярного плана аналогов скоростей.

$$\Omega_2 = \frac{\bar{V}_{CB}}{CB}$$

Затем строим план аналогов ускорений в такой последовательности:

От произвольно выбранного полюса откладываем вектор центростремительного ускорения точки В $\bar{A}_{B/A}^n$ в размере кривошипа АВ в направлении от В к А.

Для определения вектора аналога абсолютного ускорения точки С решаем совместно 2 векторных уравнений

$$\begin{cases} \bar{A}_C = \bar{A}_B + \bar{A}_{CB}^n + \bar{A}_{CB}^r \\ \bar{A}_C \parallel X - X \end{cases} \quad (18)$$

Здесь вектор аналога центростремительного относительного ускорения $\bar{A}_{CB}^n = \Omega_2^2 \cdot \overline{CB}$ и направление его совпадает с направлением СВ от С к В (центру вращения звена). Конец вектора обозначаем "п". Из п проводим вектор аналога тангенциального ускорения до пересечения с направлением вектора аналога абсолютного ускорения $\bar{A}_C \parallel X - X$. Точка пересечения этих двух направлений и даст нам конец вектора аналога абсолютного ускорения точки С (\bar{A}_C).

Величина аналога ускорения определится так

$$A_B = \bar{A}_B \cdot \mu_1$$

$$A_C = \bar{A}_C \cdot \mu_1$$

Величина ускорения определится так

$$d_a = A_a \cdot \omega_1^2 = \bar{A}_a \cdot \mu_1 \cdot \omega_1^2$$

$$d_c = A_c \cdot \omega_1^2 = \bar{A}_c \cdot \mu_1 \cdot \omega_1^2$$

Вектор аналога ускорений точки S_2 определится построением точки S_2 на плане аналогов ускорений.

Аналоги угловых ускорений звеньев определяются из равенств

$$\bar{E}_2 = \frac{\bar{A}_{CB}^e}{CB} = \frac{nc}{CB}$$

Угловое ускорение звена определится как

$$\varepsilon_2 = \bar{E}_2 \cdot \omega_1^2$$

Рассмотрим построение плана ускорений для кулисного механизма, (рис.11.)

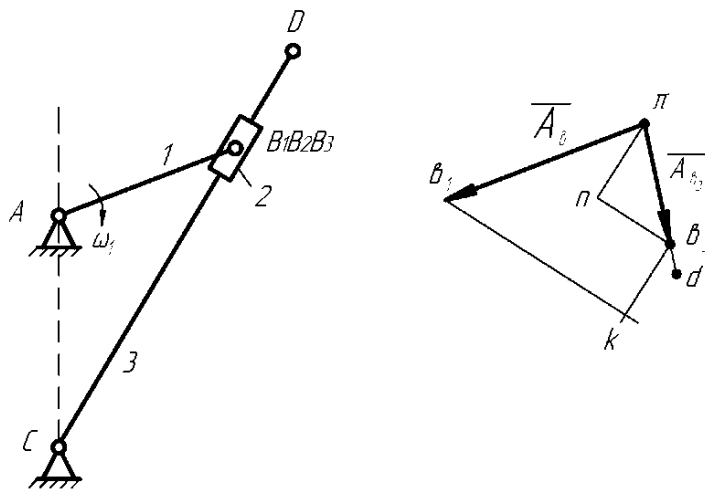


Рис. 11.

Порядок построения плана:

Из полюса π откладываем вектор аналога центростремительного ускорения точку B_1 , направление которого совпадает с направлением кривошипа, а длина равна радиусу кривошипа

$$\bar{A}_{B_1} = \bar{A}_{B_1A} = \pi B_1$$

Аналог ускорение точки B_2 ползуна равен ускорению точки B_1 , т.к. они соединены вращательной парой.

Ускорение точки B_3 , принадлежащей кулисе находим, решив совместно два векторных уравнения

$$\bar{A}_{B_3} = \bar{A}_{B_2} + \bar{A}_{B_3B_2}^k + \bar{A}_{B_3B_2}^r \quad (19)$$

$$\bar{A}_{B_3} = \bar{A}_{B_3C}^n + \bar{A}_{B_3C}^r$$

где $\bar{A}_{B_3B_2}^k$ - изображение на чертеже аналога кориолисова ускорения.

Последний находится по формуле:

$$\overline{A_{B_3B_2}^k} = 2 \Omega_3 \cdot \overline{V_{B_3B_2}} = 2 \cdot \frac{p\theta_3}{CB} \cdot \theta_3 \theta_1 \quad (20)$$

Вектор кориолисова ускорения всегда перпендикулярен кулисе и направлен в ту же сторону, что и аналог повернутой относительной скорости $\overline{U_{B_3B_2}}$, если $\Omega_k > 0$. Если $\Omega_k < 0$ (то есть вектор $\overline{U_{B_3}}$ направлен от центра вращения), то кориолисово ускорение направлено в сторону противоположную $\overline{U_{B_3B_2}}$. Если пользоваться полярным планом аналогов скоростей, то для нахождения направления $\overline{A_{B_3B_2}^k}$ нужно аналог относительной скорости $\overline{V_{B_3B_2}}$ повернуть на 90° в сторону вращения кулисы.

$\overline{A_{B_3B_2}^r}$ - изображение аналога релятивного ускорения, направленного по кулисе.

Из конца вектора $\overline{A_{B_1}}$ проводим вектор $\overline{A_{B_3B_2}^k}$. Из конца последнего проводим прямую, параллельную кулисе. Эта прямая определяет геометрическое место релятивного ускорения $\overline{A_{B_3B_2}^r}$.

В соответствии со вторым векторным уравнением из полюса π откладываем вектор аналога центростремительного ускорения точки B_3 относительно C , причем

$$A_{B_3C}^n = \Omega_3^2 \cdot \overline{CB} = \left(\frac{p\theta_3}{CB} \right)^2 \cdot \overline{CB}$$

и совпадает с кулисой, то есть $\overline{\pi n} \parallel \overline{BC}$. Затем из конца вектора $\overline{\pi n}$ проводим прямую перпендикулярно кулисе, эта прямая является направлением аналога вращательного ускорения $A_{B_3C}^n$.

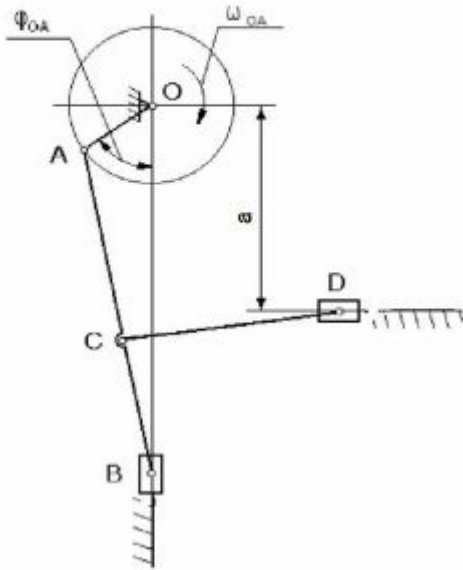
Точку пересечения последней с направлением релятивного ускорения обозначим " θ_3 ". Таким образом, отрезки

$$\begin{aligned} \overline{\pi\theta_3} &= \overline{A_{B_3}} & \overline{\pi\theta_1} &= \overline{A_{\theta_1}} \\ \overline{\pi\theta_3} &= \overline{A_{B_3C}^n} & \overline{\pi n} &= \overline{A_{B_3C}^n} \\ \overline{\theta_1\kappa} &= \overline{A_{B_3B_1}^k} & \overline{\kappa\theta_3} &= \overline{A_{B_3B_1}^r} \end{aligned}$$

2. Практическая часть

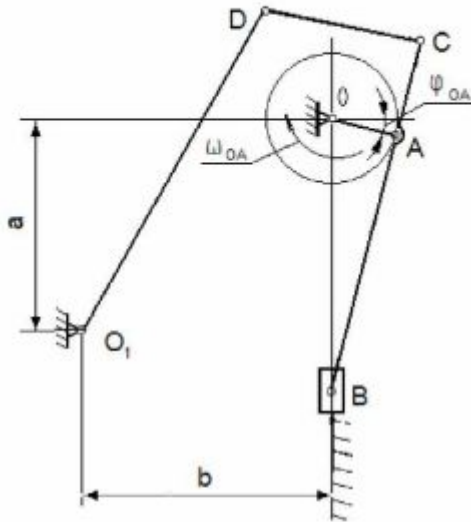
1. Построить планы скоростей и ускорений кривошипно-ползунного механизма.
2. Определить линейные и угловые скорости и ускорения звеньев и кинематических точек механизма.

Вариант 1.



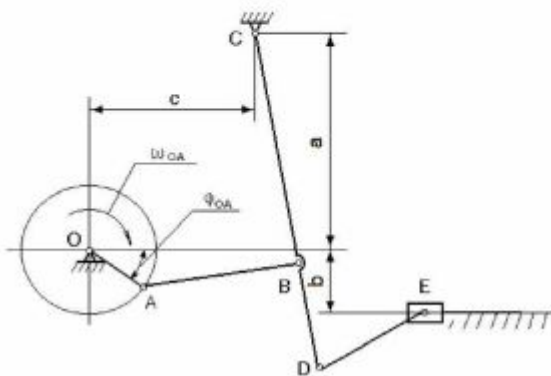
№	$\frac{n_{об}}{мм}$	Размеры звеньев и расстояния, мм.					ϕ_{OA} , град
		OA	AB	CD	AC	a	
0	800	90	450	315	225	200	30
1	750	100	500	350	250	230	45
2	600	105	500	370	200	240	60
3	675	110	550	385	220	260	135
4	650	120	600	420	340	270	120
5	625	125	625	440	350	280	30
6	600	130	650	455	300	300	225
7	575	140	700	490	370	320	150
8	550	150	800	525	400	350	315
9	525	160	900	560	410	380	210

Вариант 2.



№	$\frac{n_{об}}{мм}$	Размеры звеньев и расстояния, мм.							ψ_{OA} , град
		OA	AB	CB	CD	DO ₁	a	b	
0	600	75	375	425	125	175	120	100	30
1	575	85	430	485	140	195	140	110	135
2	550	95	475	540	160	210	160	120	150
3	525	100	500	580	165	220	170	125	165
4	500	110	530	600	170	230	180	130	120
5	475	120	550	630	175	260	200	135	315
6	450	130	600	680	180	280	210	140	45
7	425	140	700	800	200	315	230	160	60
8	400	150	750	870	220	250	250	180	120
9	375	160	800	930	250	390	270	200	225

Вариант 3



№	$\frac{n_{об}}{мм}$	Размеры звеньев и расстояния, мм.									ϕ_{OA} , град
		OA	AB	CD	CB	DE	a	b	c		
8	500	1	680	510	430	600	310	200	660	45	
9	450	1	720	540	460	650	350	210	680	35	
0	800	8	320	240	160	280	160	100	300	330	
1	775	9	350	270	190	330	180	110	340	30	
2	750	1	400	300	220	380	200	120	380	300	
3	725	1	440	330	250	415	210	130	420	60	
4	700	1	480	360	280	450	220	140	460	120	
5	650	1	560	420	340	500	250	155	540	240	
6	600	1	600	450	370	550	280	160	580	150	
7	550	1	640	480	400	600	300	170	620	210	

Практическая работа № 5.

Синтез кулачковых механизмов

1. Теоретическая часть

1.1. Типы и структура плоских кулачковых механизмов

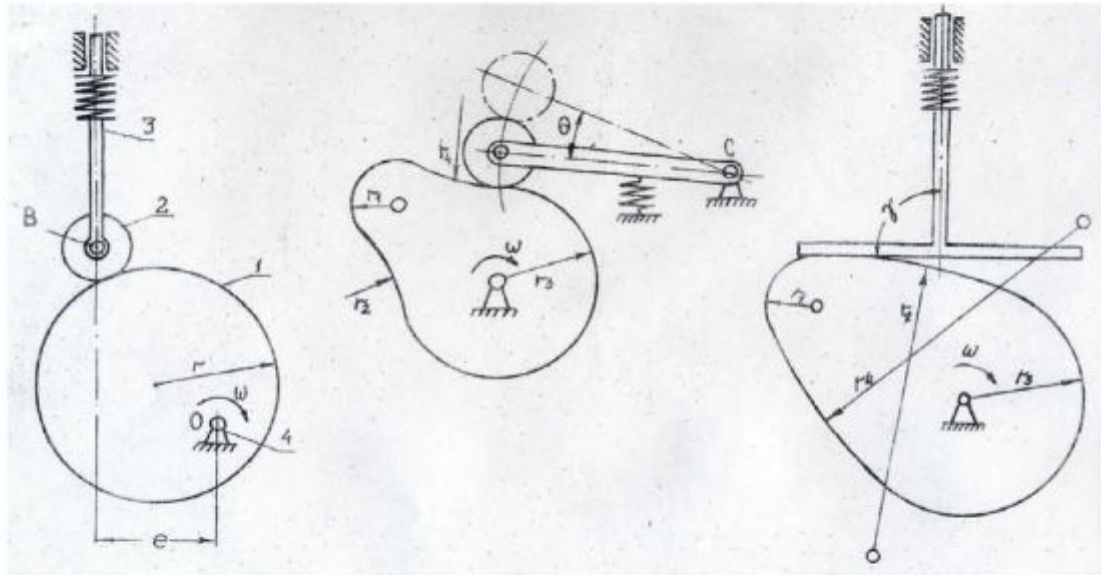
Кулачковым называется механизм, в состав которого входит звено с переменной кривизной профиля. Профиль этого звена определяет закон движения ведомых звеньев.

Наиболее простой кулачковый механизм состоит из двух подвижных звеньев, образующих высшую кинематическую пару и входящих со стойкой в низшие кинематические пары. Одним из подвижных звеньев является кулачок, другим – толкатель, а вращающим звеном – коромысло.

Кулачковые механизмы применяются в механизмах подачи металлообрабатывающих станков – автоматов, в механизмах перемещения их рабочих органов, в двигателях внутреннего сгорания для регулирования подачи топлива в цилиндры.

В машинах – автоматах с электрическими, гидравлическими, пневматическими связями кулачковые механизмы выполняют функции управления.

На рис.1 показаны схемы чаще всего применяемых плоских кулачковых



механизмов.

а)

б)

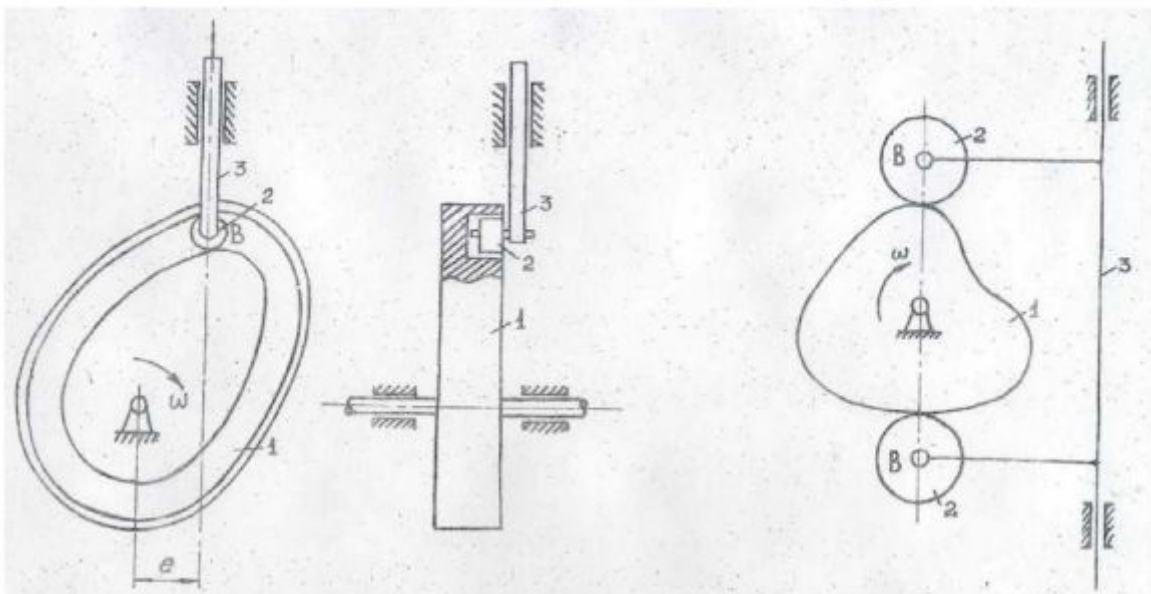
в)

Рис.1

Для уменьшения потерь на трение и износа контактных поверхностей кулачковой пары кулачок с толкателем связывается через ролик (рис.1а). В механизме (рис.1в) контактная поверхность толкателя 2 представляет собой плоскость, которая касается кулачка местами, вследствие чего контактная поверхность изнашивается медленно.

Центровым кулачковым механизмом называется такой, у которого линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка (рис.3).

Если линия движения толкателя не проходит через центр вращения кулачка,



то такой механизм называется дезаксиальным (рис.2).

Рис. 2

Рис. 3

Чтобы обеспечить постоянное прикосновение толкателя к кулачку, необходимы дополнительные усилия. Силовое замыкание высшей пары осуществляется:

- а) под действием сил веса (рис.1а);
- б) с помощью пружины (рис.1в).

Замыкание кинематической пары можно выполнить так же геометрическими способами, при которых возможность отрыва одного звена от другого устраняется введением дополнительной геометрической связи (рис.2.3).

1.2. Законы движения ведомых звеньев кулачковых механизмов

При проектировании кулачкового механизма основной задачей является определение формы профиля кулачка по законам движения ведомого звена. Закон движения ведомого звена должен удовлетворять требованиям того технологического процесса, для выполнения которого проектируется кулачковый механизм.

Условную диаграмму движения толкателя можно построить по циклограмме механизма.

При реверсном перемещении рабочего звена кулачкового механизма за кинематический цикл чаще всего имеем 4 фазы движения (рис.4):

1 - я – прямой ход, или удаление, рабочего звена, угол φ_y

2 - я – высотой после удаления, угол $\varphi_{вв}$;

3 - я – обратный ход, или опускание, угол φ_o ;

Угол поворота кулачка за цикл работы механизма:

$$\varphi = \varphi_y + \varphi_{вв} + \varphi_o + \varphi_{нв} = 2\pi$$

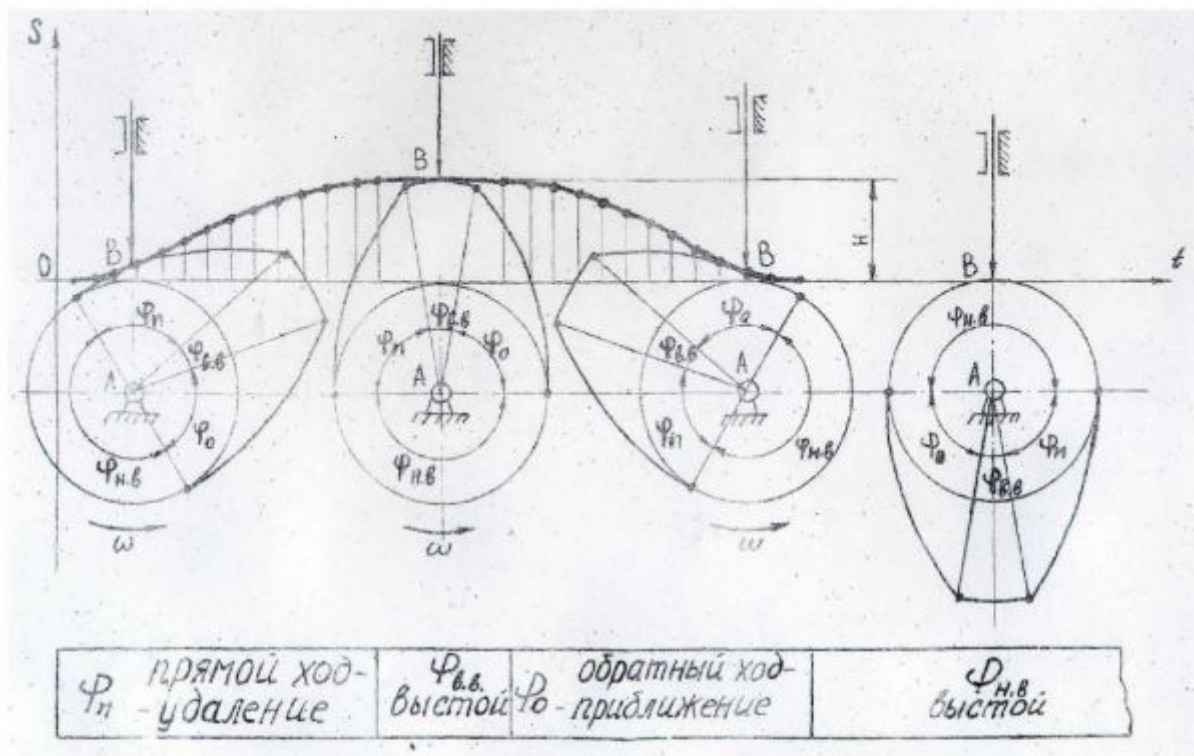


Рис. 4

Кинематическое исследование кулачковых механизмов

Основной задачей кинематического исследования кулачковых механизмов является движение ведомого звена механизма, определение перемещений, скоростей и ускорений в функции угла поворота кулачка.

При проектировании кулачковых механизмов обычно задаются законом изменения ускорения ведомого звена (толкателя) на фазе подъема и опускания.

Рассмотрим следующие законы изменения ускорения:

- линейно – убывающий;
- синусоидальный;
- косинусоидальный.

Обозначим полный подъем ведомого звена h , угол подъема φ_n , φ_n верхнего выстоя $\varphi_{в.в.}$, опускания ведомого звена φ_o .

Линейно убывающий закон изменения аналога ускорения $a_2\varphi_1$ следующая:

$$a_2\varphi_1 = a_n \left(1 - 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_n}\right) \quad (1)$$

Интегрируя это выражение дважды в пределах $0 \dots \varphi_1$, получаем выражение для аналога скорости и перемещения:

$$V_2 \varphi_1 = a_n * \varphi_1 (1 - \frac{\varphi_1}{\varphi_n}); \quad (2)$$

$$S_2 = a_n * \varphi_1^2 (\frac{1}{2} - \frac{1}{3} \frac{\varphi_1}{\varphi_n}); \quad (3)$$

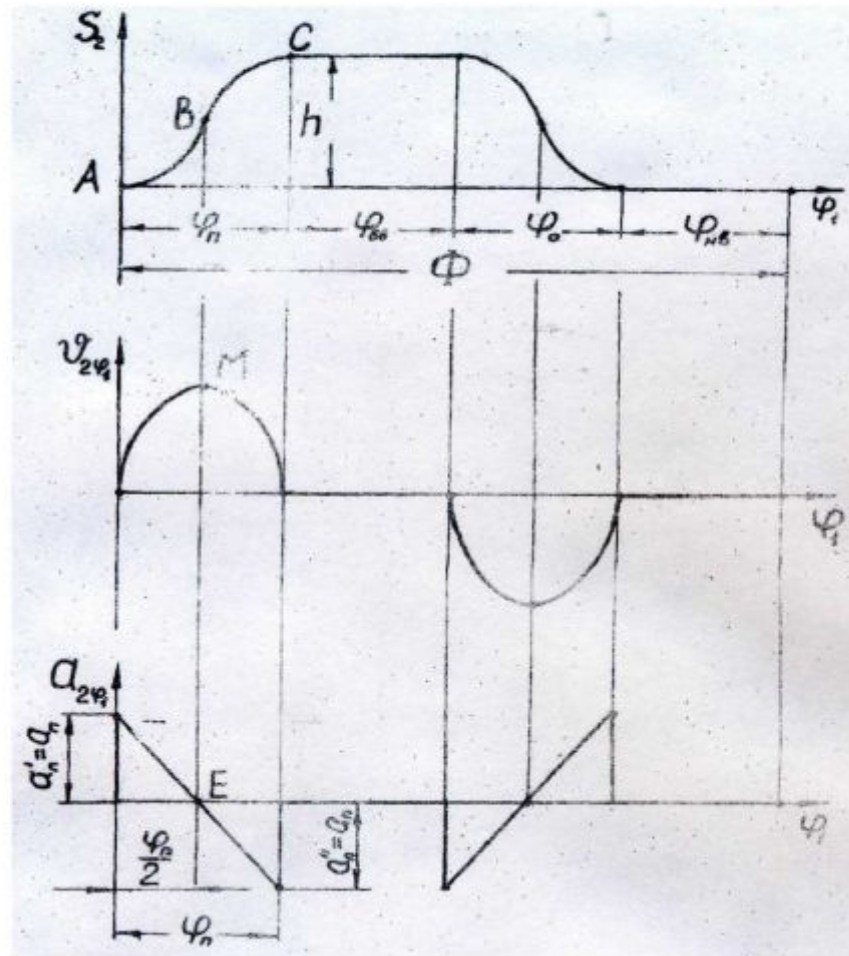


Рис. 5

Амплитуда a_n аналога ускорений (рис.5) определяется из равенства (3) при условиях $\varphi_1 = \varphi_n$ и $S_2 = h$

$$h = a_n \varphi_n^2 (\frac{1}{2} - \frac{1}{3} \frac{\varphi_n}{\varphi_n}) = \frac{a_n \varphi_n^2}{6}, \quad (4)$$

откуда

$$a_n = \frac{6h}{\varphi_n^2}$$

Тогда с учетом равенства (4) уравнения (1),(2), и (3) примут вид

$$S_2 = h \frac{\varphi_1^2}{\varphi_n^2} (3 - 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_n}); \quad (5)$$

$$V_{2\varphi_1} = 6h \frac{\varphi_1}{\varphi_n^2} \left(1 - \frac{\varphi_1}{\varphi_n}\right); \quad (6)$$

$$a_{2\varphi_1} = 6h \frac{1}{\varphi_n^2} \left(1 - 2 \frac{\varphi_1}{\varphi_n}\right). \quad (7)$$

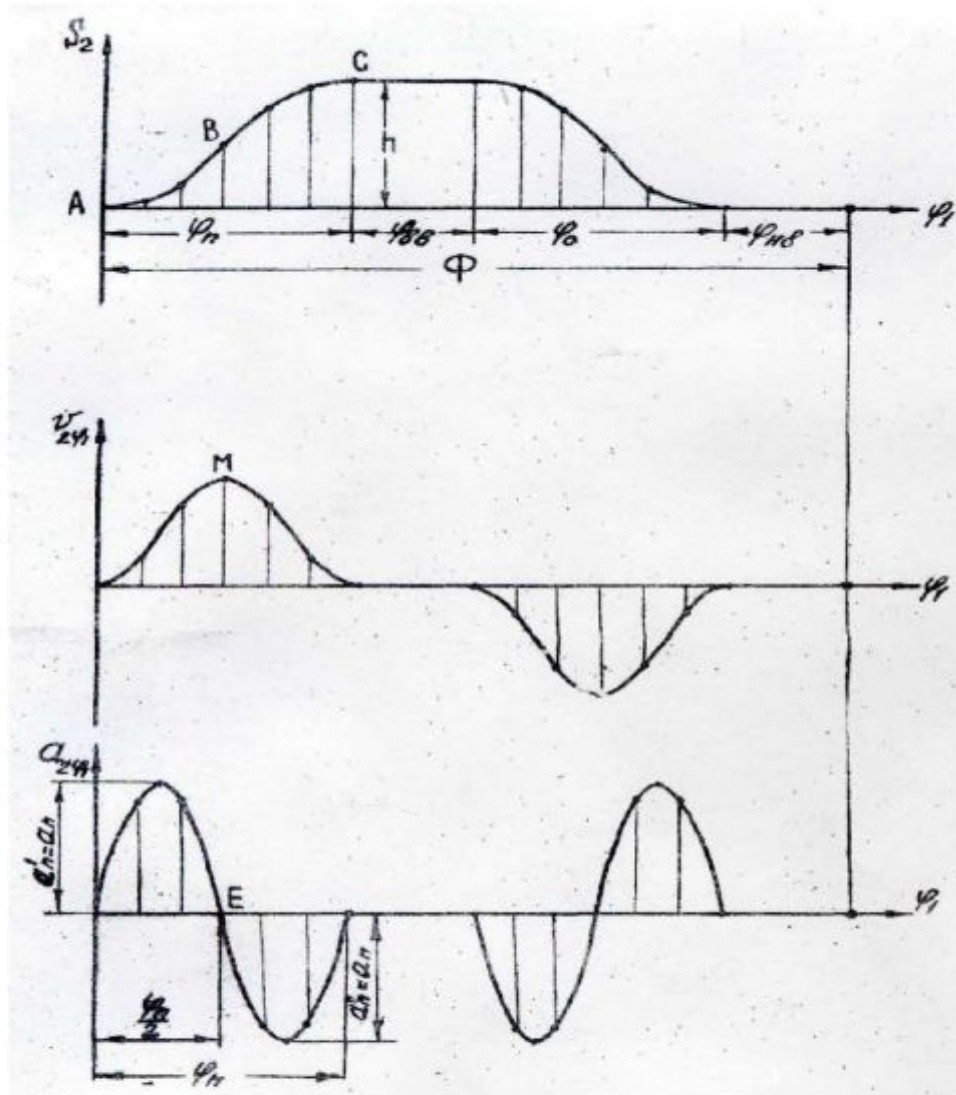


Рис. 6

Синусоидальный закон изменения аналога ускорения (рис.6). Зависимость для аналога ускорения

$$a_{2\varphi_1} = a_n * \sin \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1. \quad (8)$$

Интегрируя это выражение дважды в пределах $0 \leq \varphi_1 \leq \varphi_n$, получаем выражение для аналога скорости $V_{2\varphi_1}$ и перемещение S_2 :

$$V_{2\varphi_1} = a_n \frac{\varphi_n}{2\pi} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1\right); \quad (9)$$

$$S_2 = a_n \frac{\varphi_n}{2\pi} \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_n} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1 \right). \quad (10)$$

Амплитуда аналога ускорения определяется из уравнения (10) при условиях $\varphi_1 = \varphi_n$ и $S_2 = h$:

$$h = a_n \frac{\varphi_n^2}{2\pi}, \quad (11)$$

откуда

$$a_n = \frac{2\pi}{\varphi_n^2} h \quad (12)$$

Теперь уравнения (8), (9), (10) примут вид

$$a_n \varphi_1 = h \frac{2\pi}{\varphi_n^2} \cdot \sin \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1 \quad (13)$$

$$V_2 \varphi_1 = h \frac{1}{\varphi_n} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1 \right) \quad (14)$$

$$S_2 = h \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_n} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \frac{2\pi}{\varphi_n} \varphi_1 \right) \quad (15)$$

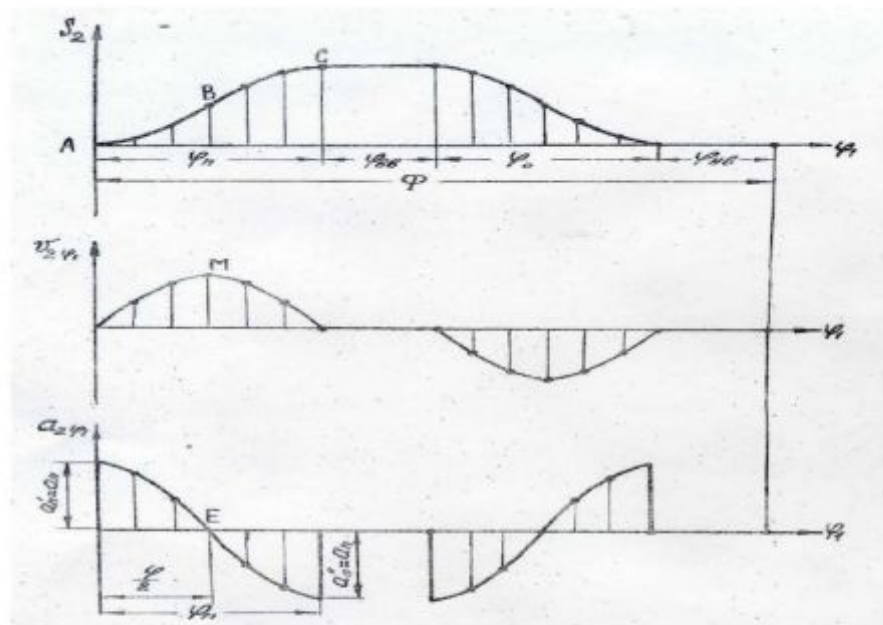


Рис. 7

Косинусоидальный закон изменения аналога ускорения (рис.7).

Зависимость для аналога скорости $a_2 \varphi_1$:

$$a_2 \varphi_1 = a_n \cos \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \quad (16)$$

Интегрируя это выражение дважды в пределах $0 \leq \varphi_1 \leq \varphi_n$, получаем выражение для аналога скорости $V_2 \varphi_1$ и перемещение S_2 :

$$V_2 \varphi_1 = a_n \frac{\varphi_n}{\pi} \cdot \sin \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \quad (17)$$

$$S_2 = a_n \frac{\varphi_n^2}{\pi^2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \right) \quad (18)$$

Амплитуда a_n аналога ускорения (рис.7) определяется из равенства (18) при условиях $\varphi_1 = \varphi_n$ и $S_2 = h$:

$$h = a_n \frac{2\varphi_n^2}{\pi^2}, \quad (19)$$

откуда

$$a_n = \frac{\pi^2}{2\varphi_n^2} \cdot h \quad (20)$$

Тогда с учетом a_n уравнения (16), (17) и (18) примут вид

$$S_2 = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \right) \quad (21)$$

$$V_2 \varphi_1 = \frac{h}{2} \cdot \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \sin \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \quad (22)$$

$$a_2 \varphi_1 = \frac{h}{2} \cdot \frac{\pi^2}{\varphi_n^2} \cdot \cos \frac{\pi}{\varphi_n} \cdot \varphi_1 \quad (23)$$

1.3. Определение основных размеров кулачковых механизмов

Основные размеры кулачковых механизмов определяются из кинематических, динамических и конструктивных условий. Кинематические условия определяются необходимостью воспроизведения заданного закона движения, динамические – достаточно высоким коэффициентом полезного действия механизма; конструктивные – достаточной прочностью отдельных деталей механизма и наименьшими габаритами.

На рис.8 показан кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем.

Если пренебречь трением в высшей паре, то сила P_{12} , действующая на толкатель 2 со стороны кулачка 1, будет направлена по нормали $n-n$ к профилю кулачка 1 угол α , образованный нормалью $n-n$ с направлением движения толкателя, является углом давления, а угол $\gamma_{12} = 90^\circ - \alpha$, углом передачи движения.

Толкатель перемещается под действием силы P'_{12} порождает силы трения в кинематической паре:

С поступательно движущимся толкателем

$$\alpha_{max} = 30^\circ ;$$

С вращающимся коромыслом

$$\alpha_{max} = 45^\circ \dots 50^\circ .$$

1.3.1. Определение угла давления

32.П.П Кулачковый механизм с роликовым поступательно движущимся толкателем

Из рис.8 имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(dP_0)}{(dB_0)} = \frac{AP_0 - Ad}{dc + cB_2} \quad (26)$$

Отрезок AP_0 (рис.8)

$$AP_0 = \frac{V_2}{\omega_1} = \frac{dS_2}{d\varphi_1} \quad (27)$$

Выразим отрезки Ad , dc , cB_2 через геометрические параметры R_0 , l , S_2 , получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dS_2}{d\varphi_1} \pm e}{\sqrt{R_0^2 - e^2} + S_2}$$

Знак плюс у кратчайшего расстояния e соответствует левому от оси A его расположению, знак минус правому при условии, что толкатель движется вверх, а кулачок вращается против часовой стрелки:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{\frac{dS_2}{d\varphi_1} \pm e}{S_2 + \sqrt{R_0^2 - e^2}} \right) \quad (28)$$

1. Кулачково-коромысловый механизм.

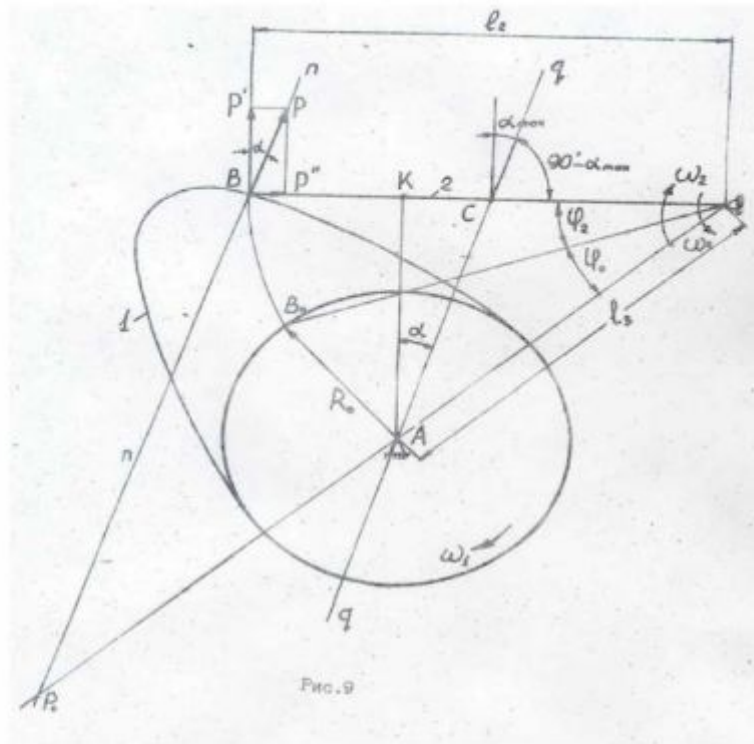


Рис. 9

Величина угла давления α (рис.9) определяется из равенства

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{KC}{KA} = \frac{BC - BK}{KA} \quad (29)$$

Отсюда

$$BK = l_2 - l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_0)$$

где: l_3 - расстояние между осями кулачка А и коромысла Е;

φ_0 - угол, образованный коромыслом 2 с линией АЕ в начальном положении;

φ_2 - текущий угол поворота, заданный законом движения $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, коромысла 2;

$$KA = l_3 - \sin(\varphi_2 + \varphi_0)$$

Передаточное отношение определяется из равенства

$$i_{21} = \frac{AP_0}{EP_0} = \frac{BC}{BE};$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1};$$

Отсюда:

$$BC = i_{21} \cdot l_2 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cdot l_2$$

Подставив значения величин отрезков (BC) , (BK) , (KA) в равенство (29), получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\pm i_{21} l_2 - [l_2 - l_3 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_0)]}{l_3 \cdot \sin(\varphi_2 + \varphi_0)};$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{\pm i_{21} \cdot l_2 - [l_2 - l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_0)]}{l_3 \cdot \sin(\varphi_2 + \varphi_0)} \right)$$

1.3.2 Проектирование профилей кулачков

При профилировании кулачков должен быть задан закон движения ведомого звена и основные конструктивные параметры R_0 и e .

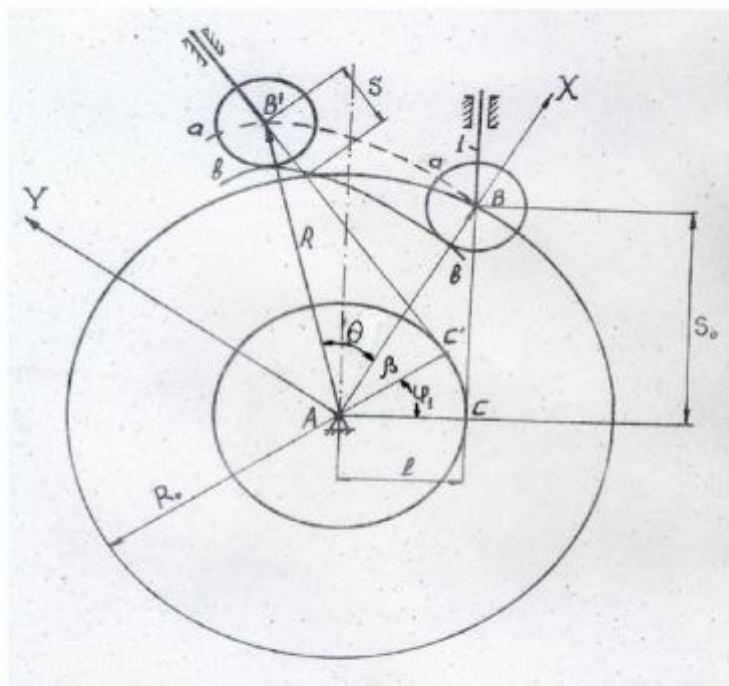


Рис. 10

1. Проектирование профиля кулачка механизма. Координатами центрального профиля $a-a$ кулачка являются полярный угол θ и радиус-вектор R , которые определяют положение точки B профиля (рис.10).

Полярный угол θ получают из условий

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 + \beta) = \frac{S_0}{e} \quad (31)$$

$$\operatorname{tg}(\theta + \beta) = \frac{S_0 + S_2}{e} \quad (32)$$

где φ_1 – фазовый угол поворота кулачка;

θ – полярный или профильный угол кулачка;

$S_0 - BC$ - расстояние, определяющее начальное положение толкателя;

S_2 – перемещение толкателя при повороте кулачка на угол φ_1 .

Исключив угол β из равенства (31), (32), получим

$$\theta = \varphi_1 + \operatorname{arctg} \frac{S_0 + S_2}{e} - \operatorname{arctg} \frac{S_0}{e} \quad (33)$$

Радиус-вектор R , определяющий некоторое положение B' точки B толкателя,

$$R = \sqrt{(S_0 + S)^2 + e^2}$$

Если

$$S_0 = \sqrt{R_0^2 - e^2}$$

то

$$R = \sqrt{(R_0^2 - e^2 + S)^2 + e^2} = \sqrt{S^2 + R_0^2 + 2S\sqrt{R_0^2 - e^2}} \quad (34)$$

Координаты центрального профиля в выбранной системе координат $X-Y$

$$\begin{aligned} R_x &= R \cos \theta \\ R_y &= R \sin \theta \end{aligned} \quad (35)$$

2. Проектирование кулачкового механизма с толкателем коромыслового типа (рис.11). Координаты центрального профиля $a-a$ кулачка 1 определяется полярным углом θ и радиус-вектором R .

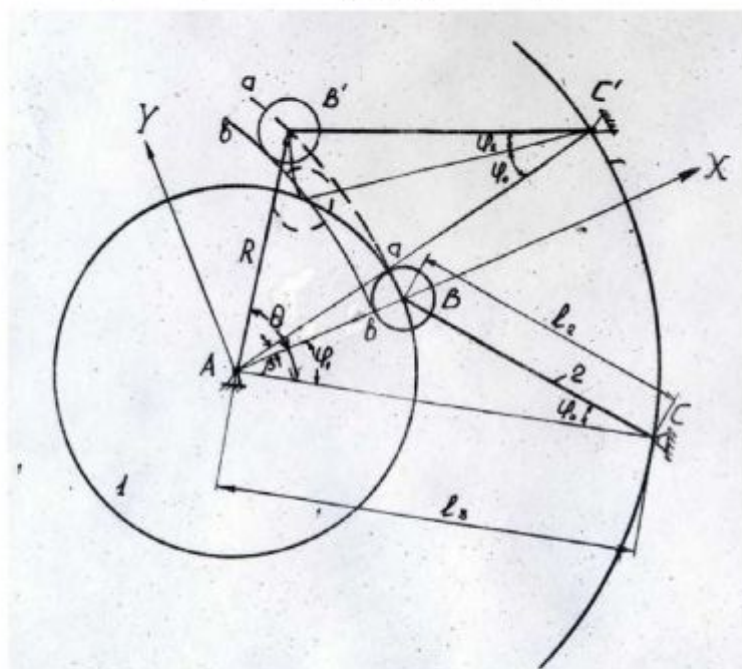


Рис. 11

Из треугольника ABC имеем

$$R \cos(\theta - \beta) = l_3 - l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_2) \quad (36)$$

$$R \sin(\theta - \beta) = l_2 \sin(\varphi_0 + \varphi_2) \quad (37)$$

где β - вспомогательный угол.

Из уравнений (36) и (37) получаем

$$\theta - \beta = \arctg \frac{l_2 \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi_1)}{l_3 - l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi_2)} \quad (38)$$

Из $\triangle ABC$ имеем

$$\varphi_1 - \beta = \arcsin \left(\frac{l_2}{r_0} \cdot \sin \varphi_0 \right) \quad (39)$$

Исключив из уравнений (38), (39) угол β , получим

$$\theta = \varphi_1 + \arctg \frac{l_2 \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi_2)}{l_3 - l_2 \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi_2)} - \arcsin \left(\frac{l_2}{r_0} \sin \varphi_0 \right) \quad (40)$$

Длину радиус-вектора найдем из $\triangle AB'C'$:

$$R = \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos(\varphi_0 + \varphi_2)}$$

Координаты центрального профиля *a-a* в выбранной системе координат X-Y

$$R_x = R \cos \theta \quad (41)$$

$$R_y = R \sin \theta \quad (42)$$

Для кулачкового механизма, у которого толкатель кончается тарелкой, полярные координаты (рис.12)

$$\theta = \varphi_1 + \beta = \varphi_1 + \arctg \frac{\frac{dS_2}{d\varphi_1}}{r_0 + S_2} \quad (43)$$

$$R = \sqrt{(r_0 + S_2)^2 + \left(\frac{dS_2}{d\varphi_1}\right)^2} \quad (44)$$

Координаты профиля *a-a* в выбранной системе X-Y

$$R_x = R \cos \theta$$

$$R_y = R \sin \theta \quad (45)$$

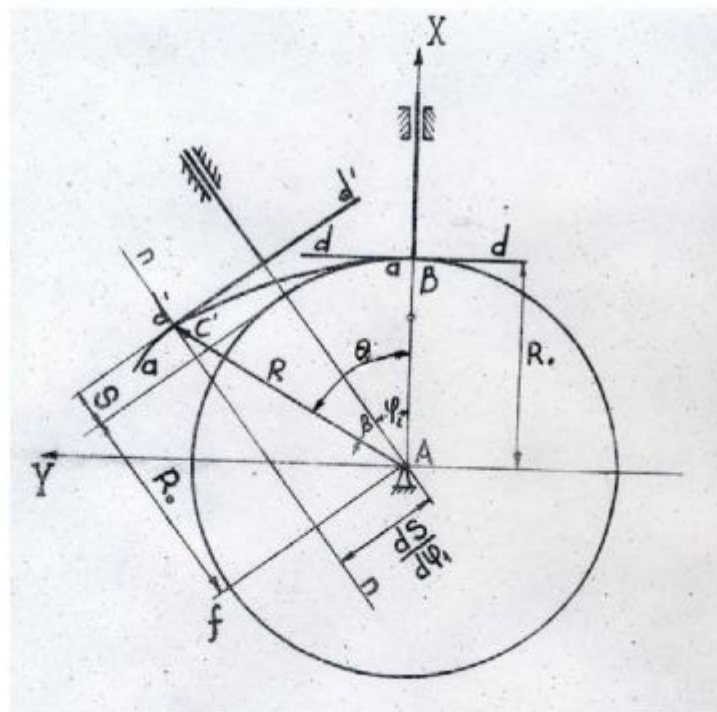


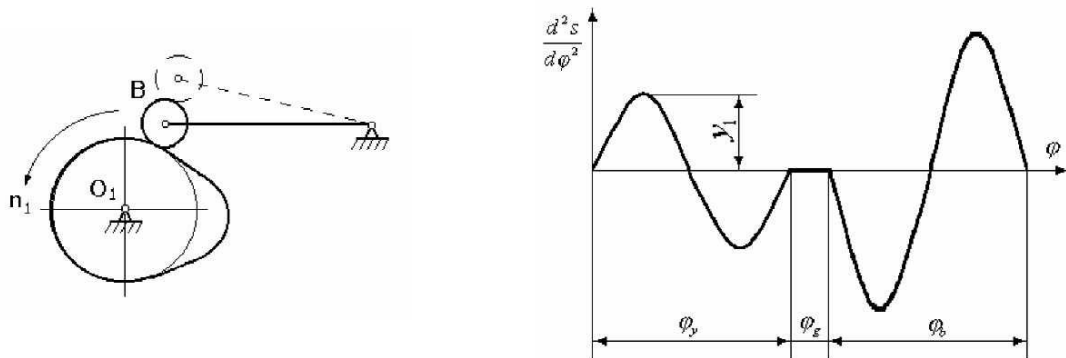
Рис. 12

2. Практическая часть

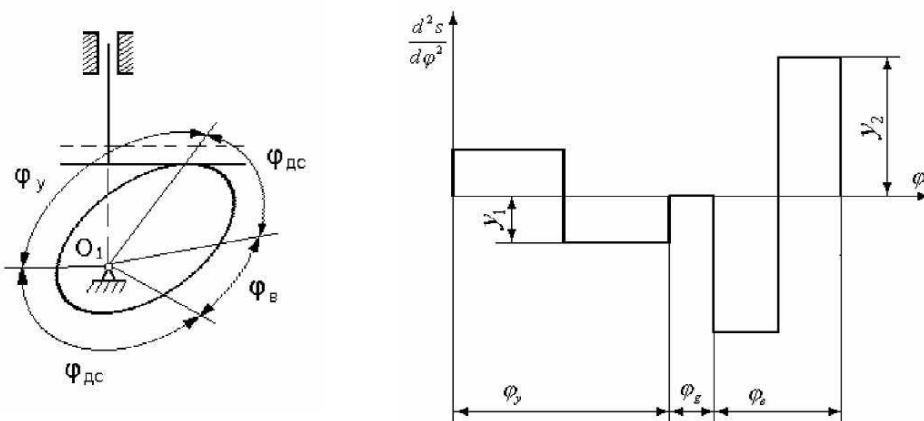
Целью работы является кинематический анализ кулачкового механизма. При выполнении практической работы рекомендуется придерживаться следующего порядка:

1. Ознакомиться с механизмом.
6. Пронумеровать звенья и дать им названия.
7. Определить степень подвижности.
8. По графику аналога ускорения дать характеристику работы кулачкового механизма.

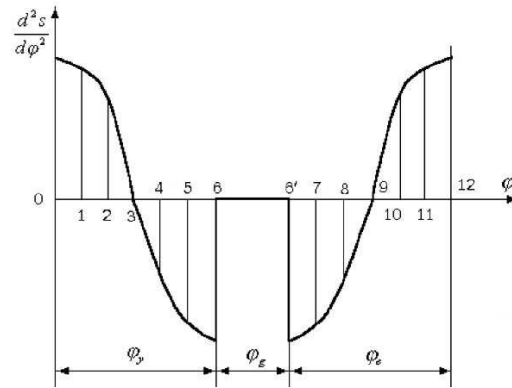
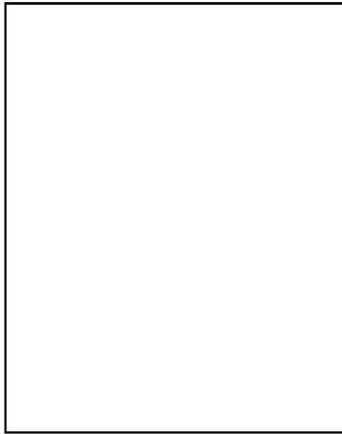
Вариант 1.



Вариант 2.



Вариант 3.



Рекомендуемая литература

1. *Артоблевский И.И.* Теория механизмов и машин. М., 1988.
2. *Левитский Н.И.* Теория механизмов и машин. М., 1979
3. Теория механизмов и механика машин. /Под ред. *К.В. Фролова*. М., 2003.
4. Теория механизмов и машин. / Под ред. *К.В. Фролова, Е.И. Воробьева*. М., 1988.