

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерно-физический факультет высоких технологий

М. Б. Николотов

САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

Методические указания по дисциплине
«Теория механизмов и машин»

Ульяновск
2019

Николотов, М. Б.

Самостоятельная работа студентов: методические указания по дисциплине «Теория механизмов и машин» / М. Б. Николотов. – Ульяновск: УлГУ, 2019.- 49 с.

В методических указаниях приведены рекомендации по самостоятельной работе студентов при выполнении индивидуальных заданий по дисциплине «Теория механизмов и машин».

Предназначены для студентов специальностей 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (специалитет) и 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (бакалавриат).

Методические указания рекомендованы к введению в образовательный процесс решением Ученого Совета ИФФВТ УлГУ (протокол №11 от 18 июня 2019 г.)

© Николотов М. Б., 2019

© Ульяновский государственный университет, 2019

1. Структура плоских и пространственных механизмов.

Структурный анализ механизмов

Теоретические основы практических занятий

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел. Механизмы являются составными частями машин.

Механизм состоит из звеньев. *Звеном* называется одна деталь механизма или несколько деталей, жестко связанных между собой. Звено, относительно которого изучается движение остальных звеньев, называется *стойкой*. Звено, которому сообщается движение, называется *входным*. Звено, совершающее движение, для реализации которого создан механизм, называется *выходным*.

Кинематическая пара – соединение звеньев, допускающее их относительное движение. Кинематические пары бывают высшие и низшие. В *низших* парах звенья соприкасаются по поверхностям, а в *высших* – по линиям или в точках. По числу допускаемых относительных движений соединяемых звеньев, кинематические пары бывают *одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные*. По числу связей, накладываемых на относительное движение соединяемых звеньев кинематические пары бывают *первого, второго, третьего, четвертого и пятого классов S* (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация кинематических пар

Подвижность W	Класс S	Название	Схема	Условное обозначение
3	3	Сферическая		
2	4	Сферическая с пальцем		
2	4	Цилиндрическая		
1	5	Вращательная		 
1	5	Поступательная		
1	5	Винтовая		

Кинематическая цепь – это система звеньев, образующих между собой кинематические пары. Механизм – это кинематическая цепь, в которой указаны

стойка, входные и выходные звенья. Если кинематическая цепь содержит n подвижных звеньев, то число ее степеней свободы определится по формуле *Сомова-Малышева*

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

где n – число подвижных звеньев;

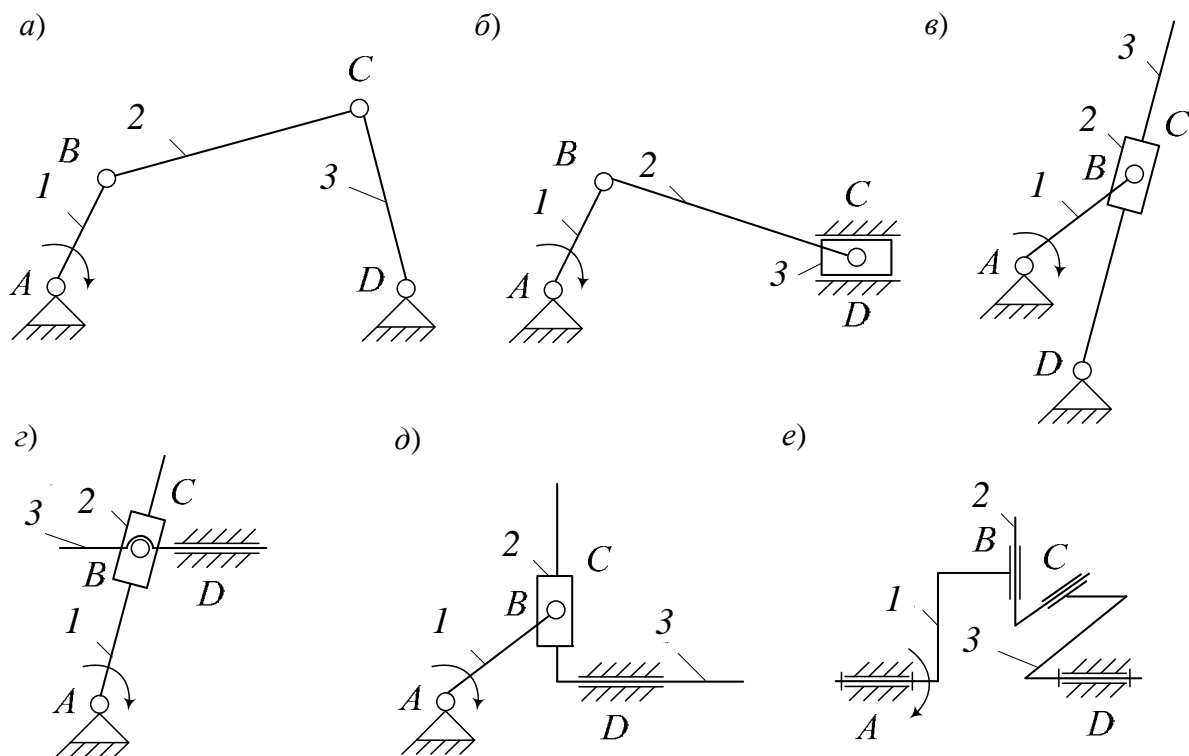
p_1, p_2 – число одноподвижных, двухподвижных пар.

Если все звенья механизма движутся в плоскости, то (1) преобразуется в формулу *Чебышева*:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2. \quad (2)$$

Число степеней свободы W равно числу обобщенных координат, т. е. числу независимых между собой параметров, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма. Чаще всего применяют механизмы с $W = 1$. Звенья, за которыми закреплены обобщенные координаты, называют *начальными*.

Существуют различные виды механизмов: рычажные, зубчатые, кулачковые, фрикционные и др. Механизмы, звенья которых образуют только низшие пары, называются *рычажными*. На рисунке 1 приведены основные виды простейших рычажных механизмов.



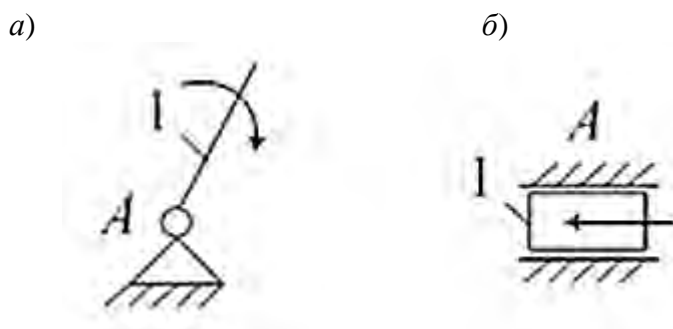
a – шарнирный четырехзвенник; *б* – кривошипно-ползунный; *в* – кулисный; *г* – тангенсный; *д* – синусный; *е* – крестовая муфта (механизм Ольтгейма)

Рисунок 1 – Основные виды рычажных механизмов

Их звенья обозначают цифрами. Звенья имеют специальные названия. Кривошип 1 на рисунке 1 – звено, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси. Коромысло 3 на рисунке 1, a – звено, совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси. Шатун 2 на рисунке 1, $a, б$ – звено рычажного механизма, не образующее кинематической пары со стойкой (совершает сложное движение). Кулиса 3 на рисунке 1, $в$ – звено рычажного механизма, совершающее вращательное движение и образующее с другим звеном (кулисным камнем 2 на рисунке 1, $в$) поступательную кинематическую пару. Кинематические пары обозначают прописными латинскими буквами. Неподвижное звено (стойка) отмечается штриховкой, не обозначается, но подразумевается, что оно имеет обозначение «ноль». Основные виды рычажных механизмов приведены на рисунке 1.

Распространена структурная классификация рычажных механизмов, предложенная Л. В. Ассуром и И. И. Артоболовским, согласно которой каждый механизм с одной степенью свободы $W=1$ можно считать состоящим из механизма первого класса и присоединенных к нему структурных групп.

Механизм первого класса представляет собой ведущее звено, соединенное со стойкой посредством кинематической пары. Обозначается на схеме стрелкой, указывающей направление его движения (см. рисунки 1 и 2).



a – кривошип со стойкой; *б* – ползун со стойкой

Рисунок 2 – Механизмы первого класса

Структурной группой (группой Ассура) называется такая кинематическая цепь, которая после присоединения к стойке имеет нулевую степень свободы $W=1$. После присоединения этой группы к звеньям механизма его степень подвижности не изменяется. Формула (2) для структурной группы приводится к виду

$$0 = 3n - 2p_1, \quad (3)$$

где $p_1 = 1,5n$.

В таблице 2 представлены основные структурные группы. Структурная группа, у которой $p_1 = 3$, $n = 2$, называется *диадой*.

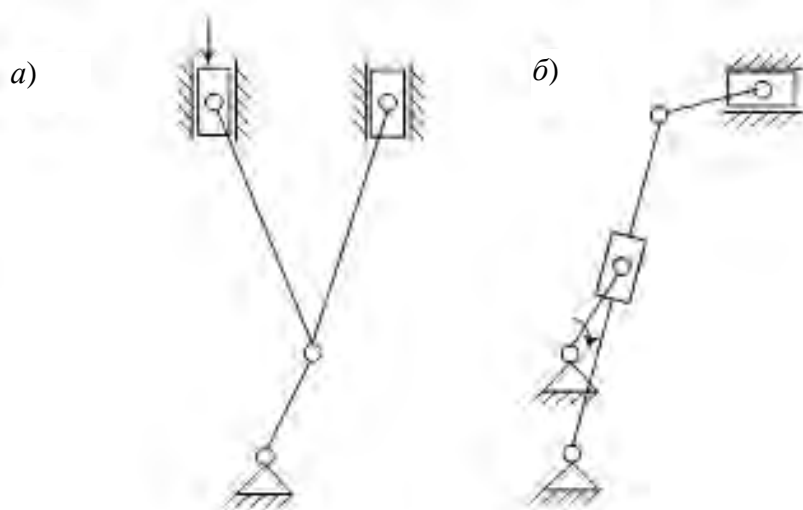
Таблица 2 – Основные структурные группы

n	p_1	Схема структурных групп				
2	3					
4	6					

Пример выполнения задания

Рассмотрим структуру плоских рычажных механизмов, приведенных на рисунке 3. Обозначим звенья механизмов цифрами (рисунок 4), начиная с ведущего звена. Укажем названия звеньев и движение, которое они совершают (таблица 3). Обозначим кинематические пары буквами (таблица 4). Укажем их названия и подвижность W , номера звеньев, образующие пару. Определим степень подвижности:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$



a – механизм V-образного двигателя внутреннего сгорания; *б* – механизм поперечно-строгального станка

Рисунок 3 – Плоские рычажные механизмы

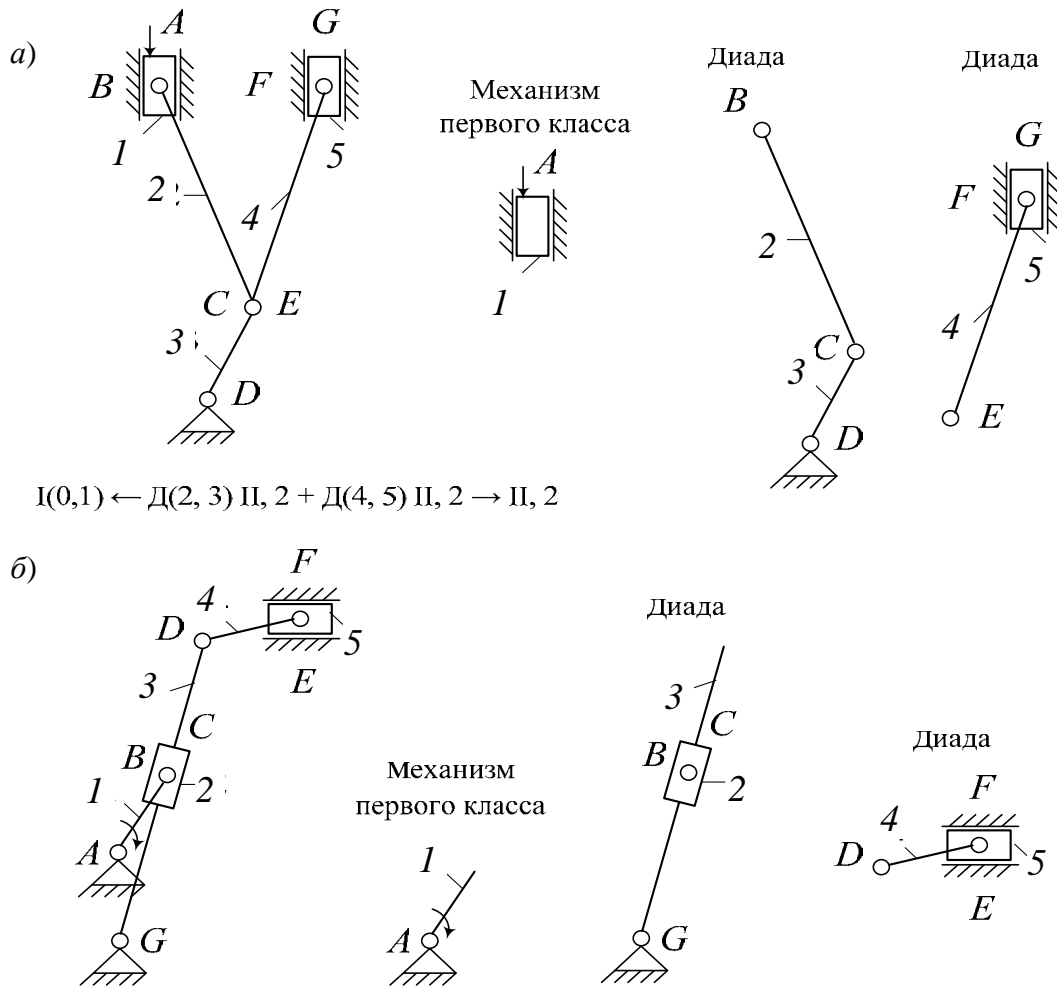


Рисунок 4 – Примеры структурного анализа механизмов

Таблица 3 – Звенья рычажных механизмов

Механизм V-образного двигателя		Механизм поперечно-строгального станка	
Название	Движение	Название	Движение
1 Ползун	Поступательное	1 Кривошип	Вращательное
2 Шатун	Сложное	2 Кулисный камень	Сложное
3 Кривошип	Вращательное	3 Кулиса	Вращательное
4 Шатун	Сложное	4 Шатун	Сложное
5 Ползун	Поступательное	5 Ползун	Поступательное

Таблица 4 – Кинематические пары механизмов

Механизм V-образного двигателя				Механизм поперечно-строгального станка			
Обозначение	Название	Звено	W	Обозначение	Название	Звено	W
A	Поступательная	0, 1	1	A	Вращательная	0, 1	1
B	Вращательная	1, 2	1	B	Вращательная	1, 2	1
C	Вращательная	2, 3	1	C	Поступательная	2, 3	1
D	Вращательная	3, 0	1	D	Вращательная	3, 4	1

Окончание таблицы 4

Механизм V-образного двигателя				Механизм поперечно-строгального станка			
Обозначение	Название	Звено	W	Обозначение	Название	Звено	W
<i>E</i>	Вращательная	3, 4	1	<i>E</i>	Вращательная	4, 5	1
<i>F</i>	Вращательная	4, 5	1	<i>F</i>	Поступательная	5, 0	1
<i>G</i>	Поступательная	5, 0	1	<i>G</i>	Вращательная	3, 0	1

Пример выполнения задания

Для структурного анализа из заданных механизмов выделим механизмы первого класса. Для механизма двигателя – это ползун *I*, образующий поступательную кинематическую пару *A* со стойкой *O*. Для механизма станка – это кривошип *I*, образующий со стойкой вращательную пару *A*.

Оставшиеся кинематические цепи механизмов разбиваем на простейшие структурные группы – диады, включающие два соединенных звена и три кинематические пары. Завершаем структурный анализ составлением структурной формулы механизмов: $I(0, 1) \leftarrow Д(2, 3) II, 2 + Д(4, 5) II, 2 \rightarrow II, 2$. Формула расшифровывается следующим образом. Для получения представленных механизмов необходимо к механизму первого класса, включающему звенья (0, 1), присоединить последовательно диаду $Д(2, 3)$, а затем диаду $Д(4, 5)$. Диады второго класса и второго порядка, следовательно, и механизм тоже второго класса и порядка. Структурный анализ зависит от заданного ведущего звена (рисунок 5).

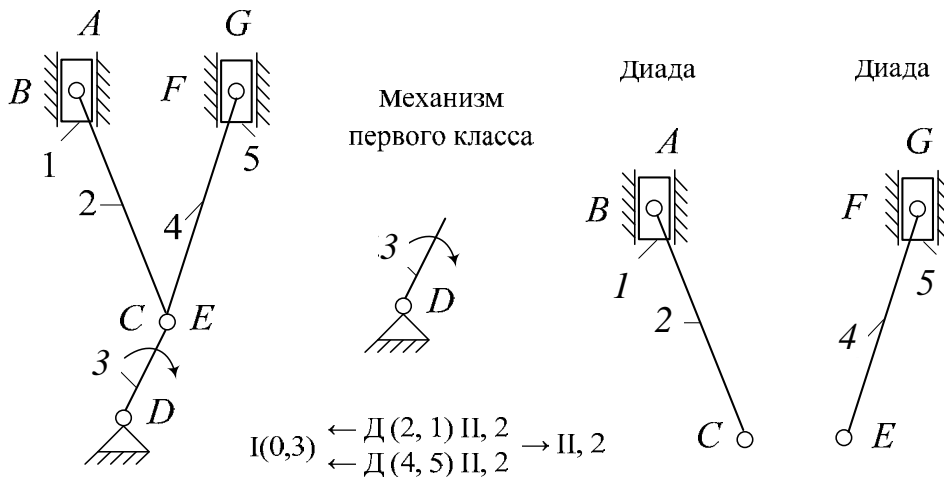


Рисунок 5 – Пример структурного анализа при ведущем кривошипе

Пример выполнения задания

Рассмотрим механизм манипулятора, приведенный на рисунке 6, *a*. Обозначим звенья цифрами, а кинематические пары буквами (рисунок 6, *б*). Заполним таблицу 5. По формуле (1) определим степень подвижности манипулятора:

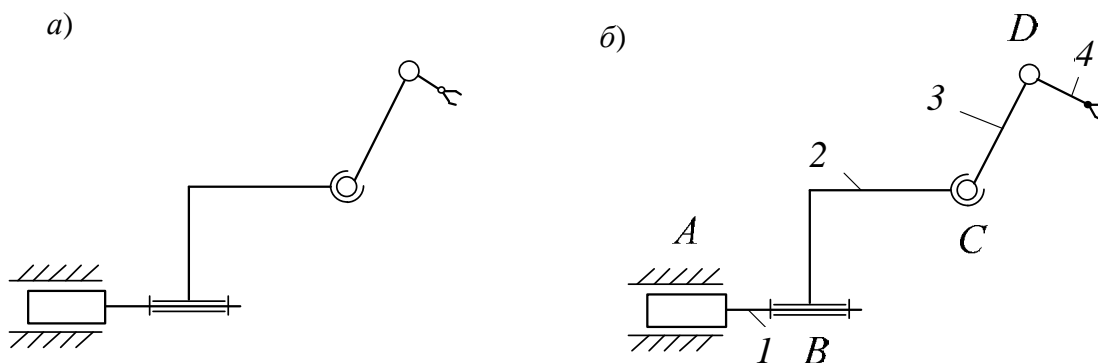
$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 1 = 6,$$

где n – число подвижных звеньев механизма, $n = 4$;

p_1 – число одноподвижных кинематических пар, $p_1 = 3$;

p_3 – число трехподвижных кинематических пар, $p_3 = 1$;

p_2, p_4, p_5 – число двух-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар соответственно, $p_2 = p_4 = p_5 = 0$.



а – исходная схема механизма; б – схема механизма с обозначениями

Рисунок 6 – Схема манипулятора

Таблица 5 – Кинематические пары манипулятора

Обозначение	Название	Звено	W
A	Поступательная	0, 1	1
B	Вращательная	1, 2	1
C	Сферический шарнир	2, 3	3
D	Вращательная	3, 4	1

2. Построение планов скоростей рычажных механизмов. Построение планов ускорений механизмов. Определение угловых скоростей и ускорений звеньев

Теоретические основы практических занятий

Кинематика – раздел механики, изучающий движение с геометрической точки зрения, т. е. без учета причин, вызывающих его. Для характеристики движения используют следующие кинематические параметры: перемещение $s(t)$, м;

скорость $v = \frac{ds}{dt}$, м/с; ускорение $a = \frac{dv}{dt}$, м/с². Можно применять их аналоги –

функцию положения $s(\varphi_1)$, м; передаточную функцию скорости $v_q = \frac{dS}{d\varphi_1}$, м/рад,

или передаточную функцию ускорения $a_q = \frac{dv_q}{d\varphi_1}$, м/рад².

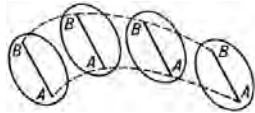
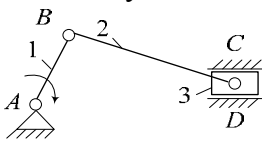

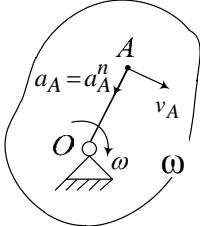
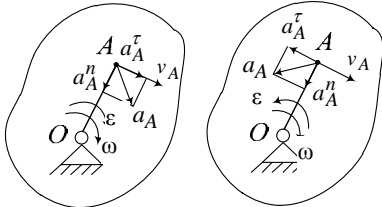
При этом φ_1 – обобщенная координата угла поворота входного звена l ; t – время. Связь между скоростями и ускорениями и их передаточными функциями:

$$v = v_q \cdot \omega; \quad (4)$$

$$a = a_q \cdot \omega^2. \quad (5)$$

В таблице 6 рассмотрены основные виды движения и приведены их кинематические соотношения.

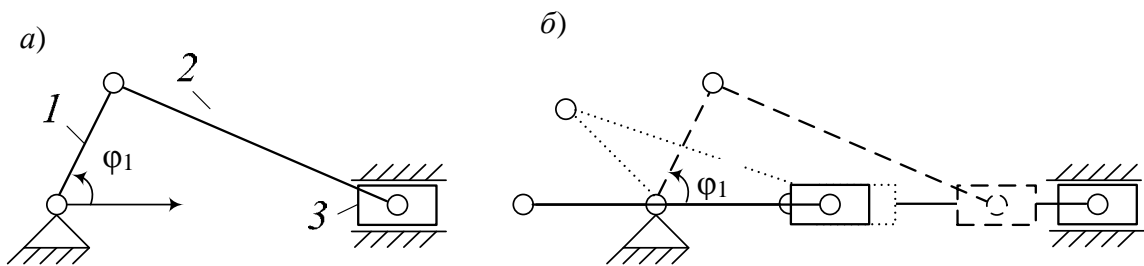
Таблица 6 – Основные виды движения

Вид движения	Пример движения	Скорость	Ускорение
<p>Поступательное движение – это движение, при котором траектории, скорости и ускорения всех точек этого тела одинаковы и тело движется без поворота.</p>	<p>Поступательное движение тела</p> 	$v_A = v_B = \frac{ds}{dt}$	$a_A = a_B = \frac{dv}{dt}$
<p>Прямолинейное движение – частный случай поступательного движения по прямой.</p>	<p>Прямолинейное движение ползуна 3</p> 	$v_3 = \frac{ds}{dt}$	$a_3 = \frac{dv}{dt}$
<p>Круговое поступательное – траектория окружности</p>	<p>Круговое поступательное движение груза</p> 		
<p>Вращательное движение – движение, при котором одна точка тела неподвижна относительно выбранной системы отсчета</p>	<p>Равномерное вращение</p>  <p>Ускоренное замедленное</p> 	$v_A = \omega \cdot l_{OA}$ $v_A = \omega \cdot l_{OA}$	$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n$ $a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}$ $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau$ $\vec{a}_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2}$ $a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}$ $a_A^\tau = \varepsilon \cdot l_{OA}$

Окончание таблицы 6

Вид движения	Пример движения	Скорость	Ускорение
Сложное движение – результат сложения двух разных видов движений: переносного e и относительного r	Переносное e – вращательное, относительное r – поступательное 	$\vec{v}_A = \vec{v}_{A'}^e + \vec{v}_{AA'}^r$	$\vec{a}_A = \vec{a}_{A'}^e + \vec{a}_{AA'}^r + \vec{a}^k$ $a^k = 2\omega \cdot v_{AA'}^r$
<i>Примечание</i> – \vec{a}_A^n – вектор нормального ускорения точки направляется к центру вращения; a^K – ускорение Кориолиса направляется поворотом на 90° вектора относительной скорости $\vec{v}_{AA'}^r$ по направлению переносного вращения ω			

Для кинематического анализа строят кинематическую схему механизма (структурную схему с учетом геометрических размеров звеньев), планы положений звеньев (кинематические схемы при заданных положениях входного звена) (рисунок 7). Определить кинематические параметры можно методом планов, методом замкнутых векторных контуров, методом численного или графического дифференцирования (интегрирования).



a – кинематическая схема механизма; b – несколько планов положений механизма

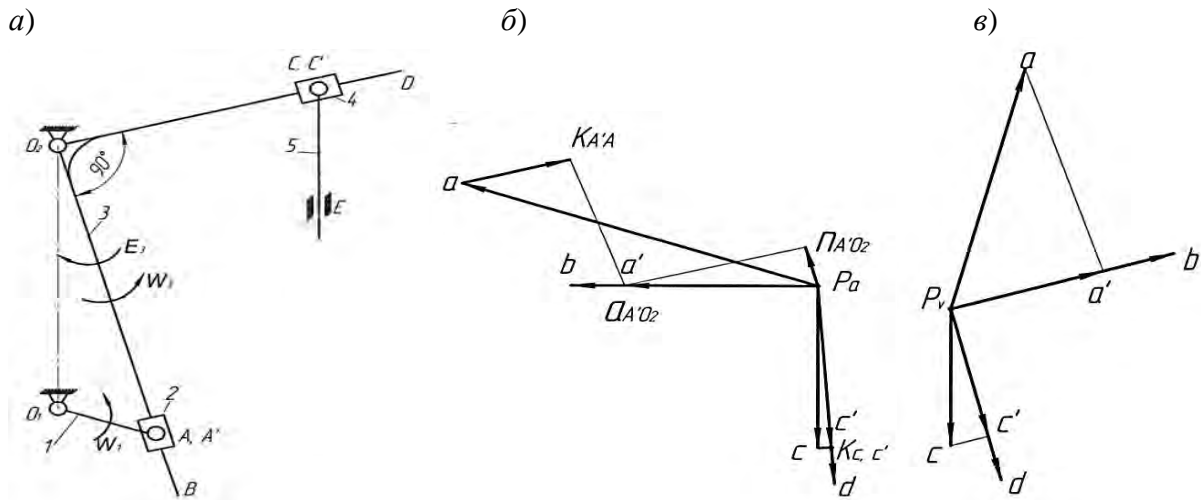
Рисунок 7 – Схемы для кинематического анализа механизма ($\mu_s = 0,01$ м/мм)

Планом скоростей звена называется плоский пучок векторов, идущих из полюса, которые изображают в масштабе абсолютные скорости точек звена; отрезки, соединяющие концы векторов, изображают относительные скорости точек. Совокупность планов скоростей звеньев с общим полюсом называется **планом скоростей механизма**. Определение плана ускорений аналогично.

Пример выполнения задания

Вычерчиваем кинематическую схему механизма (рисунок 8), приняв масштабный коэффициент длин $K_L = 0,0025$ м/мм.

Построение плана скоростей.



a – план механизма $K_1 = 0,0025$ мм; b – план ускорений $K_A = 0,05$ м/(с² · мм); c – план скоростей $K_v = 0,01$ м/(с · мм)

Рисунок 8 – Кинематический анализ механизма

Порядок исследования точек

$$A \rightarrow A^1 \rightarrow C^1 \rightarrow B \rightarrow D \rightarrow C.$$

Определяем скорость точки A :

$$v_A = \frac{\pi \cdot n_1}{30} l_{O_1 A} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 0,59 \text{ м/с.}$$

Рассчитываем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$K_v = \frac{v_A}{P_v a} = \frac{0,59}{59} = 0,01 \text{ м/(с · мм).}$$

Выбираем полюс построения P_v и из него проводим вектор $P_v a$ перпендикулярно звену $O_1 A$ в сторону его вращения.

Скорость точки A^1 определяем графическим решением системы двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} \bar{v}_{A^1} = \bar{v}_A + \bar{v}_{A^1 A}; \\ \bar{v}_{A^1} = \bar{v}_{O_2} + \bar{v}_{A^1 O_2}, \end{cases}$$

где $\bar{v}_{O_2} = 0$;

$$v_{A^1} = P_v a^1 \cdot k_v = 41 \cdot 0,01 = 0,41 \text{ м/с};$$

$\bar{v}_{A^1 A}$ параллельно $O_2 B$; $\bar{v}_{A^1 O_2}$ перпендикулярно $O_2 B$.

Для определения скорости точки A^1 проводим из конца вектора $P_v a$ линию, параллельную звену $O_2 B$, а из полюса P_v – перпендикулярную звену $O_2 B$, точка пересечения этих линий дает точку a^1 .

Скорости точек C^1 , B и D рассчитываем по свойству подобия:

$$\frac{P_v a^1}{P_v c^1} = \frac{O_2 A^1}{O_2 C^1} \Rightarrow P_v c^1 = P_v a^1 \frac{O_2 C^1}{O_2 A^1} = 41 \cdot \frac{75}{115} = 26,7 \text{ мм};$$

$$\frac{P_v a^1}{P_v v} = \frac{O_2 A^1}{O_2 B} \Rightarrow P_v a^1 = P_v v \frac{O_2 B}{O_2 A^1} = 41 \cdot \frac{130}{115} = 46,3 \text{ мм};$$

$$\frac{P_v a^1}{P_v d} = \frac{O_2 A^1}{O_2 D} \Rightarrow P_v d = P_v a^1 \frac{O_2 D}{O_2 A^1} = 41 \cdot \frac{96}{115} = 34,2 \text{ мм};$$

$$v_{A^1} = P_v a^1 \cdot k_v = 41 \cdot 0,01 = 0,41 \text{ м/с};$$

$$v_B = P_v b \cdot k_v = 51,3 \cdot 0,01 = 0,513 \text{ м/с};$$

$$v_D = P_v d \cdot k_v = 34,2 \cdot 0,01 = 0,342 \text{ м/с};$$

Точка b лежит на продолжении вектора $P_v a^1$.

Скорость точки C определяем графическим решением системы двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} \bar{v}_c = \bar{v}_{c^1} + \bar{v}_{cc^1}; \\ \bar{v}_c = \bar{v}_{c_0} + \bar{v}_{cc_0}, \end{cases}$$

где $\bar{v}_{O_2} = 0$;

\bar{v}_{cc^1} параллельно $O_2 D$;

\bar{v}_{cc_0} по вертикали.

Для нахождения точки C проводим из конца вектора $P_v c^1$ линию, параллельную звену $O_2 D$, а из полюса P_v линию по вертикали. Точка пересечения этих линий дает точку C .

$$v_c = P_v c \cdot k_v = 38 \cdot 0,01 = 0,38 \text{ м/с}.$$

Пример выполнения задания

Построение плана ускорений.

Определяем ускорение точки A :

$$a_A = \left(\frac{\pi \cdot n_k}{30} \right)^2 l_{O_1A} = \left(\frac{3,14 \cdot 70}{30} \right)^2 \cdot 0,08 = 4,3 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштабный коэффициент плана ускорений:

$$k_a = \frac{a_{A_1}}{P_a a} = \frac{4,3}{86} = 0,05 \text{ м/с}^2 \cdot \text{мм}.$$

Из полюса P_a проводим вектор $P_a a$ параллельно кривошипу к центру вращения.

Для определения ускорения точки A^1 составляем систему двух векторных уравнений, которую решаем графически:

$$\begin{cases} \bar{a}_{A^1} = \bar{a}_A + \bar{a}_{A^1A}^k + \bar{a}_{A^1A}; \\ \bar{a}_{A^1} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{A^1O_2}^n + \bar{a}_{A^1O_2}^\tau, \end{cases}$$

где $\bar{a}_{O_2} = 0$;

\bar{a}_{A^1A} параллельно O_2B ;

$\bar{a}_{A^1O_2}^n$ параллельно O_2B ;

$\bar{a}_{A^1O_2}^\tau$ перпендикулярно O_2B .

Определяем составляющие этих уравнений. Величина ускорения Кориолиса рассчитывается следующим образом:

$$a_{A^1A}^k = 2 \frac{v_{A^1}}{l_{A^1O_2}} v_{A^1A} = 2 \frac{0,41}{0,2875} \cdot 0,43 = 1,2 \text{ м/с}^2.$$

Для определения направления ускорения Кориолиса необходимо вектор относительной скорости \bar{v}_{A^1A} повернуть на 90° в сторону вращения кулисы.

Для определения ускорения точки A^1 проводим из конца вектора $P_a a$ вектор ускорения Кориолиса, а из его конца вектор \bar{a}_{A^1A} , параллельный звену BO_2 . Для решения второго векторного уравнения проводим из полюса P_a вектор нормального ускорения $\bar{a}_{A^1O_2}^n$, который направлен параллельно звену BO_2 к центру его вращения и определяется как

$$a_{A^1O_2}^n = \frac{v_{A^1}^2}{l_{A^1O_2}} = \frac{0,41^2}{0,2875} = 0,6 \text{ м/с}^2,$$

а затем проводим из конца нормального ускорения касательное, которое перпендикулярно звену BO_2 . Точка пересечения последних векторов дает точку a^1 :

$$a_{A^1} = P_a a^1 \cdot k_a = 40 \cdot 0,05 = 2 \text{ м/с}^2.$$

Ускорения точек C^1 , B и D рассчитываем по теореме подобия:

$$\frac{P_a a^1}{P_a c^1} = \frac{O_2 A^1}{O_2 C^1} \Rightarrow P_a c^1 = P_a a^1 \frac{O_2 C^1}{O_2 A^1} = 40 \cdot \frac{75}{115} = 26 \text{ мм};$$

$$a_{c^1} = P_a c^1 \cdot k_a = 26 \cdot 0,05 = 1,3 \text{ м/с}^2;$$

$$\frac{P_a a^1}{P_a b} = \frac{O_2 A^1}{O_2 B} \Rightarrow P_a b = P_a a^1 \frac{O_2 B}{O_2 A^1} = 40 \cdot \frac{144}{115} = 50 \text{ мм};$$

$$a_b = P_a b \cdot k_a = 50 \cdot 0,05 = 2,5 \text{ м/с}^2;$$

$$\frac{P_a a^1}{P_a d} = \frac{O_2 A^1}{O_2 D} \Rightarrow P_a d = P_a a^1 \frac{O_2 D}{O_2 A^1} = 40 \cdot \frac{96}{115} = 33,4 \text{ мм};$$

$$a_d = P_a d \cdot k_a = 33,4 \cdot 0,05 = 1,67 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки C определяем графическим решением системы двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} a_C = \bar{a}_{C_0} + \bar{a}_{CC^1}^k + \bar{a}_{CC^1}; \\ \bar{a}_C = \bar{a}_{C_0} + \bar{a}_{CC_0}, \end{cases}$$

где; $\bar{a}_{C_0} = 0$;

\bar{a}_{CC^1} параллельно $O_2 D$;

\bar{a}_{CC_0} по вертикали.

Находим ускорение Кориолиса:

$$a_{CC^1}^k = 2 \cdot \frac{v_{A^1}}{l_{A^1 O_2}} \cdot v_{C^1 C} = 2 \cdot \frac{0,41}{0,2875} \cdot 0,07 = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Направление ускорения $\bar{a}_{CC^1}^k$ определяется поворотом вектора относительной скорости \bar{v}_{CC^1} на 90° в сторону вращения кулисы. Из конца вектора $P_a c^1$

откладываем вектор $\bar{a}_{CC^1}^k$, a затем из него – вектор \bar{a}_{CC^1} .

Точка пересечения вектора с вертикалью дает точку c :

$$a_C = P_a c \cdot k_a = 21 \cdot 0,05 = 1,05 \text{ м/с}^2.$$

Определяем величины ускорений центров тяжести звеньев. Принимаем, что центр тяжести звена лежит на его середине.

$$a_{s_5} = a_c = 1,05 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{s_3} = P_a \cdot S_3 \cdot k_a = 20 \cdot 0,05 = 1,0 \text{ м/с}^2.$$

Пример выполнения задания

Определение угловых скоростей и ускорений звеньев.

Направление угловой скорости звена определяется направлением линейной скорости точки рассматриваемого звена. Для определения направления угловой скорости звена линейная скорость точки переносится в рассматриваемую точку звена; в какую сторону скорость поворачивает звено, туда будет направлена угловая скорость ω_i .

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 70}{30} = 7,3 \text{ с}^{-1};$$

$$\varepsilon_1 = 0 \text{ при } \omega_1 = \text{const};$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega_4 = \frac{v_{A^1}}{l_{A^1 O_2}} = \frac{0,41}{0,2875} = 1,43 \text{ с}^{-1}.$$

Направление углового ускорения определяется направлением тангенциального ускорения точки звена при переносе его в рассматриваемую точку звена. В какую сторону поворачивает тангенциальное ускорение рассматриваемой точки звена, туда и направлено угловое ускорение звена ε_i .

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{a_{A^1 O_2}^\tau}{l_{A^1 O_2}} = \frac{1,9}{0,2875} = 6,6 \text{ с}^{-2}.$$

3. Метод планов сил. Определение реакций в кинематических парах

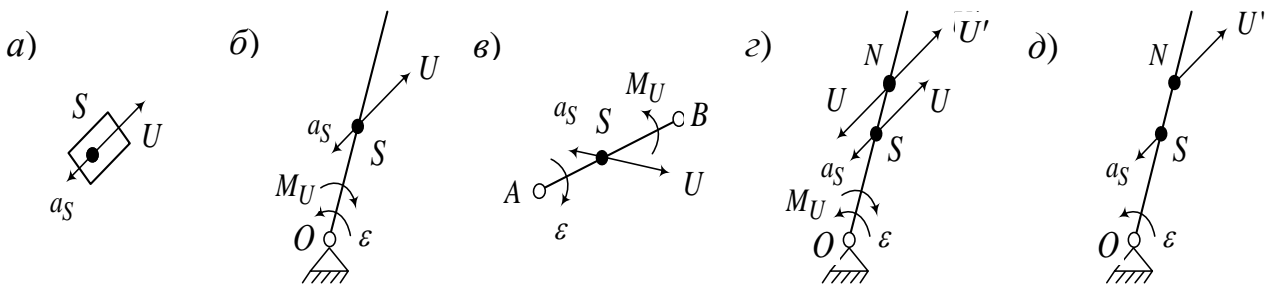
Теоретические основы практического занятия

Преыдущие занятия были посвящены изучению *кинематики* звеньев механизма, т. е. изучению движения самого по себе, без учета воздействия сил. Однако на все окружающие нас тела действуют силы, различные по своей природе. *Динамика* изучает движение тел под действием сил. При этом учитываются инерционные свойства тела.

Принято выделять две основные задачи динамики: прямую и обратную. *Прямая задача динамики* состоит в том, чтобы по заданным силам найти закон движения звеньев. *Обратная задача динамики* – по заданному закону движения найти силы, вызвавшие это движение. К прямым задачам относятся рассматриваемые здесь задачи об истинном движении механизма, о регулировании хода машины, задача о маховике, к обратным задачам – силовое исследование механизма, уравнивание роторов и механизмов.

Сила – мера механического взаимодействия тел. Это векторная величина, имеющая точку приложения, направление и модуль. Принята следующая классификация сил. *Движущая сила* – это внешняя сила, приложенная к

ведущему звену механизма со стороны двигателя и совершающая положительную работу. *Сила полезного сопротивления* – это внешняя сила, для преодоления которой предназначен механизм, она приложена к ведомому звену и совершает отрицательную работу. *Силы вредного сопротивления* – силы трения в кинематических парах, силы гидравлического и аэродинамического сопротивления, совершающие отрицательную работу. *Сила тяжести* $G = mg$ приложена к телу в центре масс, работа силы при опускании центра масс положительная, а при подъеме отрицательная, за полный цикл движения работа нулевая. *Силы реакции связей* – силы, возникающие в местах взаимодействия звеньев, т. е. в кинематических парах, и по третьему закону Ньютона равные по величине и противоположные по направлению. Для механизма работа сил реакции в кинематических парах равна нулю. *Сила инерции* $U = -ma$ в инерциальных системах позволяет свести динамическую задачу к задаче статики. По *принципу Даламбера*, если к внешним силам добавить силы инерции, то систему сил можно рассматривать как находящуюся в равновесии (*метод кинестатики*). Для поступательно движущегося тела (рисунок 14, а) сила инерции определяется произведением массы тела на ускорение центра масс $U = -ma_S$, прикладывается к центру масс противоположно направлению ускорения. Для вращающегося тела (рисунок 14, б), кроме силы, учитывают момент сил инерции $M_U = -J_S \varepsilon$, где J_S – момент инерции тела относительно оси, проходящей через центр масс S перпендикулярно плоскости движения; ε – угловое ускорение тела. Для сложного движения (рисунок 14, в) тоже необходимо учесть и силу инерции, и момент сил инерции.



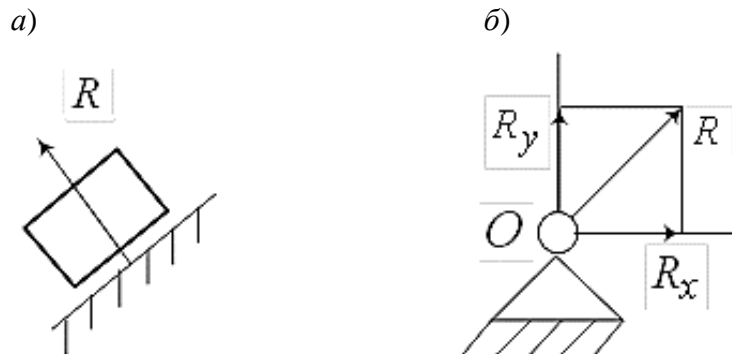
а – для поступательного движения; б – для вращательного движения; в – для сложного движения; г – прием замены силы и момента сил инерции одной силой; д – результат замены

Рисунок 14 – Силы и моменты инерции для различных видов движения

Удобно заменить U и M_U (рисунок 14, г) одной силой U' (рисунок 14, д). Для этого можно приложить в точке N силы U и $-U$. Это не изменит равновесия тела. Силы $-U$ (в точке N) и U (в центре масс S) образуют пару сил с моментом $M = U \cdot SN$. Если выбрать расстояние SN из условия $SN = \frac{M_U}{U}$, то M компенсирует M_U и можно учитывать в расчетах только силу $U' = -ma_S$, приложенную

в точке N . Для коромысла $SN = \frac{L}{6}$, а $ON = \frac{2}{3}L$, где L – длина звена.

На рисунке 15 изображены реакции поступательной и вращательной кинематических пар без учета сил трения.



a – поступательная кинематическая пара; b – вращательная кинематическая пара

Рисунок 15 – Реакции в кинематических парах

Пример выполнения задания

Пусть задан механизм и сила полезного сопротивления $Q = 250$ Н (рисунок 16, a), план его скоростей (рисунок 16, b) и ускорений (рисунок 16, $в$). Определим требуемую уравновешивающую силу $F_{уп}$ и реакции в кинематических парах методом планов сил и методом рычага Жуковского. Пусть известны массы звеньев: масса кулисы $m_3 = 8$ кг; масса ползуна $m_5 = 25$ кг. Массы остальных звеньев малы по сравнению с заданными, ими пренебрегаем.

Рассчитаем веса звеньев:

$$G_3 = m_3 \cdot g = 8 \cdot 9,81 = 78,48 \text{ Н};$$

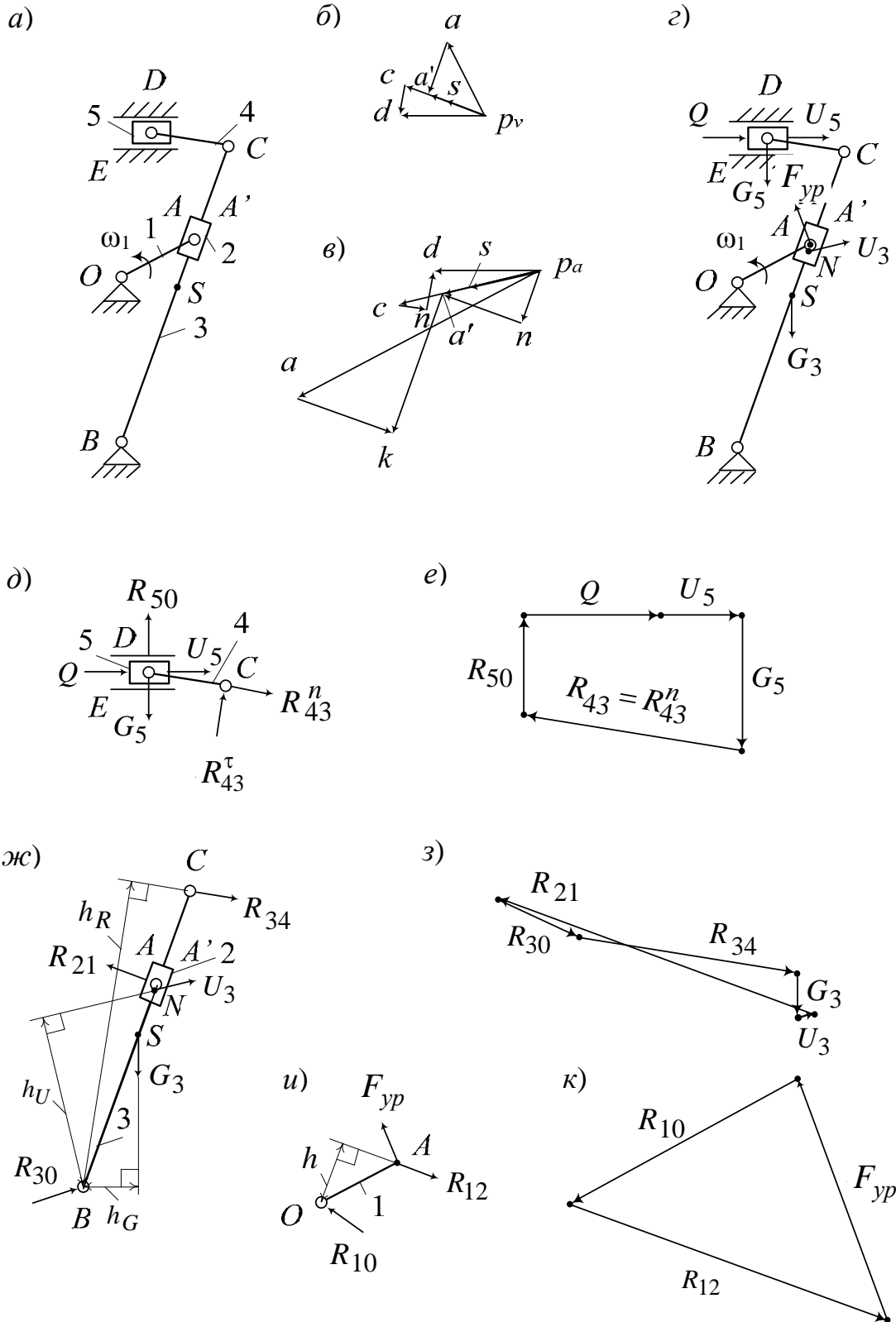
$$G_5 = m_5 \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 245,25 \text{ Н}.$$

Определим силы инерции этих звеньев:

$$U_3 = -m_3 \cdot a_S = 8 \cdot (-3,99) = -31,92 \text{ Н};$$

$$U_5 = -m_5 \cdot a_D = 25 \cdot (-5,86) = -146,5 \text{ Н}.$$

Знаки «минус» показывают, что направление сил инерции противоположно соответствующим ускорениям, указанным на плане ускорений векторами $\vec{a}_S = p_a s$, $\vec{a}_D = p_a d$ (см. рисунок 16, $в$). Уравновешивающую силу $F_{уп}$ приложим к концу кривошипа перпендикулярно ему в направлении его вращения (рисунок 16, $з$).



a – заданный механизм; *б* – план скоростей механизма; *в* – план ускорений механизма; *г* – схема приложенных к механизму сил; *д* – схема сил диады 4–5; *е* – план сил диады 4–5; *ж* – схема сил диады 2–3; *з* – план сил диады 2–3; *и* – схема сил механизма первого класса; *к* – план сил механизма первого класса

Рисунок 16 – Применение метода планов сил

Выделим диаду 4–5 (рисунок 16, д). В местах отрыва (кинематических парах E и C) отбросим связи и заменим их действие реакциями. Для поступательной пары E реакция R_{50} перпендикулярна направляющим пары, а во вращательной паре реакция неизвестного направления, которую можно разложить на две составляющие: нормальную – R_{43}^n (параллельно звену) и касательную – R_{43}^t (перпендикулярно звену). Нижний индекс состоит из двух чисел. Первое число указывает, на какое звено действует реакция, а второе – со стороны какого звена. Записываем уравнение равновесия диады в виде суммы всех сил, на нее действующих:

$$\underline{\underline{Q}} + \underline{\underline{U}}_5 + \underline{\underline{G}}_5 + \underline{\underline{R}}_{50} + \underline{\underline{R}}_{43}^n + \underline{\underline{R}}_{43}^t = 0.$$

Геометрически это значит, что многоугольник, стороны которого являются векторами суммы, должен быть замкнут. Такой многоугольник можно построить, имея не более двух неизвестных. Для определения их числа удобно применять подчеркивание. Два подчеркивания – вектор известен и по направлению, и по величине. Одно подчеркивание – вектор известен лишь по направлению. В данном случае имеем три неизвестных. Необходимо одну из них определить. Для этого составим уравнение равновесия моментов сил звена 4 относительно точки D . Линия действия силы \vec{R}_{43}^n проходит через точку D , поэтому она не имеет плеча и ее момент относительно точки D равен нулю. Момент создает сила \vec{R}_{43}^t на плече L_{CD} , поскольку L_{CD} является перпендикуляром, опущенным из точки D на линию действия силы. Причем момент положительный потому, что сила стремится повернуть звено 4 относительно точки D против часовой стрелки, тогда уравнения равновесия моментов $\sum M_D(4) = 0$, $R_{43}^t \cdot L_{CD} = 0$, $R_{43}^t = 0$. Теперь в уравнении равновесия две неизвестных. Можно приступить к его графическому решению. Строить векторный многоугольник можно в любой последовательности, начиная с известных по направлению и модулю векторов. Отложим $Q = 250$ Н, по ее направлению – вектор длиной $|Q| = 50$ мм и определим масштабный коэффициент построения:

$$\mu_F = \frac{Q}{|Q|} = \frac{250}{50} = 5 \text{ Н/мм.}$$

Определим что $|U_5|$ и $|G_5|$:

$$|U_5| = U_5 / \mu_F = 146,5 / 5 = 29,3 \approx 29 \text{ мм,}$$

$$|G_5| = G_5 / \mu_F = 245,25 / 5 = 49,05 \approx 49 \text{ мм.}$$

Пристроим их последовательно к вектору \vec{Q} (рисунок 16, е). Далее к концу

вектора G_5 построим линию действия реакции R_{43}^n , а из точки начала построения вектора Q – линию действия R_{50} до точки пересечения с линией реакции R_{43}^n . Поставим направление векторов R_{43}^n и R_{50} так, чтобы получился замкнутый векторный контур. Вектор R_{43}^n на схеме сил (см. рисунок 16, д) имеет противоположное направление тому, что получилось из построения.

Следует понимать, что истинное направление векторов получается при графическом решении векторных уравнений на планах сил. Но менять направление на схемах сил не следует, иначе расчеты моментов окажутся неверными. Замерим полученные вектора на плане: $|R_{43}^n| = 80,5$ мм, $|R_{50}| = 36$ мм. Определим значения реакций: $R_{43}^n = |R_{43}^n| \cdot \mu_F = 80,5 \cdot 5 = 402,5$ Н, $R_{50} = |R_{50}| \cdot \mu_F = 36 \cdot 5 = 180$ Н. Поскольку $R_{43}^r = 0$, то реакция $\vec{R}_{43} = \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^r = \vec{R}_{43}^n = 402,5$ Н.

Реакция \vec{R}_{45} во внутренней вращательной кинематической паре D определяется из условий равновесия звена 4: $\sum F(4) = 0$, $\vec{R}_{45} + \vec{R}_{43} = 0$, $\vec{R}_{45} = -\vec{R}_{43}$.

Рассмотрим диаду 2–3 (рисунок 16, ж). Отбросим связи и заменим их действие реакциями: в точке C реакция $\vec{R}_{34} = -\vec{R}_{34} = -402,5$ Н (направлена противоположно \vec{R}_{43}); в точке B реакция \vec{R}_{30} (неизвестного направления, поэтому на схеме направим произвольно); в точке A реакция \vec{R}_{21} (перпендикулярно кулисе 3). Запишем уравнение равновесия диады в виде суммы всех сил, на нее действующих:

$$\underline{\vec{R}_{34}} + \underline{\vec{G}_3} + \underline{\vec{U}_3} + \underline{\vec{R}_{21}} + \underline{\vec{R}_{30}} = 0.$$

Снова имеем три неизвестных: модуль и направление реакции \vec{R}_{30} и модуль реакции \vec{R}_{21} . Необходимо одну из них определить. Для этого составим уравнение равновесия моментов сил диады относительно точки B :

$$\sum M_B = 0; \quad R_{34} \cdot h_R + U_3 \cdot h_U + G_3 \cdot h_G - R_{21} \cdot L_{AB} = 0;$$

$$R_{21} = \frac{R_{34} \cdot h_R + U_3 \cdot h_U + G_3 \cdot h_G}{L_{AB}} = \frac{402,5 \cdot 55,2 + 31,92 \cdot 311 + 78,48 \cdot 100}{392} = 611,99 \text{ Н},$$

где h_R , h_U , h_G – плечи (перпендикуляры, опущенные из точки B на линии действия сил) сил R_{34} , U_3 , G_3 соответственно, значения подставляются в миллиметрах, измеряются на схеме сил. Поскольку реакция получилась положительной, на схеме выбрано верное направление вектора \vec{R}_{21} .

Теперь в уравнении равновесия две неизвестные. Можно приступить к его графическому решению. Начнем построение с известных сил. Реакция \vec{R}_{34} уже определена при рассмотрении диады 4–5 (см. рисунок 16, е) и по третьему закону Ньютона равна \vec{R}_{43} , но противоположно направлена. Далее определим в

выбранном масштабе длины в миллиметрах остальных известных векторов и пристроим их последовательно к вектору \vec{R}_{34} (рисунок 16, з): $|G_3| = G_3/\mu_F = 78,48/5 = 15,696 \approx 16$ мм, $|U_3| = U_3/\mu_F = 31,92/5 = 6,384 \approx 6$ мм.

К вектору U_3 пристроим определенную выше реакцию R_{21} . Замыкающий вектор многоугольника сил является искомым вектором R_{30} . Замерим его длину $|R_{30}| = 32,6$ мм. Определим реакцию: $R_{30} = |R_{30}| \cdot \mu_F = 32,6 \cdot 5 = 163$ Н.

Реакция \vec{R}_{23} во внутренней кинематической паре A' определяется из условий равновесия звена 2: $\sum F(2) = 0$, $\vec{R}_{21} + \vec{R}_{23} = 0$, $\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{21}$.

Силовой расчет механизма первого класса (рисунок 16, и) заключается в определении уравновешивающей силы F_{yp} и реакции в кинематической паре O . Отбросим связи и заменим их действие реакциями: в точке A – реакция $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21} = -618,39$ Н (направлена противоположно \vec{R}_{21}); в точке O – реакция \vec{R}_{10} (неизвестного направления, поэтому на схеме направим произвольно). Запишем уравнение равновесия кривошипа:

$$\underline{\vec{R}_{12}} + \underline{\vec{F}_{yp}} + \vec{R}_{10} = 0.$$

Снова имеем три неизвестных: модуль и направление реакции \vec{R}_{10} и модуль реакции \vec{F}_{yp} .

Составим уравнение равновесия моментов сил кривошипа относительно точки O :

$$\sum M_O = 0; \quad R_{12} \cdot h - F_{yp} \cdot L_{OA} = 0; \quad F_{yp} = \frac{R_{12} \cdot h}{L_{OA}} = \frac{611,99 \cdot 11,3}{15} = 461,03 \text{ Н.}$$

Теперь в уравнении равновесия кривошипа две неизвестные. Можно приступить к его графическому решению (рисунок 16, к). Реакция \vec{R}_{12} уже определена при рассмотрении диады 2–3 (см. рисунок 16, з) и по третьему закону Ньютона равна \vec{R}_{21} , но противоположно направлена. К вектору R_{12} пристроим определенную выше силу F_{yp} . Замыкающий вектор многоугольника сил является искомым вектором R_{10} . Замерим его длину $|R_{10}| = 94,6$ мм. Определим реакцию $R_{30} = |R_{30}| \cdot \mu_F = 94,6 \cdot 5 = 473$ Н.

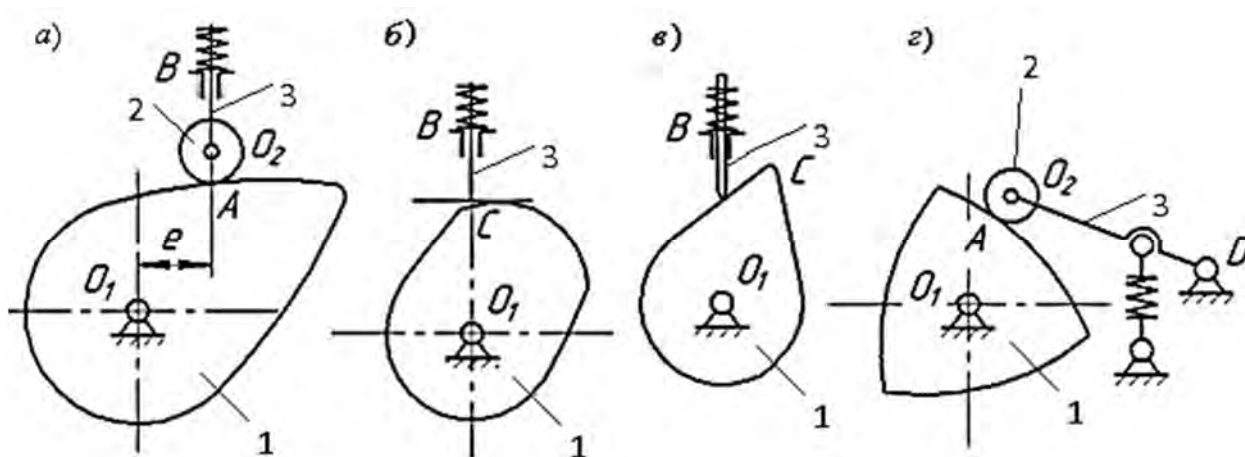
4. Кинематический анализ кулачковых механизмов с плоским и игольчатым толкателем

Теоретические основы практического занятия

Основные понятия и определения.

Кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит кулачок. Кулачком называется звено, имеющее элемент высшей пары, выполненной в виде поверхности переменной кривизны.

Простейший кулачковый механизм состоит из трёх звеньев: входного звена – кулачка 1 , совершающего вращательное движение, выходного звена 3 – толкателя или коромысла и стойки 0 (рисунок 5, a – $в$). Выходное звено в кулачковом механизме называется толкателем при возвратно-поступательном его движении или коромыслом (колебателем) при возвратно-колебательном движении. Для уменьшения трения о поверхность кулачка выходное звено часто снабжают роликом 2 (рисунок 5, a , $г$).



a – дезаксиальный кулачковый механизм с роликовым толкателем; $б$ – центральный кулачковый механизм с плоским толкателем; $в$ – центральный кулачковый механизм с игольчатым толкателем; $г$ – кулачковый механизм с роликовым колебателем

Рисунок 5 – Кинематические схемы кулачковых механизмов

Постоянное соприкосновение звеньев в кулачковой паре обеспечивается замыканием силовым или геометрическим (пазовый кулачок, рамочный толкатель и т. п.). По форме элементов кинематической пары выходные звенья могут быть остроконечные, роликовые, плоские (тарельчатые), сферические (грибовидные) и др.

Кулачковый механизм называется центральным, если ось толкателя проходит через центр вращения кулачка ($e = 0$), и дезаксиальным, если ось толкателя смещена относительно центра вращения кулачка на некоторую величину e , называемую дезаксиалом (см. рисунок 5, $б$, $в$).

Достоинством кулачковых механизмов является способность воспроизводить движения выходных звеньев по сложным законам. Наличие высшей пары, обуславливающей значительные удельные давления, вызывающие повышенный износ элементов пары, а также необходимость замыкания пары относятся к недостаткам кулачковых механизмов.

Профилем кулачка называется кривая, полученная в сечении элемента кулачка плоскостью, перпендикулярной к его оси вращения.

Профиль кулачка 1 , которого касается ролик, называется действительным. Траектория центра ролика 2 при движении его относительно кулачка называется центровой профилем. Центральной и действительный профили кулачка являются эквидистантными (равноотстоящими) кривыми (рисунок 6).

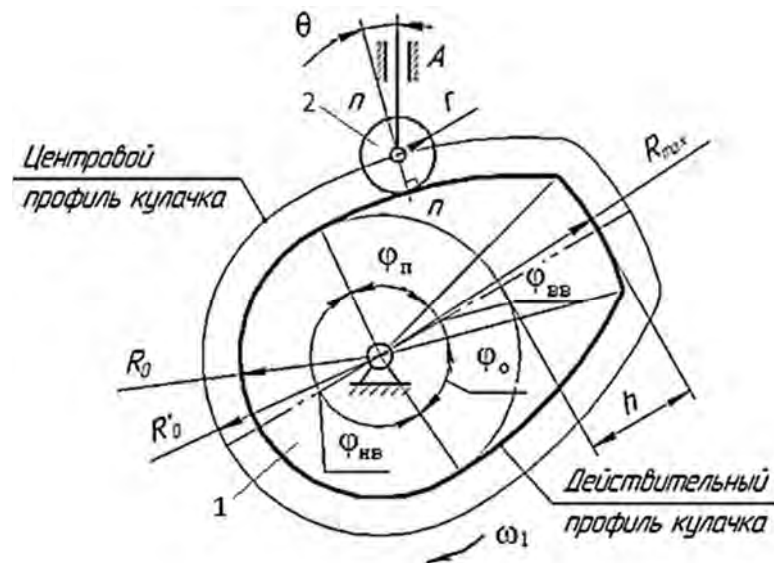


Рисунок 6 – Геометрические параметры кулачка

Минимальный радиус кулачка R_0 – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с ближайшей точкой профиля кулачка (см. рисунок 6). Различают минимальный радиус R_0 действительного профиля и минимальный радиус R'_0 центрального профиля кулачка:

$$R'_0 = R_0 + r_p,$$

где r_p – радиус ролика.

Максимальный радиус кулачка R_{\max} – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с самой удалённой точкой профиля.

Подъём толкателя h – разность длин максимального R_{\max} и минимального R_0 радиусов кулачка.

При вращении кулачка на один оборот различают такие фазы движения выходного звена, как фазы подъёма, верхнего выстоя, опускания, нижнего выстоя (или нерабочая фаза). Этим фазам соответствуют центральные углы

поворота кулачка – $\varphi_n, \varphi_{\text{вв}}, \varphi_o, \varphi_{\text{нв}}$.

$$\varphi_n + \varphi_{\text{вв}} + \varphi_o + \varphi_{\text{нв}} = 360^\circ.$$

Сумма углов $\varphi_n + \varphi_{\text{вв}} + \varphi_o = \varphi_p$ называется рабочим углом кулачка (см. рисунок 6).

Угол ν , заключённый между нормалью nn к профилю кулачка в точке касания и направлением движения выходного звена, называется углом давления (см. рисунок 6).

Задачей кинематического анализа кулачковых механизмов является определение закона движения выходного звена по заданному закону движения кулачка и кинематической схеме механизма. Решение этой задачи обычным графическим методом планов связано с определёнными трудностями, а именно: в неоднократном вычерчивании схемы кулачкового механизма, соответствующей определённым углам поворота кулачка. Поэтому в основу анализа кулачковых механизмов положен другой метод – метод обращённого движения, который заключается в том, что мысленно всему механизму сообщают вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_1)$ равной, но противоположно направленной угловой скорости кулачка. Тогда кулачок становится как бы неподвижным, т. к. $\omega_1 + (-\omega_1) = 0$, а стойка O с выходным звеном 3 будут вращаться вокруг центра вращения кулачка O_1 в противоположную сторону (рисунок 7).

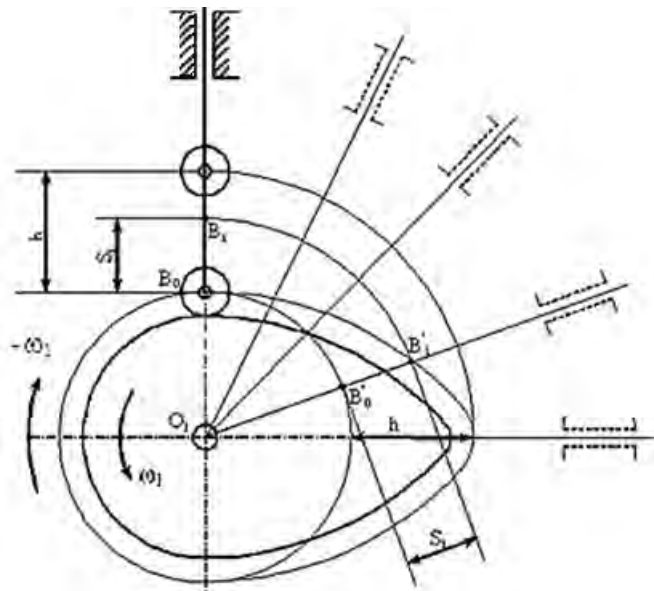


Рисунок 7 – Схема перемещения толкателя кулачкового механизма с роликовым толкателем

Относительное вращение звеньев от этого не изменится, а перемещение выходного звена S_i будет таким, как и в истинном движении при неподвижной стойке. Например, для кулачкового механизма с роликовым толкателем (см. рисунок 7) перемещение толкателя в этом положении S_i представляет

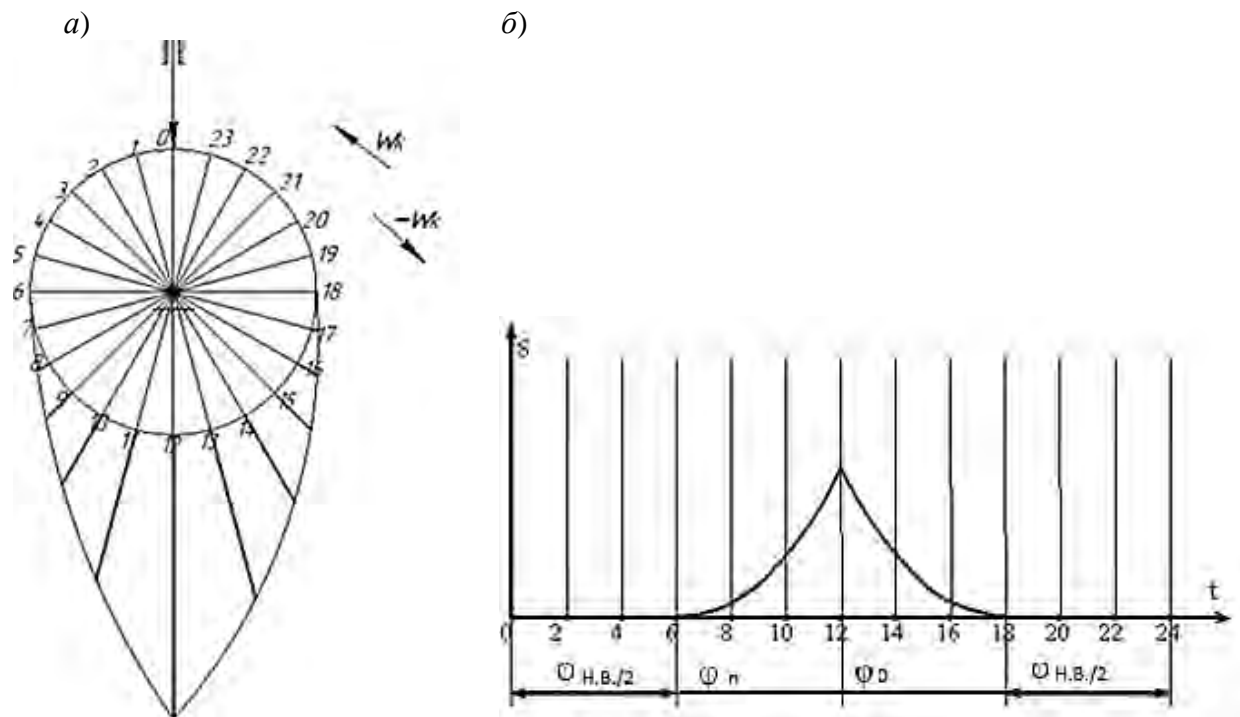
собой расстояние от окружности минимального радиуса R'_0 кулачка до центрального профиля кулачка.

Таким образом, по кинематической схеме кулачкового механизма в обращённом движении определяются ряд положений выходного звена и соответствующие им перемещения, а затем строится диаграмма перемещений $S = f(\varphi)$ или $\psi = f(\varphi)$.

Пример выполнения задания

Анализ центрального кулачкового механизма с игольчатым толкателем.

По исходным данным и профилю кулачка строим кинематическую схему центрального кулачкового механизма (рисунок 8, а).



а – кинематическая схема кулачкового механизма; б – диаграмма перемещения толкателя

Рисунок 8 – Анализ центрального кулачкового механизма с роликовым толкателем

Применяя метод обращённого движения, определяем положения толкателя, для чего делим окружность радиусом R_0 на 24 равные части и из центра через точки деления (0, 1, ..., 24) окружности проводим радиус-векторы (см. рисунок 8, а), в обращённом движении толкатель будет сгибаться по действительному профилю кулачка. Ось толкателя в обращённом движении всегда будет совпадать с радиус-вектором кулачка, проведённым из центра через соответствующую точку деления.

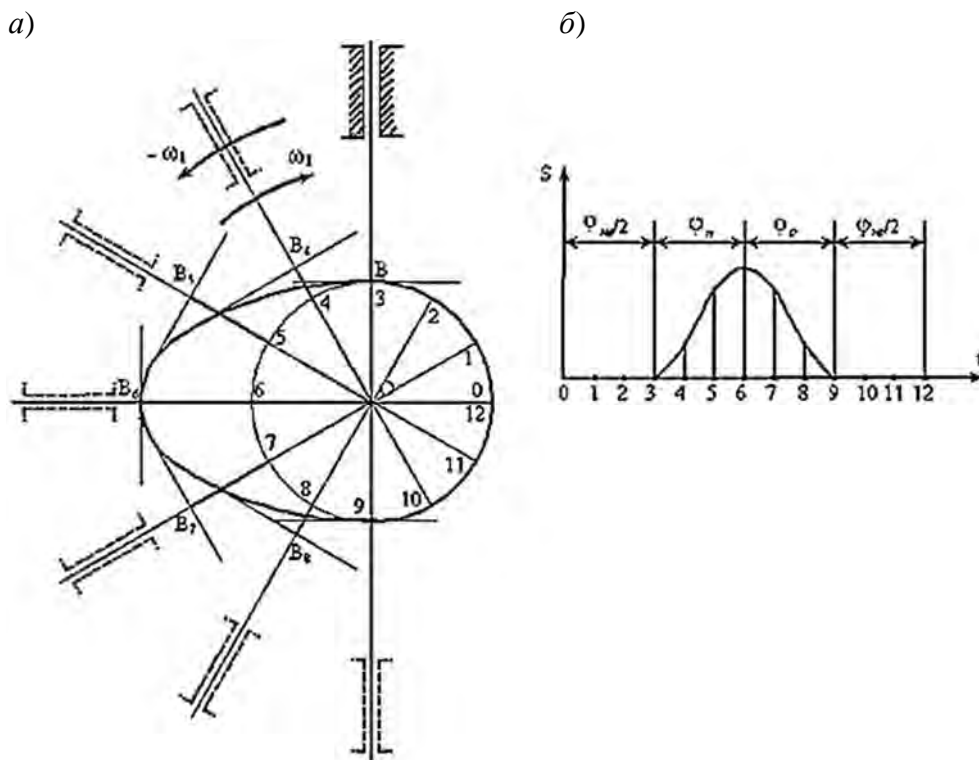
Определяем перемещение толкателя в каждом положении, как расстояние, измеренное по радиус-вектору кулачка от окружности минимального радиуса

до профиля кулачка (0-0', 1-1', ..., 23-23'), при повороте кулачка на соответствующий угол (см. рисунок 8, *a*).

Строим диаграмму перемещения $S = f(\varphi)$ в прямоугольной системе координат, для чего на оси абсцисс откладывают отрезок, соответствующий повороту кулачка на один оборот $\varphi = 360$ (или на рабочий угол φ_p), и делим его на столько равных частей, на сколько разделена окружность радиусом R_0 (или φ_p). По оси ординат в точках деления (0, 1, ..., 24) откладываем в масштабе соответствующие им перемещения толкателя (1-1', 2-2', ...), полученные на профиле кулачка. Соединив концы отрезков плавной кривой, получаем диаграмму перемещения толкателя (см. рисунок 8, *b*).

Анализ кулачкового механизма с плоским толкателем.

Используя метод обращённого движения, строим планы механизма, для чего окружность минимальным радиусом кулачка делим на 24 равные части и нумеруем точки деления (0, 1, ..., 24) в обращённом движении (рисунок 9, *a*). Через точки деления из центра O проводим лучи ($O-0$, $O-1$, $O-2$, ...), которые и определяют текущими положениями оси толкателя в обращённом движении механизма.



a – кинематическая схема кулачкового механизма; *b* – диаграмма перемещения толкателя

Рисунок 9 – Анализ кулачкового механизма с плоским толкателем

Плоскость тарелки в каждом положении перпендикулярна к оси толкателя и должна касаться профиля кулачка. Поэтому на планах механизма строим

положение тарелки, проводим касательные к профилю, которые и определяют искомое положение плоскости тарелки. Расстояния (например, $4-B_4$, $5-B_5$ и т. п.) от окружности минимальным радиусом до соответствующего положения плоскости тарелки представляют собой перемещения толкателя, которые откладываем в масштабе в соответствующих положениях в направлении оси ординат на диаграмме $S = f(\varphi)$ (рисунок 9, б).

5. Определение кинематических параметров кулачковых механизмов методом графического дифференцирования и интегрирования

Теоретические основы практических занятий

Задачей кинематического анализа кулачкового механизма является определение закона движения выходного звена (толкателя или колебателя) от угла поворота кулачка.

При конструировании машин приходится подбирать тип механизма или серию механизмов, включаемых в состав машины, исходя из тех процессов, которые должны быть воспроизведены в машине во время ее работы. В тех случаях, когда перемещение, а следовательно, скорость и ускорение ведомого звена должны изменяться по заранее заданному закону, и особенно в тех случаях, когда ведомое звено должно временно останавливаться при непрерывном движении ведущего звена, наиболее просто вопрос решается применением кулачковых механизмов.

Очертание элемента кинематической пары на кулачке называется профилем кулачка. Выбирая тот или иной закон изменения радиуса вектора кривой профиля кулачка, можно получить самые разнообразные движения ведомого звена. Простота воспроизведения заданного закона движения ведомого звена послужила причиной широкого распространения кулачковых механизмов в качестве исполнительных механизмов в машинах и автоматах.

За один оборот кулачка происходит последовательное удаление ведомого звена от центра вращения кулачка, затем остановка и приближение к центру кулачка, вновь остановка и повторение всего цикла движения. Эти четыре этапа в движении кулачкового механизма называются фазами движения. Фаза подъема, когда ведомое звено движется от центра вращения кулачка. Фаза верхнего выстоя, когда ведомое звено стоит неподвижно в наиболее удаленном от центра вращения кулачка положении. Фаза опускания, когда ведомое звено приближается к центру вращения кулачка. Фаза нижнего выстоя, когда ведомое звено стоит неподвижно в наиболее близком положении к центру вращения кулачка (рисунок 10). Участки профиля кулачка, соответствующие фазе дальнего стояния, представляют собой дугу окружности, центр которой совпадает с центром вращения кулачка, а соответствующие ближнему стоянию совпадают с окружностью минимальным радиусом. В некоторых кулачковых механизмах

фазы ближнего и дальнего стояния могут отсутствовать, сразу обе или одна. Углы, на которые поворачивается кулачок за время каждой фазы, называются фазовыми углами. Расстояние между ближним и дальним стоянием центра ролика толкателя называется максимальным ходом ведомого звена и обозначается h_{max} .

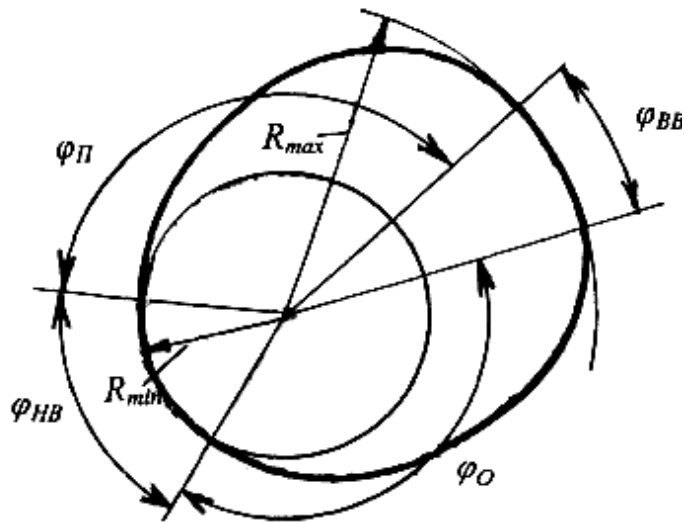


Рисунок 10 – Элементы профиля кулачка

Требуемый закон движения ведомого звена диктуется рабочим процессом машины, например, в металлорежущих станках требуется постоянная скорость подачи рабочих органов. Постоянная скорость толкателя требуется также в текстильных и швейных машинах, где кулачки служат для направления нитки при наматывании на катушку. При медленном движении кулачка силы инерции толкателя и связанные с ним силы инерции детали настолько малы, что почти не ощутимы. Поэтому в этих случаях можно выбирать закон перемещения толкателя, исходя из технологического процесса и не учитывая величину и характер изменения ускорения. Далее, дифференцируя график $S = S(\varphi)$, находим закон изменения

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi).$$

Пример выполнения задания

На формате наносятся оси всех графиков и оси вспомогательного построения. В произвольном масштабе заданный график вычерчивается в своих осях. Заданные графики, очерченные такими кривыми, как синусоида, косинусоида, эллипс, парабола должны быть построены известными из геометрического черчения графическими методами.

Пусть задан график $v-t$ или $\omega-t$ (рисунок 11). Требуется построить график $s-t$ или $\psi-t$.

Прямым интегрированием графика $v-t$ или $\omega-t$ методом хорд получим $s-t$ или $\psi-t$, для чего делим график $v-t$ вертикалями на ряд участков и, продолжая их вверх, разобьем ось времени на такие же участки. Средние ординаты каждого участка кривой $v-t$ переносим на ось ординат. Полученные точки соединяем прямыми с произвольной точкой P_1 , лежащей на продолжении оси абсцисс. Получились лучи 0-1, 1-2 и т. д. Из начала координат искомого графика $s-t$ проводим отрезок, параллельный лучу 0-1, до встречи с первой вертикалью (точка 1), из конца этого отрезка – новый отрезок, параллельный лучу 1-2, до встречи со второй вертикалью и т. д. В результате получилась ломаная 0-1-2-3-4-5-6, представляющая собой хорды искомого графика. Соединив концы хорд плавной кривой, построим искомый график $s-t$ (рисунок 11).

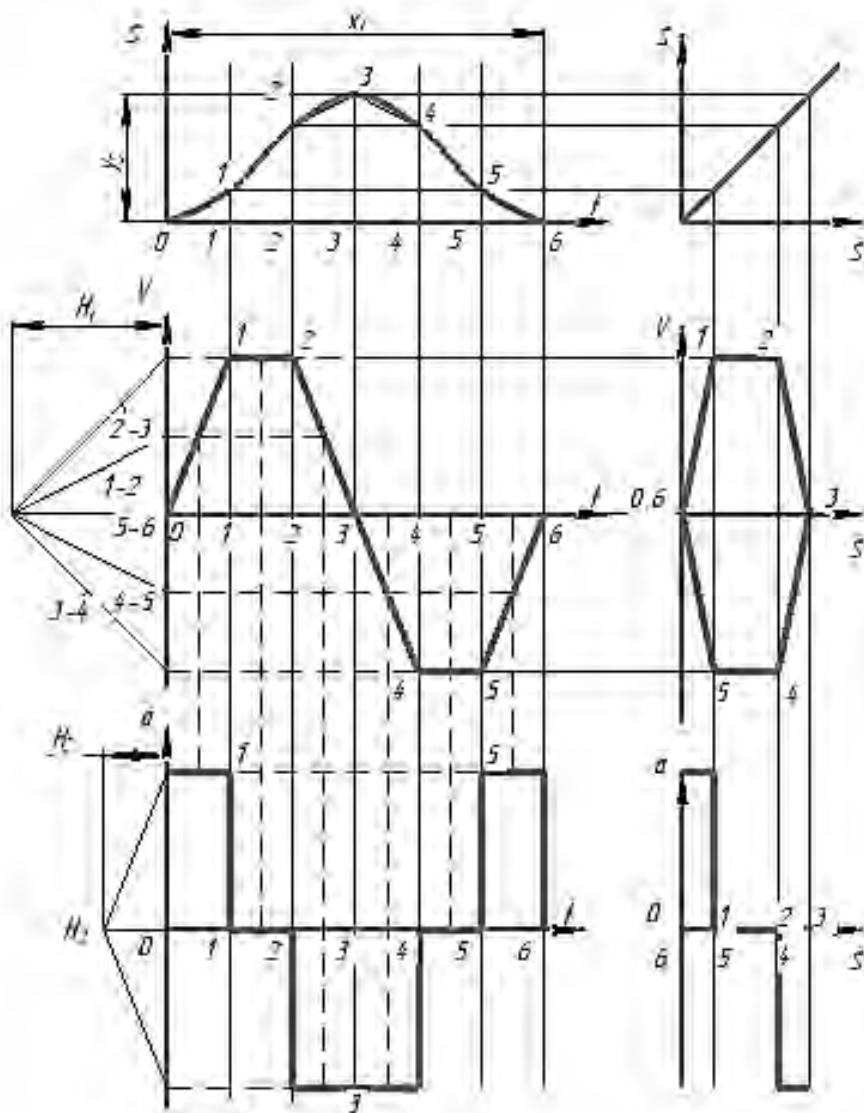


Рисунок 11 – Построение диаграмм графическим интегрированием и дифференцированием

Прямым дифференцированием графика $v-t$ или $\omega-t$ методом хорд получим график $a-t$ или $\varepsilon-t$. Проводим ординаты кривой $v-t$ или $\omega-t$, получим точки деления на графике 0, 1, 2 и т. д. Соединив эти точки прямыми, получим хорды 0-1, 1-2, 2-3 и т. д. Продолжив ординаты $v-t$ вниз, разобьем ось времени на такие же участки. Далее откладываем по оси абсцисс влево от начала координат отрезок H_2 произвольной длины. Через конец этого отрезка (точку P_2) проводим лучи параллельные хордам: луч 0-1 параллелен хорде 0-1, луч 1-2 параллелен хорде 1-2 и т. д. Отрезки на оси ординат, отсекаемые этими лучами, представляют собой средние ускорения участков. Ординату ускорения, отсекаемую лучом 0-1, переносим в середину участка 0-1, ординату ускорения, отсекаемую лучом 1-2 – в середину участка 1-2 и т. д. Соединив полученные точки плавной кривой, получим искомый график $a-t$ или $\varepsilon-t$.

6. Определение основных размеров и построение профиля кулачка механизма с плоским толкателем

Теоретические основы практического занятия

Для определения минимального радиуса кулачка с плоским толкателем необходимо построить график изменения приведенного ускорения толкателя в зависимости от его перемещения.

Приведенным ускорением \tilde{a}_i , мм, толкателя называется отношение линейного ускорения толкателя к квадрату угловой скорости кулачка:

$$\tilde{a}_i = \frac{a_i}{\omega_k^2},$$

где a_i – линейное ускорение толкателя, соответствующее его положению;

ω_k – угловая скорость кулачка.

При построении графика приведенного ускорения $\tilde{\alpha}$ -s значения перемещения толкателя и соответствующие им значения откладываются на графике в одном стандартном масштабе K'_s . По оси ординат графика откладываются в принятом масштабе перемещения, а по оси абсцисс в этом же масштабе – отрезки приведенных ускорений, соответствующие данным перемещениям. Соединив на графике концы приведенных ускорений плавной кривой, получим график $\tilde{\alpha}$ -s.

Рекомендуемые масштабные коэффициенты K'_s для построения графиков: 0,001 (1:1), 0,002 (1:2), 0,0025 (1:2,5), 0,0005 (2:1), 0,0004 (2,5:1), 0,00025 (4:1), 0,0002 (5:1).

Значения перемещения толкателя и соответствующие им значения

приведенных ускорений в принятом масштабе K'_s могут быть определены для каждого положения или аналитически, или графически.

Перемещение в масштабе K'_s для каждого положения будет следующим: для толкателя перемещение y'_{si} , мм, вычисляют по формуле

$$y'_{si} = \frac{y_{si} K_s}{K'_s},$$

где y_{si} – текущее значение ординат на графиках $s-t$ (рисунок 12), мм;

K_s – масштабные коэффициенты графиков $s-t$;

K'_s – принятый стандартный масштабный коэффициент графика $\tilde{\alpha}-s$.

Отрезки приведенных ускорений в принятом масштабе K'_s для каждого положения могут быть определены по формулам для толкателя:

$$X_{\tilde{a}i} = \frac{y_{ai} K_a}{\omega_k^2 K'_s},$$

где y_{ai} – текущие значения ординат на графике $a-s$ (см. рисунок 12), мм;

K_a – масштабный коэффициент графика $a-s$;

ω_k – угловая скорость кулачка;

K'_s – принятый стандартный коэффициент графика $\tilde{\alpha}-s$.

Пример выполнения задания

Выбираем масштабный коэффициент K'_s графика приведенного ускорения в функции перемещения $\tilde{\alpha}-s'$. По оси ординат искомого графика откладываем в масштабе K'_s величину перемещения толкателя $y'_s = 35$ мм и делим его на столько частей, на сколько разделена ось s графика $o-s$ на рисунке 12 графически или аналитически.

$$y' = \frac{y_{si} \cdot K_s}{K'_s}.$$

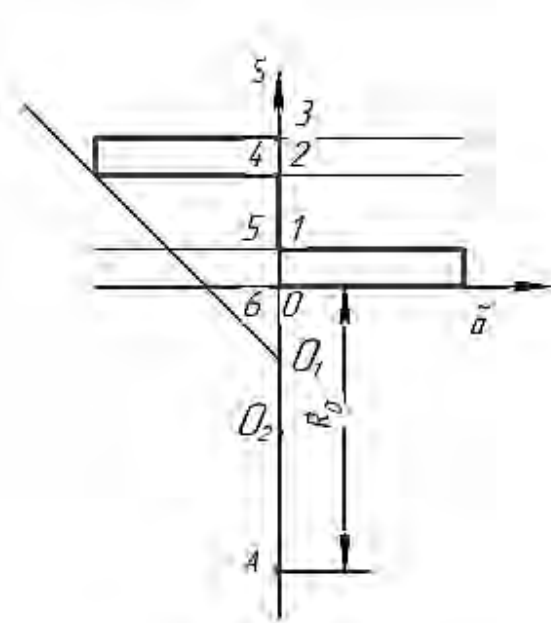
Определяем в масштабе K'_s отрезки приведенных ускорений в каждом положении толкателя или аналитически:

$$X_{\tilde{a}i} = \frac{y_{ai} \cdot K_a}{K'_s},$$

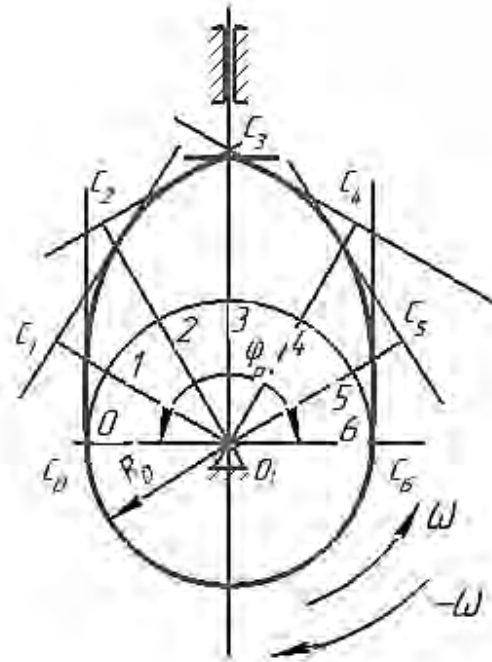
или графически:

$$* X_{\tilde{a}_{\max}} = \frac{y_{a_{\max}} \cdot K_a}{\omega_k^2 \cdot K'_s} = \frac{20 \cdot 0,37}{12,56 \cdot 0,001} = 47.$$

а)



б)



а – диаграмма приведенных ускорений; б – проектирование кулачкового механизма

Рисунок 12 – Синтез кулачкового механизма с плоским толкателем

Графическое определение приведенных ускорений в масштабе показано на рисунке 12, а, где изображен отдельно график $a-s$ из рисунка 12. Теперь от оси s' в каждом положении толкателя откладываем отрезки приведенных ускорений $X_{\tilde{a}_0}$, $X_{\tilde{a}_1}$, $X_{\tilde{a}_2}$ и т. д. и, соединив их концы кривой, получаем график $a-s'$ (см. рисунок 12, а). К отрицательной части графика под углом 45° проводим касательную до пересечения ее с осью $o-s'$ в точке O_1 . Увеличиваем отрезок OO_1 на 10 мм в масштабе K'_s , получаем точку O_2 .

Расстояние O_2O будет представлять в масштабе K'_s величину минимального радиуса кулачка, т. е. $R_0 = O_2O \cdot K'_s$. Конструктивный радиус кулачка принимаем равным AO , т. е. $R_0 = AO \cdot K'_s$, что допускается.

7. Синтез кулачковых механизмов (центрального, дезаксиального) с роликовым толкателем и роликовым колебателем

Пример выполнения задания

Выполним кинематический анализ и динамический синтез центрального кулачкового механизма с роликовым толкателем по следующим данным: закон движения толкателя задан графиком $a-t$ (см. рисунок 11), перемещение толкателя $h = 35$ мм, рабочий угол кулачка $\varphi_p = 180$, максимальный допустимый угол давления $\alpha = 30^\circ$, частота вращения кулачка $n_k = 120$ мин⁻¹.

Решение

1 Построение кинематических графиков. Построение всех графиков интегрированием и дифференцированием представлено на рисунке 11 (см. практические занятия № 18–19).

2 Определение масштабных коэффициентов графиков:

– масштабный коэффициент перемещения K_s , м/мм, вычисляем по формуле

$$K_s = \frac{h}{y_s} = \frac{0,035}{40} = 0,000875,$$

где h – заданное перемещение толкателя, $h = 0,035$;

y_s – максимальная ордината на графике $s-t$, $y_s = 40$ мм;

– масштабный коэффициент времени K_t , с/мм, определяем по формуле

$$K_t = \frac{\varphi_p}{6n_k X_t} = \frac{180}{6 \cdot 120 \cdot 86} = 0,0029,$$

где φ_p – заданный рабочий угол кулачка, $\varphi_p = 180^\circ$;

n_k – заданная частота вращения кулачка, $n_k = 120$ мин⁻¹;

X_t – длина отрезка на оси абсцисс графика $s-t$ (см. рисунок 11), изображающая время вращения кулачка на рабочий угол, $X_t = 86$ мм;

– масштабный коэффициент скорости K_v , с/мм, вычисляют по формуле

$$K_v = \frac{K_s}{H_1 K_t} = \frac{0,000875}{17 \cdot 0,0029} = 0,018,$$

где H_1 – полюсное расстояние на графике V (см. рисунок 11), $H_1 = 17$ мм;

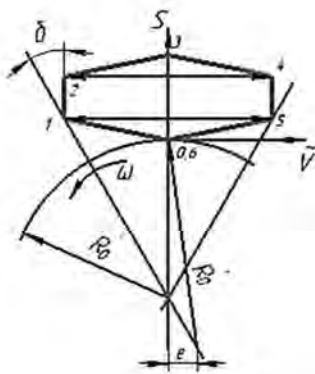
– масштабный коэффициент ускорения K_a , м/(с²·мм), находим по формуле

$$K_a = \frac{K_v}{H_2 \cdot K_t} = \frac{0,018}{17 \cdot 0,0029} = 0,37.$$

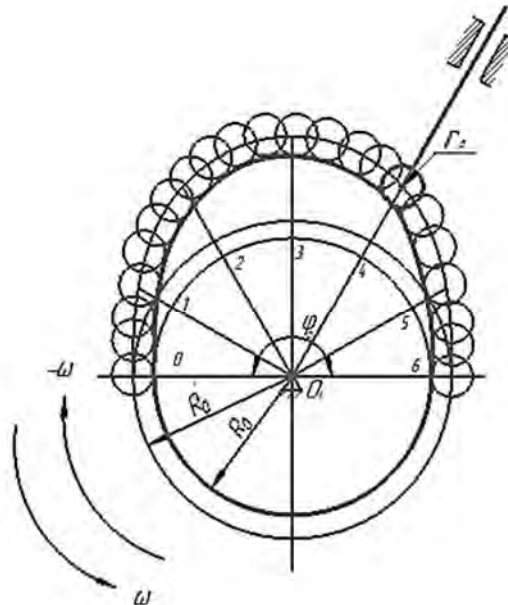
Принимаем стандартный масштабный коэффициент $K'_s = 0,001$ м/мм. По оси ординат графика $\tilde{v} - s'$ в масштабе K'_s откладываем величину перемещения толкателя y'_s , мм, следующим образом (рисунок 13, а):

$$y'_s = \frac{h}{K'_s} = 35.$$

а)



б)



а – диаграмма приведенных скоростей; б – проектирование профиля кулачка

Рисунок 13 – Синтез центрального кулачкового механизма с роликовым толкателем

Разделим величину перемещения толкателя y'_s на искомом графике $\tilde{v} - s'$ на столько равных частей, на сколько разделена ось абсцисс (ось S) графика $v-s$ (см. рисунок 11). Если ось S графика $v-s$ или $s-t$ окажется при построении разделенной на неравные части, то и ординату y'_s графика $\tilde{v} - s'$ следует разделить в пропорциональном отношении, т. е. найти отрезки в масштабе K'_s , изображающие перемещение толкателя в каждом положении или аналитически – точки 0, 1, 2, 3, 4 на графике $\tilde{v} - s'$ (см. рисунок 13, а).

$$y'_{si} = \frac{y_{si} K_s}{K'_s}.$$

Определяем угловую скорость кулачка

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 \text{ с}^{-1}.$$

Рассчитываем в каждом положении толкателя в масштабе K'_s отрезки приведенной скорости аналитически:

$$X_{\tilde{v}0} = \frac{y_{v0} K_v}{\omega_k K'_s}; \quad X_{\tilde{v}1} = \frac{y_{v1} K_v}{\omega_k K'_s}; \quad X_{\tilde{v}2} = \frac{y_{v2} K_v}{\omega_k K'_s},$$

где y_{v0} , y_{v1} , y_{v2} – ординаты скорости толкателя на графике $v-s$ или $v-t$ (см. рисунок 11), мм;

K_v – масштабный коэффициент графика $v-s$ или $v-t$.

Отрезки приведенной скорости толкателя можно определить также графически, для чего следует найти максимальное значение приведенной скорости:

$$X_{v_{\max}} = \frac{y_{v_{\max}} K_v}{\omega_k K'_s} = \frac{20 \cdot 0,018}{12,56 \cdot 0,001} = 29 \text{ мм},$$

где $y_{v_{\max}}$ – максимальная ордината скорости на графике $v-s$.

Для остальных положений отрезки приведенной скорости определяем графически, как показано на рисунке 11 (график $v-s$).

Через начало координат графика $v-s$ под произвольным углом к оси V графика проводим прямую AB и на этой прямой от начала координат, т. е. от точки O , откладываем отрезок максимальной приведенной скорости $Oa = X_{\tilde{v}}$. Затем на ось V графика $v-s$ переносим ординату максимальной скорости $y_{v_{\max}} = 0-2$ и ординаты скоростей в конце каждого участка $y_{v0} = 0$, $y_{v1} = 0-1$, $y_{v2} = y_{v_{\max}} = 0-2$, $y_{v3} = 0-3$, $y_{v8} = 0$.

Соединяем конец ординаты максимальной скорости $y_{v_{\max}}$ с концом ординаты на максимальной приведенной скорости $X_{v_{\max}}$ на линии AB , (см. рисунок 11), т. е. точку $2'$ соединяем с точкой a . Параллельно отрезку $a-2'$ проводим прямые через точки $1'$, $2'$, $3'$ и т. д., которые на прямой AB отсекут отрезки приведенных скоростей толкателя 0-0, 0-1, 0-2, 0-3, 0-4, 0-5, 0-6, в принятом масштабе K'_s в положениях 0, 1, ..., 6. Теперь отрезки 0-0, 0-1, ..., 0-6 из графика $v-s$ переносим на график $\tilde{v}-s'$ и откладываем от оси S' по обе стороны в точках 0, 1, ..., 6 соответственно. Концы этих отрезков (точки: 0, $1'$, ..., $6'$) (см. рисунок 13) соединяем и получаем график $\tilde{v}-s'$. Проводим под

заданным углом давления $\alpha = 30^\circ$ к обеим ветвям полученного графика $\tilde{v} - s'$ касательные и находим минимальный радиус центрального профиля кулачка R'_0 . Отрезок O_1O и будет представлять собой в масштабе K'_s минимальный радиус R'_0 . Определяем истинную величину минимального радиуса:

$$R'_0 = O_1O \cdot K'_s = 36 \cdot 0,001 = 0,036 \text{ м} = 36 \text{ мм.}$$

Теперь радиусом R'_0 в масштабе K'_s строим окружность минимальным радиусом центрального профиля кулачка (см. рисунок 13, б) и от точки O в обратном движении откладываем рабочий угол $\varphi_p = 180^\circ$, дугу которого делим на столько частей (в примере на шесть), на сколько разделена ось t графика $s-t$ (см. рисунок 11).

Из центра окружности O_1 (см. рисунок 13) через точки деления 1, 2, ..., 6 проводим радиус-векторы, на которых откладываем от окружности минимальным радиусом значения перемещения толкателя, найденные в масштабе K'_s . Соединив концы этих отрезков плавной кривой, получаем центровой профиль кулачка (см. рисунок 13).

Выбираем радиус ролика $r = (0,2 \dots 0,4) \cdot R'_0 = 0,35 \cdot 36 = 12,5 \text{ мм}$. Методом обкатки центрального профиля радиусом r строим действительный профиль кулачка и изображаем тип толкателя.

Пример выполнения задания

По исходным данным темы практического занятия № 21 произвести анализ и синтез дезаксиального кулачкового механизма с роликовым толкателем. Если величина дезаксиала $e = 10 \text{ мм}$.

1 Построение графиков описано в теме практического занятия № 18 и изображено на рисунке 11. Определение масштабных коэффициентов графиков дано в решении предыдущего примера. Рассмотрим особенности определения минимального радиуса и построения профиля кулачка. Построение графика $\tilde{v} - s'$ описано в решении примера (тема практического занятия № 21).

2 Определение минимального радиуса кулачка.

Рассчитываем в масштабе K'_s величину дезаксиала X_e , мм, следующим образом:

$$X_e = \frac{e}{K'_s} = 0,01 / 0,001 = 10 \text{ мм.}$$

От оси os' график $\tilde{v} - s'$ (см. рисунок 13, а) откладываем в масштабе K'_s величину дезаксиала $e = 10 \text{ мм}$ в сторону, противоположную выбранному направлению угловой скорости кулачка, и через конец отрезка e проводим вертикальную линию. Расстояние от точки пересечения вертикали с каса-

тельной к графику до начала координат графика O'_1O и будет минимальным радиусом кулачка в выбранном масштабе K'_s , т. е. $R'_0 = O'_1O \cdot K'_s$.

3 Построение профиля кулачка.

Из точки O'_1 (рисунок 14) в масштабе K'_s проводим две окружности: окружность минимальным радиусом R'_0 и окружность дезаксиала радиусом e .

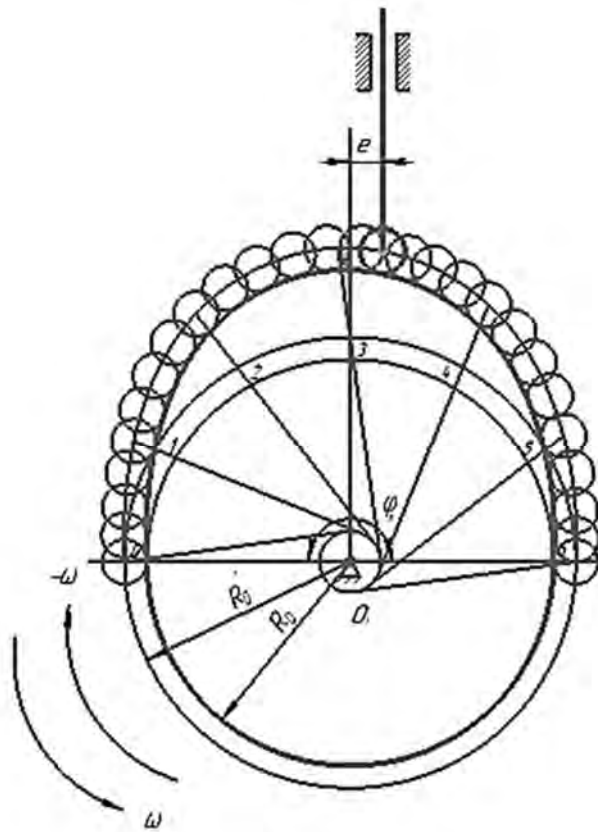


Рисунок 14 – Проектирование дезаксиального кулачкового механизма с роликовым толкателем

На дуге окружности минимальным радиусом от точки O в обратном движении откладываем рабочий угол φ_p и делим его на столько равных частей, на сколько разделена ось t графика $s-t$ (см. рисунок 11). Через точки деления 0, 1, ..., 6 проводим навстречу выбранному направлению угловой скорости кулачка касательные к окружности дезаксиала. На касательных в каждом положении от окружности минимальным радиусом откладываем в масштабе перемещения толкателя $y'_{s0}, y'_{s1}, y'_{s2}, y'_{s2}, y'_{s3}, y'_{s4}, y'_{s5}$ и т. д. Соединив концы этих отрезков плавной кривой, получаем центровый профиль кулачка. Выбираем радиус ролика $r = (0,2...0,4) \cdot R'_0$ и обкаткой во внутрь центрового профиля получаем действительный профиль кулачка. Изображаем тип толкателя (см. рисунок 14).

Пример выполнения задания

Произвести анализ и синтез кулачкового механизма с роликовым колебателем.

Исходные данные:

- закон движения толкателя задан графиком $\psi-t$ (см. рисунок 11);
- угол размаха колебателя $\beta = 20^\circ$;
- длина колебателя $L = 75$ мм;
- рабочий угол кулачка $\varphi_p = 240^\circ$;
- частота вращения кулачка $n_k = 125$ мин⁻¹;
- угол давления $\alpha = 40^\circ$.

Решение

Построение графиков приведено в теме практического занятия № 18.

Определение масштабных коэффициентов:

- масштабный коэффициент углового перемещения колебателя K_ψ , мм⁻¹, определим следующим образом:

$$K_\psi = \frac{\pi\psi}{180y_\psi} = \frac{3,14 \cdot 20}{180 \cdot 30} = 0,0117,$$

где y_ψ – ордината на графике $\psi-t$, $y_\psi = 30$ мм;

- масштабный коэффициент времени K_t , с/мм, рассчитываем как

$$K_t = \frac{\varphi_p}{6n_k X_t} = \frac{240}{6 \cdot 125 \cdot 60} = 0,0053,$$

где X_t – длина абсциссы, соответствующая времени поворота кулачка на рабочий угол, $X_t = 60$ мм;

- масштабный коэффициент угловой скорости колебателя K_ω , 1/(с·мм), вычисляем следующим образом:

$$K_\omega = \frac{K_\psi}{H_1 K_t} = \frac{0,0117}{15 \cdot 0,0053} = 0,147,$$

где H_1 – полюсное расстояние на графике $w-t$, $H_1 = 15$ мм;

- масштабный коэффициент углового ускорения колебателя K_ε , 1/(с²·мм), определяем как

$$K_\varepsilon = \frac{K_\omega}{H_2 K_t} = \frac{0,147}{20 \cdot 0,0053} = 1,387.$$

Построение графика $\tilde{v}-s$ и определение минимального радиуса.

Принимаем масштабный коэффициент построения $K_l = 0,001$ м/мм. Откладываем из точки A (рисунок 15, a) длину колебателя AB в масштабе K_l и строим угол размаха колебателя β . Рассчитываем линейное перемещение конца колебателя (длину дуги) \tilde{C}_{\max} , мм, в этом же масштабе:

$$\tilde{C}_{\max} = \frac{\pi\beta L_{AB}}{180K_l} = \frac{3,14 \cdot 20 \cdot 0,075}{180 \cdot 0,001} = 26,2.$$

Разбиваем ось t графика $\Psi-t$ на равные части и графическим построением на графике $\Psi-t$ (см. рисунок 11) определяем линейные перемещения конца колебателя, соответствующие положениям 0, 1, ..., 6. Перемещение конца колебателя 0-1, 1-2, 2-3 и т. д. переносим на дугу центрального угла β размаха колебателя, и через эти точки деления из центра A проводим лучи $A-0$, $A-1$, и т. д. (см. рисунок 15, a).

Определяем приведенные скорости конца колебателя, соответствующие перемещениям колебателя в положениях 0, 1, ..., 6 аналитически:

$$X_{vi} = \frac{y_{\omega i} K_{\omega} L}{\omega K_l},$$

или графически, как показано на графике $w-\Psi$ (рисунок 15, a), для этого находим в масштабе K_l максимальную приведенную скорость конца колебателя:

$$X_{\tilde{v}\max} = \frac{y_{\omega\max} K_{\omega} L}{\omega_k K_l} = \frac{25 \cdot 0,147 \cdot 0,075}{13,1 \cdot 0,001} = 21,$$

где ω_k – угловая скорость кулачка,

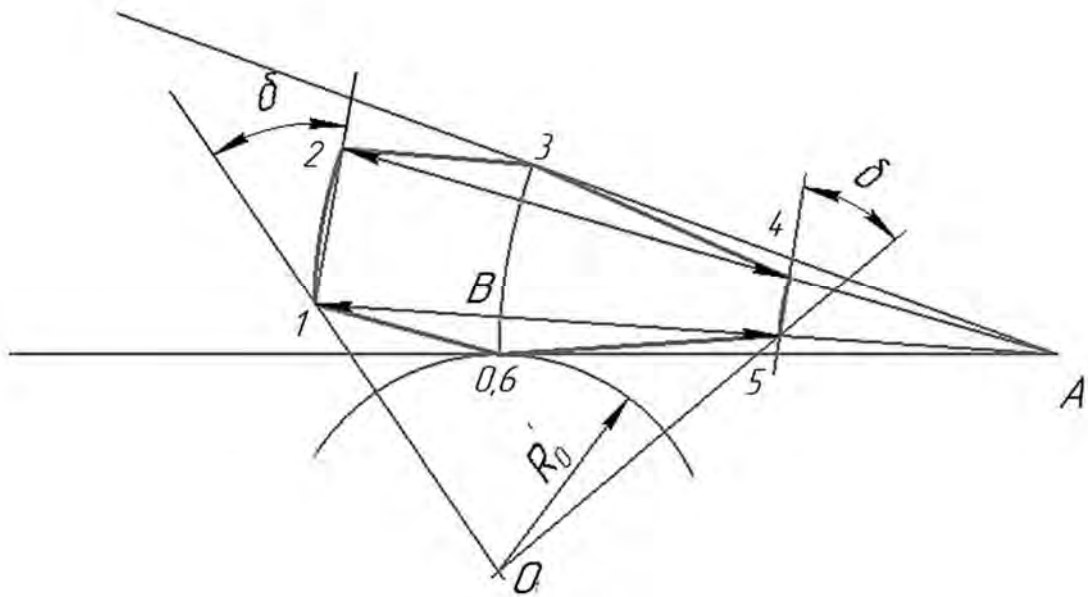
$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 125}{30} = 13,1.$$

На лучах $A-1$, $A-2$ и т. д. графика $\tilde{v}-s'$ (см. рисунок 15, a) откладываем от дуги приведенные скорости $X_{\tilde{v}0}$, $X_{\tilde{v}1}$, $X_{\tilde{v}2}$ и т. д., и соединив концы их плавной кривой, получаем график $\tilde{v}-s'$.

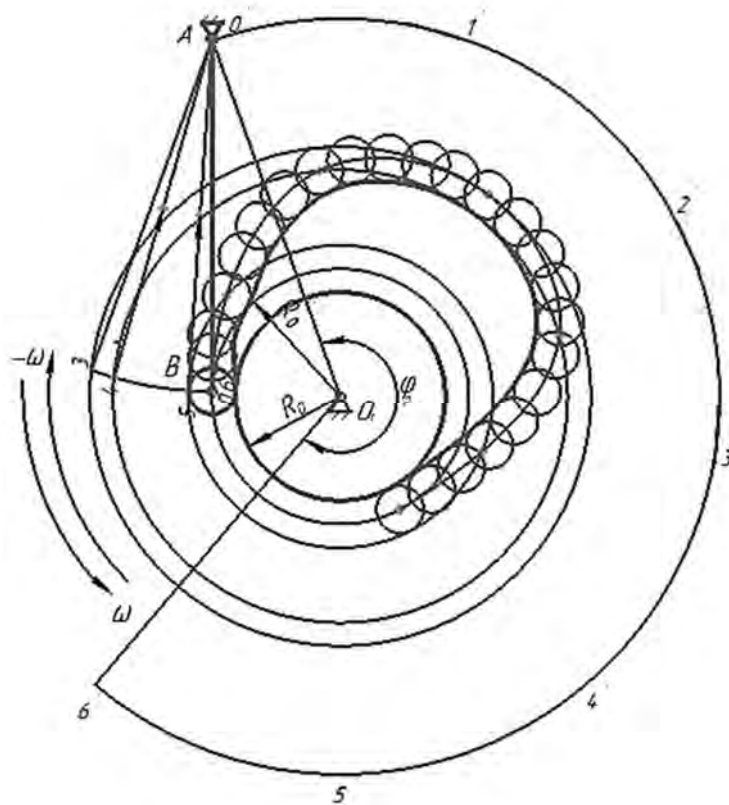
На концах приведенных скоростей во всех положениях колебателя строим угол давления $\alpha = 40^\circ$ (см. рисунок 15, a) и определяем в масштабе K_l минимальный радиус R'_0 кулачка $R'_0 = O_1O \cdot K_l = O_1O \cdot K_l$.

При построении графика $\tilde{v}-s'$ на участке, где вращение колебателя совпадает с вращением кулачка, положительные значения приведенных скоростей откладываем по колебателю к центру его вращения, а при разных направлениях угловых скоростей кулачка и колебателя – на продолжении колебателя.

а)



б)



а – диаграмма приведенных скоростей; б – проектирование кулачкового механизма

Рисунок 15 – Синтез кулачкового механизма с роликовым колебателем

Построение профиля кулачка.

В масштабе K_e из центра O_1 строим две окружности: минимальным радиусом R'_0 и радиусом O_1A (расстояние между осями вращения кулачка и колебателя определяется из графика). От точки A на окружности радиусом O_1A

в сторону, противоположную угловой скорости кулачка, откладываем рабочий угол кулачка φ_p и делим его на несколько равных частей A_0, A_1, A_2 и т. д., как разделен график $\Psi-t$. Из точки A (см. рисунок 15, б) радиусом, равным длине колебателя в масштабе K_l , от окружности минимальным радиусом строим дугу \tilde{C}_{\max} угла размаха колебателя, перенося разметку положений конца колебателя 0, 1, 2, 3 и т. д. (см. рисунок 15, а).

Из центра O_1 через точки 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 на дуге колебателя радиусами 0-1, 0-2 проводим концентрические окружности, а из точек A_0, A_1, A_2 и т. д. на этих окружностях длиной колебателя в масштабе делаем засечки и получаем точки 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6. Соединив точки плавной кривой, получаем центральной профиль кулачка. Выбрав радиус ролика и сделав обкатку вовнутрь, получаем действительный профиль кулачка.

Примечание – При построении профилей кулачков масштабный коэффициент построения можно принимать любой другой, отличный от K_s' , но стандартный, однако в этом случае при построении необходимо будет также определить и перемещение толкателя (колебателя) в новом принятом масштабе построения.

8. Законы движения. Удары при работе

Теоретические основы практического занятия

В ряде технологических машин, таких как текстильные, полиграфические и другие, закон движения полностью определен той операцией, для выполнения которой механизм предназначен. В таком случае выбор закона движения отпадает. Однако во многих случаях, например, в машинах-автоматах, автомобильных двигателях, технологическим процессом задаются только фазовые углы и величины перемещений. Внутри каждой фазы подъема и опускания закон движения может быть произвольным, тогда закон движения выбирается таким, чтобы механизм был оптимальным в динамическом отношении.

Простейшим законом является закон постоянной скорости (рисунок 16). Скорость в точке I теоретически мгновенно изменяет направление, следовательно, ускорение стремится к бесконечности. Практически из-за упругости звеньев изменение направления происходит за некоторый малый промежуток времени, поэтому ускорение не бесконечно, но велико, а следовательно, и очень велика сила инерции. Это явление носит название жесткого удара. Такой закон движения может быть применен только для малоответственных тихоходных механизмов.

Жесткого удара можно избежать, если принять закон постоянного ускорения. Однако здесь мгновенно изменяется направление ускорения и, следовательно, направление силы инерции. Это тоже проявляется в виде удара – «мягкого удара», который приводит к колебаниям и дополнительным динамическим нагрузкам. При применении закона косинусоидального ускорения в

точке 1 сила инерции равна нулю, но мягкий удар в точке 2 все же происходит, если далее следует выстой толкателя.

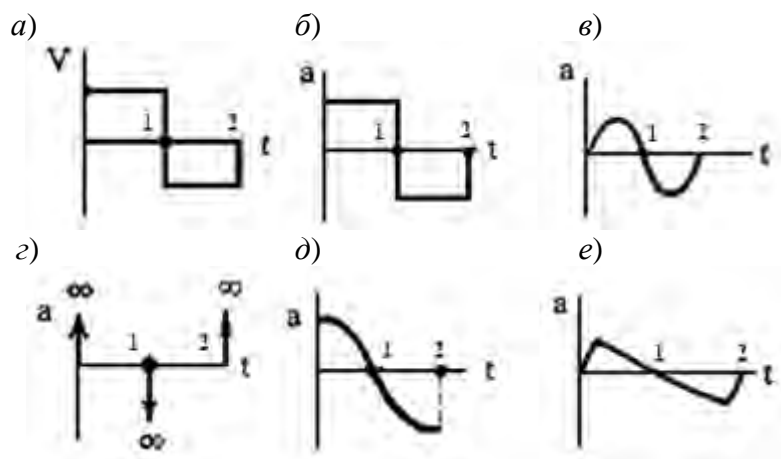


Рисунок 16 – Законы движения толкателя

Безударными будут синусоидальный и полиномиальный законы. Однако применение двух последних законов предъявляет очень высокие требования к точности изготовления кулачков.

Раньше обычно применялись кулачки, очерченные дугами сопряженных окружностей. Несмотря на то, что профиль таких кулачков был абсолютно гладким, в точках сопряжения происходили мягкие удары, т. к. имело место мгновенное изменение радиусов кривизны.

Пример выполнения задания

Чтобы определить величину удара, необходимо построить диаграммы движения толкателя (см. рисунок 16).

9. Определение углов давления и жесткости пружин

Теоретические основы практического занятия

В соответствии с направлением толкателя – от центра вращения кулачка или к центру – различают четыре фазы цикла работы кулачкового механизма, такие как фазы подъема, верхнего выстоя, опускания, нижнего выстоя.

Движение толкателя 2 на фазе его подъема происходит под действием силы $\overline{F_{21}}$, действующей со стороны 1 (рисунок 17). При этом толкатель, преодолевая силу сопротивления $\overline{F_{2C}}$ и силу трения $\overline{F_{2T}}$ в направляющих стойки (на рисунке 18, а $\overline{F_{2T}}$ условно показана на оси толкателя), перемещается со скоростью $\overline{V_B}$. Сила $\overline{F_{21}}$ в механизме с роликовым толкателем направлена почти

по нормали nn к центральному профилю кулачка, т. к. трение качения в паре кулачок – ролик незначительно.

Угол α между вектором силы, действующей со стороны ведущего звена на ведомое, и вектором скорости точки ведомого звена, в которой приложена сила, называется *углом давления*.

Несовпадение направления движущей силы $\overline{F_{21}}$ и направления движения толкателя на фазе его удаления вызывает перекося толкателя в направляющих стойки. Чем больше угол давления, тем сильнее прижат толкатель к направляющим, тем больше трение в них и их износ. При этом увеличение силы трения $\overline{F_{2T}}$ вызывает необходимость увеличить движущую силу $\overline{F_{21}}$, в результате чего возрастают изгибные и контактные напряжения в звеньях механизма. При большем значении угла давления сила трения $\overline{F_{2T}}$ настолько увеличивается, что толкатель заклинивается в направляющих и остается неподвижным, сколько бы большой ни была бы движущая сила $\overline{F_{21}}$ – механизм становится *неработоспособным*. Угол давления, при котором происходит заклинивание, называется *углом заклинивания*.

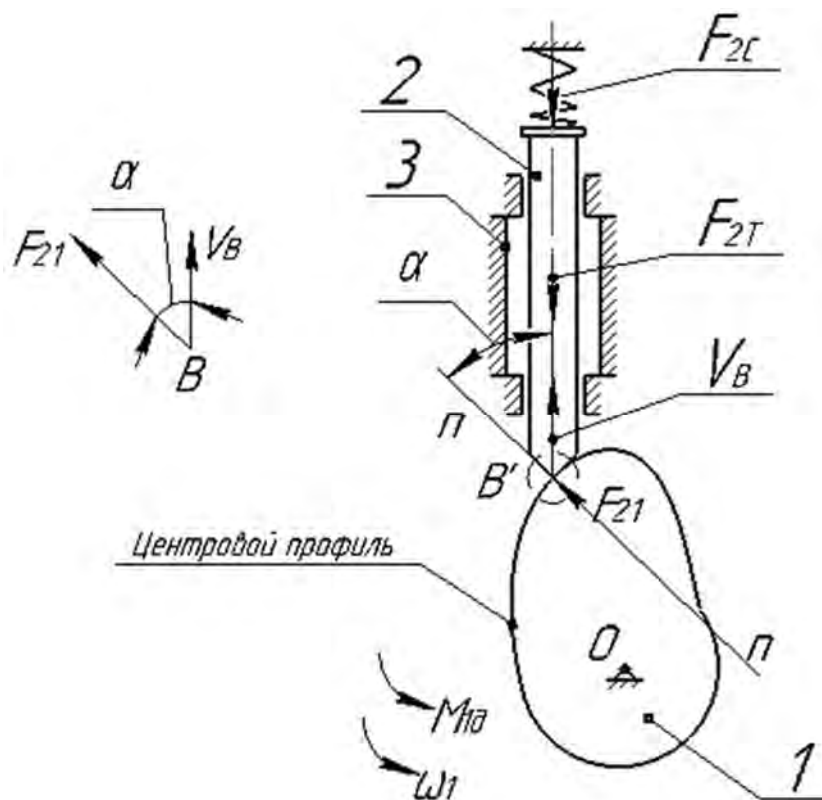


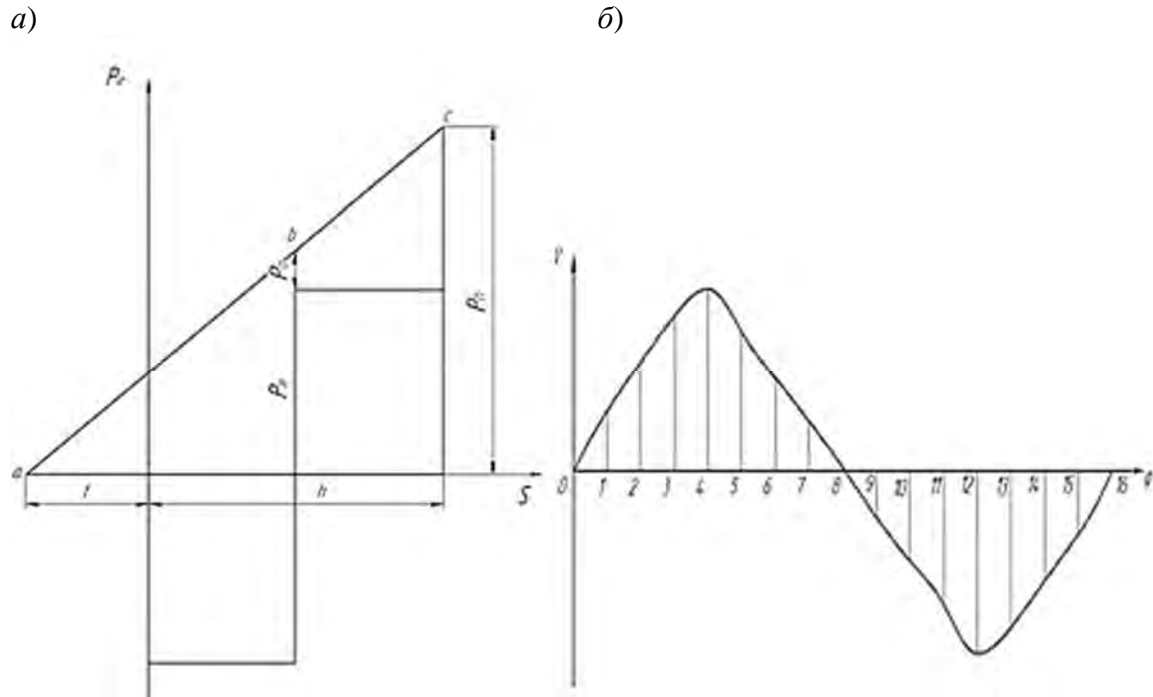
Рисунок 17 – Схема действия сил в кулачковом механизме

В механизмах с колебателем увеличение угла давления на фазе удаления также нежелательно, а при больших углах α механизм становится неработоспособным.

На фазе опускания, когда кулачок не является ведущим звеном и толкатель перемещается от пружины (в механизмах с силовым замыканием), заклинивания не происходит.

Пример выполнения задания

По диаграмме приведенных скоростей (см. рисунок 13, *a*) находим значения углов давления для каждого положения колебателя (толкателя) и строим по ним диаграмму $\alpha = f(\varphi)$ (рисунок 18, *б*) изменения угла давления на кулачок со стороны толкателя за полный оборот кулачка. Затем строим диаграмму $P = f(s)$ и подбираем по жесткости пружину.



a – определение жесткости замыкающей пружины; *б* – график изменения угла давления

Рисунок 18 – Выбор пружины

10. Вопросы для контроля и оценки результатов выполненной самостоятельной работы

Вопросы по структурному анализу

1. Что называется звеном, стойкой, кинематической парой, кинематической цепью, входным (ведущем) и выходным (ведомым) звеньями?
2. Признаки и классификация кинематических пар?
3. Что называется механизмом, машиной?
4. Что называется степенью подвижности механизма? Как она определяется для плоского и пространственного механизмов?
5. Написать структурную формулу кинематической цепи общего вида (формулу Сомова-Малышева) и формулу общего вида для плоских механизмов (формула Чебышева).
6. Что называется пассивными связями и лишними степенями свободы?
Привести примеры.
7. Как производится замена высшей пары звеном с низшими парами?
Привести примеры.
8. Что называется структурной группой? Привести примеры простейших структурных групп.
9. Значение структурных групп для кинематического и силового расчетов механизма?

Вопросы по кинематическому анализу

1. Какие основные задачи решаются при кинематическом анализе механизма?
2. Какие применяются методы кинематического анализа механизма?
3. Как построить механизм в крайних положениях ведомого звена?
4. Как определить начало рабочего хода механизма?
5. Как построить траекторию движения заданной точки механизма?
6. Как построить кинематические диаграммы пути, перемещения, скорости и ускорения заданного звена механизма?
7. Как определяются масштабы графиков при графическом дифференцировании и интегрировании?
8. В чем заключается исследование механизма методом планов скоростей и ускорений? Как построить план скоростей (ускорений) в масштабе кривошипа?
9. Как по скоростям (ускорениям) двух точек звена определить скорость (ускорение) любой третьей точки того же звена?
10. Как, пользуясь планами скоростей и ускорений, определить величину и направление угловой скорости и углового ускорения звена?
11. Как направлено нормальное, касательное ускорение точки при вращательном движении звена?
12. Как определить величину и направление кориолисова ускорения?
13. Как определяется абсолютная, относительная и переносная скорости или ускорения?

Вопросы по силовому расчету

1. Какие силы действуют на звенья механизма?
2. Какие задачи решаются в силовом расчете механизма?
3. Как определить силу инерции и момент сил инерции звена?
4. С какой целью силу инерции и момент сил инерции приводят к одной силе?
5. Почему силовой расчет ведется по структурным группам? Порядок силового расчета?
6. С какой целью определяют реакции в кинематических парах?
7. В чем особенность силового расчета ведущего звена?
8. Что называется уравновешивающей силой и уравновешивающим моментом? Их физический смысл? Когда при расчете ведущего звена прикладывают

уравновешивающую силу и когда уравновешивающий момент?

9. Как определить подводимую мощность по уравновешивающей силе или по уравновешивающему моменту?

10. Как определить реакцию во внутренней кинематической паре?

Вопросы по проектированию кулачкового механизма

1. Что называется кулачком?

2. Преимущества и недостатки кулачковых механизмов?

3. Как подразделяются кулачковые механизмы? Привести классификацию кулачковых механизмов.

4. Методы кинематического исследования кулачковых механизмов.

5. Что называется жестким и мягким ударом, каковы причины их возникновения?

6. Суть явления заклинивания в кулачковых механизмах с толкателем и коромыслом. Как проводится динамический синтез кулачкового механизма? Что называется углом передачи и углом давления?

7. Как определяется минимальный радиус кулачка в механизмах с толкателем, с коромыслом и с плоским толкателем?

8. Какова сущность метода обращенного движения и как он используется при профилировании кулачковой шайбы?

9. Как построить теоретический профиль кулачка в механизмах с толкателем, коромыслом и с плоским толкателем?

10. Как и из каких условий выбирается радиус ролика кулачкового механизма? Как построить практический профиль кулачка?

11. Фазовые и профильные углы, в чем их различие? Когда они совпадают? Как определить фазовые и профильные углы кулачка?

Составитель



подпись

доцент Николотов М.Б.

должность ФИО