

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Казанский государственный аграрный университет»

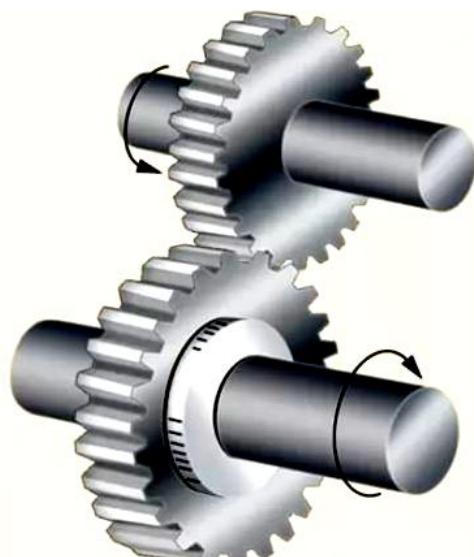
Институт механизации и технического сервиса

Кафедра общеинженерных дисциплин

## ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

МЕТОДИЧЕСКИЕ  
УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов очной и заочной формы обучения  
по направлениям подготовки:  
35.03.06 - «Агроинженерия»,  
23.03.03 - «Эксплуатация транспортно -  
технологических машин и комплексов»,  
20.03.01 «Техносферная безопасность»,  
44.03.04 - «Профессиональное обучение»,  
23.05.01 – «Наземные транспортно-технологические средства»



Казань, 2020

УДК 808.2

ББК 141.2-7

Составители: Яхин С.М., Пикмуллин Г.В., Мудров А.П., Гургенидзе З.Д.

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт машин» ФГБОУ ВО Казанский ГАУ Шайхутдинов Р.Р.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение и инженерная графика» КНИТУ-КАИ Рошин В.В.

Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин обсуждены и рекомендованы к печати на заседании кафедры общеинженерных дисциплин Казанского ГАУ (25.02.2020 года, протокол №9) и заседании методической комиссии Института механизации и технического сервиса Казанского ГАУ протокол № 5 от 27.02.2020 г.

Яхин С.М. Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин /С.М. Яхин, Г.В. Пикмуллин, А.П. Мудров, З.Д. Гургенидзе// - Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2020. - 20с.

Методические указания и контрольные задания по теории механизмов и машин предназначены для студентов по направлениям подготовки: 35.03.06 «Агроинженерия», 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 20.03.01 «Техносферная безопасность», 44.03.04 - «Профессиональное обучение» и 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

УДК 621.01

ББК 018

©Казанский государственный аграрный университет, 2020 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Основной целью изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» является приобретение теоретических знаний общих свойств большого разнообразия механизмов, входящих в состав машин, применяемых в сельскохозяйственном и другом производстве.

Самостоятельное решение задач, поставленных в контрольной работе по теории механизмов и машин, закрепляет теоретические знания и способствует лучшему усвоению дисциплины и использованию теории на практике.

Настоящая методическая разработка содержит задачи для выполнения контрольной работы и соответствует программе по дисциплине «Теория механизмов и машин» для инженерно-технических специальностей высших учебных заведений.

## СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЁМ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа включает в себя задачи:

1. Структурный анализ плоского рычажного механизма;
2. Кинематический анализ плоского рычажного механизма.

При определении некоторых параметров исходных данных для решения задач следует учитывать величину коэффициента  $N$ , размерность которого совпадает с размерностью определяемого параметра исходных данных. Величина коэффициента  $N$  зависит от года поступления студента в институт и выбирается из таблицы 1.

Таблица 1 - Значения коэффициента  $N$

Год поступления	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Значение $N$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	10

Выбор номера варианта задач контрольной работы производится по двум последним цифрам условного шифра, т. е. номера зачётной книжки студента.

## ЗАДАЧА 1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### 1.1 Исходные данные

В качестве исходных данных предлагаются структурные схемы плоских рычажных механизмов, изображённые на рисунке 1.1. Выбор номера варианта схемы механизма следует производить по *последней цифре* номера зачётной книжки студента.

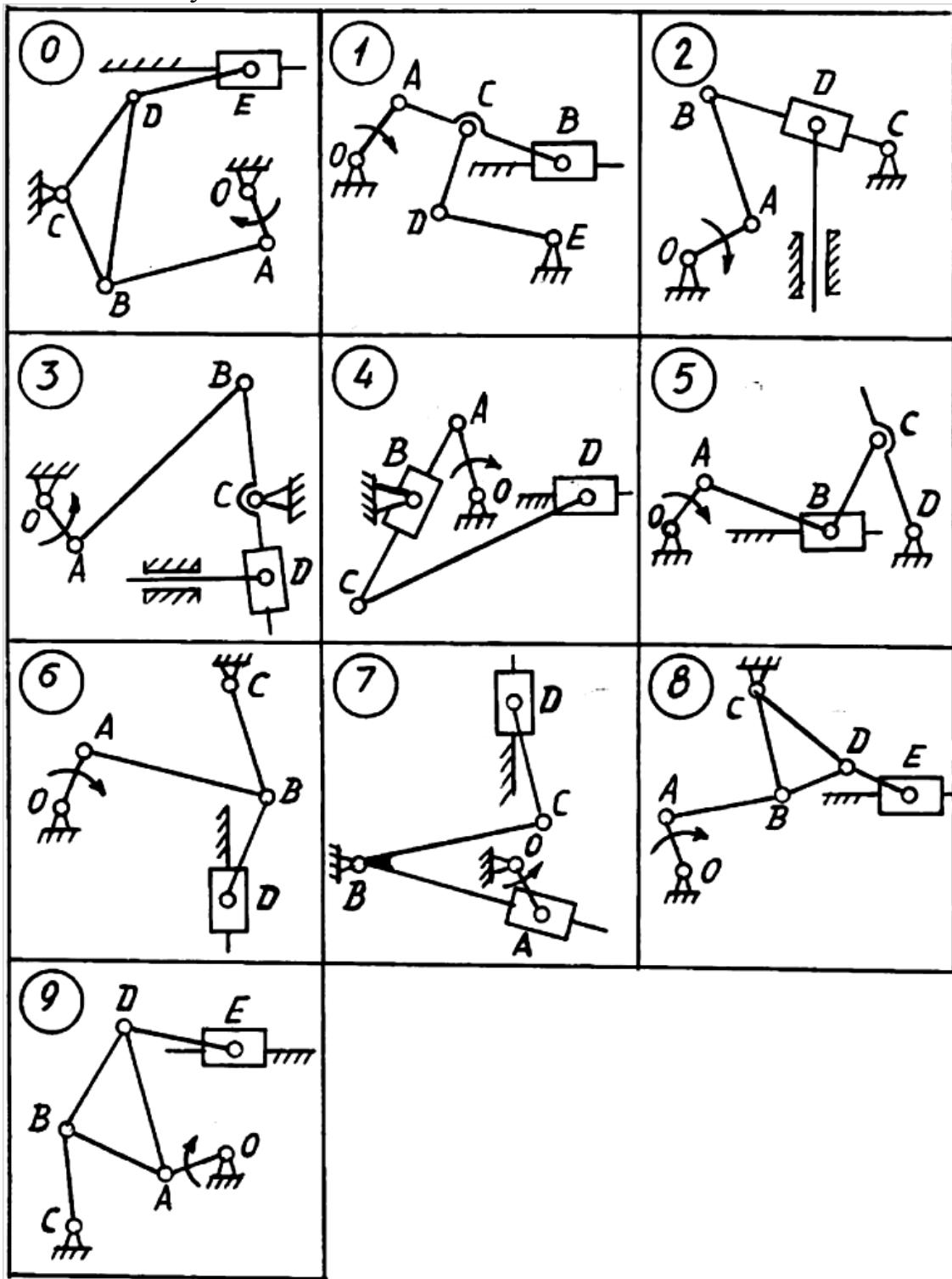


Рисунок 1.1 - Варианты структурных схем плоских рычажных механизмов к задаче 1

## **1.2 Необходимо выполнить следующее:**

1. Ознакомиться с заданной схемой механизма, выявить стойку, входное, выходное и промежуточные звенья. Изобразить структурную схему механизма без соблюдения масштаба, пронумеровать все звенья (стойку обозначить цифрой 0), обозначить все кинематические пары прописными буквами ( $O, A, B, C\dots$ );
2. Установить виды движения звеньев относительно стойки (абсолютные) и виды движения относительно друг друга. Составить таблицу кинематических пар, в которой указать номера звеньев, образующих каждую пару, название каждой пары и число её степеней свободы;
3. Найти число степеней свободы механизма по формуле П.Л. Чебышева;
4. Выделить начальное звено 1 и стойку 0, изобразив их отдельно;
5. Оставшуюся кинематическую цепь разложить на структурные группы (группы Ассура), изобразив их отдельно. Указать класс и вид каждой структурной группы.

## **1.3 Методические указания к выполнению задачи 1**

Рассмотрим основные термины.

**Звено механизма** твердое тело, входящее в состав механизма. Звено может содержать одну или несколько деталей, соединенных жестко между собой.

**Стойка** - неподвижное звено механизма.

**Входное звено** - звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

**Выходное звено** - звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

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

**Элемент кинематической пары** - совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно соприкасается с другим звеном.

В высших кинематических парах элементом соприкосновения является **линия или точка**.

**В низших кинематических парах** элементом соприкосновения является поверхность.

**Числом степеней свободы** механической системы называется число независимых параметров, определяющих положение системы.

По числу степеней свободы в относительном движении звеньев кинематические пары делятся на одно-, двух-, трех-, четырех и пятиподвижные, которые налагают на относительное движение звеньев

соответственно пять, четыре, три, две и одну связь. Изображения и характеристики некоторых кинематических пар приведены в таблице 1.1.

В плоских механизмах траектории движения точек всех звеньев находятся в параллельных плоскостях. В противном случае механизм является *пространственным*.

Таблица 1.1 - Виды кинематических пар

Название	Конструктивное изображение	Условное изображение	Число степеней свободы	Число связей
Поступательная			1	5
Вращательная			1	5
Цилиндрическая			2	4
Сферическая с пальцем			2	4
Плоскостная			3	3
Сферическая			3	3
Цилиндр – плоскость			4	2
Шар – плоскость			5	1

Число степеней свободы пространственного механизма без избыточных связей определяют по формуле А.П. Малышева:

$$W = 6 \cdot n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (1.1)$$

где  $n$  - число подвижных звеньев;

$p_1$  - число одноподвижных кинематических пар;

$p_2$  - число двухподвижных кинематических пар;

$p_3$  - число трёхподвижных кинематических пар;

$p_4$  - число четырёхподвижных кинематических пар;

$p_5$  - число пятиподвижных кинематических пар.

Число степеней свободы плоского механизма определяют по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2. \quad (1.2)$$

**Рычажные механизмы** содержат только низшие кинематические пары.

В состав рычажных механизмов могут входить следующие звенья.

**Кривошип** - звено, которое может совершать полный оборот вокруг стойки.

**Коромысло** - звено, образующее вращательную пару со стойкой и не способное проворачиваться на полный оборот.

**Шатун** - звено, не входящее в кинематическую пару со стойкой.

**Ползун** - звено, образующее поступательную пару со стойкой.

При изображении механизма на чертеже применяют **структурную схему** с использованием условных изображений звеньев без соблюдения их размеров и **кинематическую схему** с соблюдением размеров звеньев, необходимых для кинематического исследования. На рисунке 1.2 приведён пример структурной схемы механизма качающегося конвейера с указанием названий звеньев.

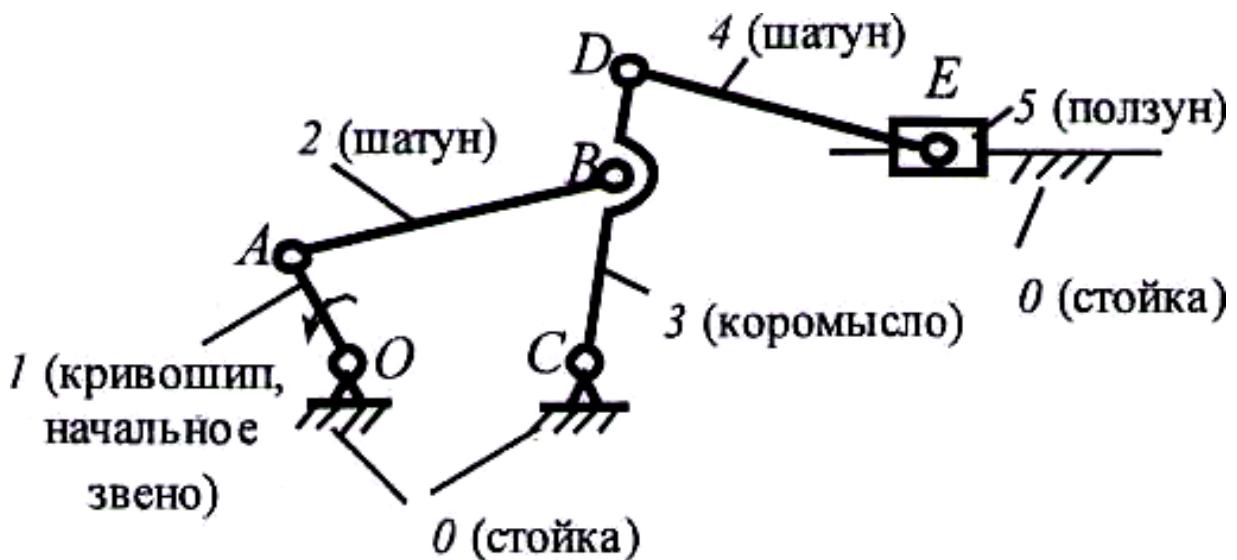


Рисунок 1.2 - Механизм качающегося конвейера

**Обобщенными координатами** механизма называют независимые между собой координаты (угловые или линейные), определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки.

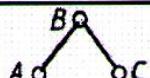
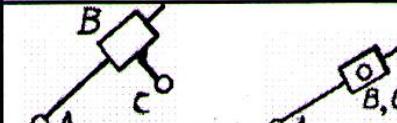
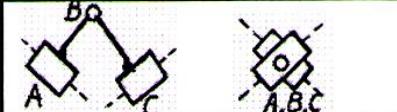
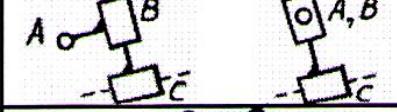
**Начальным звеном** механизма называется звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат.

**Структурной группой** (группой Ассура) называется элементарная кинематическая цепь, число степеней, свободы которой относительно элементов её внешних кинематических пар равно нулю.

Образование сложных плоских рычажных механизмов осуществляется путем присоединения к начальному звену и стойке одной или нескольких структурных групп (принцип Ассура).

Структурные группы делятся между собой на **классы**. В таблице 1.2 показаны пять видов структурной группы второго класса и некоторые виды структурных групп третьего и четвертого классов.

Таблица 1.2 - Классификация структурных групп

Класс	Вид	Схема	Число звеньев	Число пар
2	1		2	3
	2		2	3
	3		2	3
	4		2	3
	5		2	3
3	111		4	6
	112		4	6
4	B2-2B		4	6
	B2-2П		4	6

**Класс механизма** определяется наивысшим классом структурной группы, входящей в его состав.

## 1.4 Пример выполнения задачи 1

Пример выполнения задачи 1 приведён на рисунке 1.3.

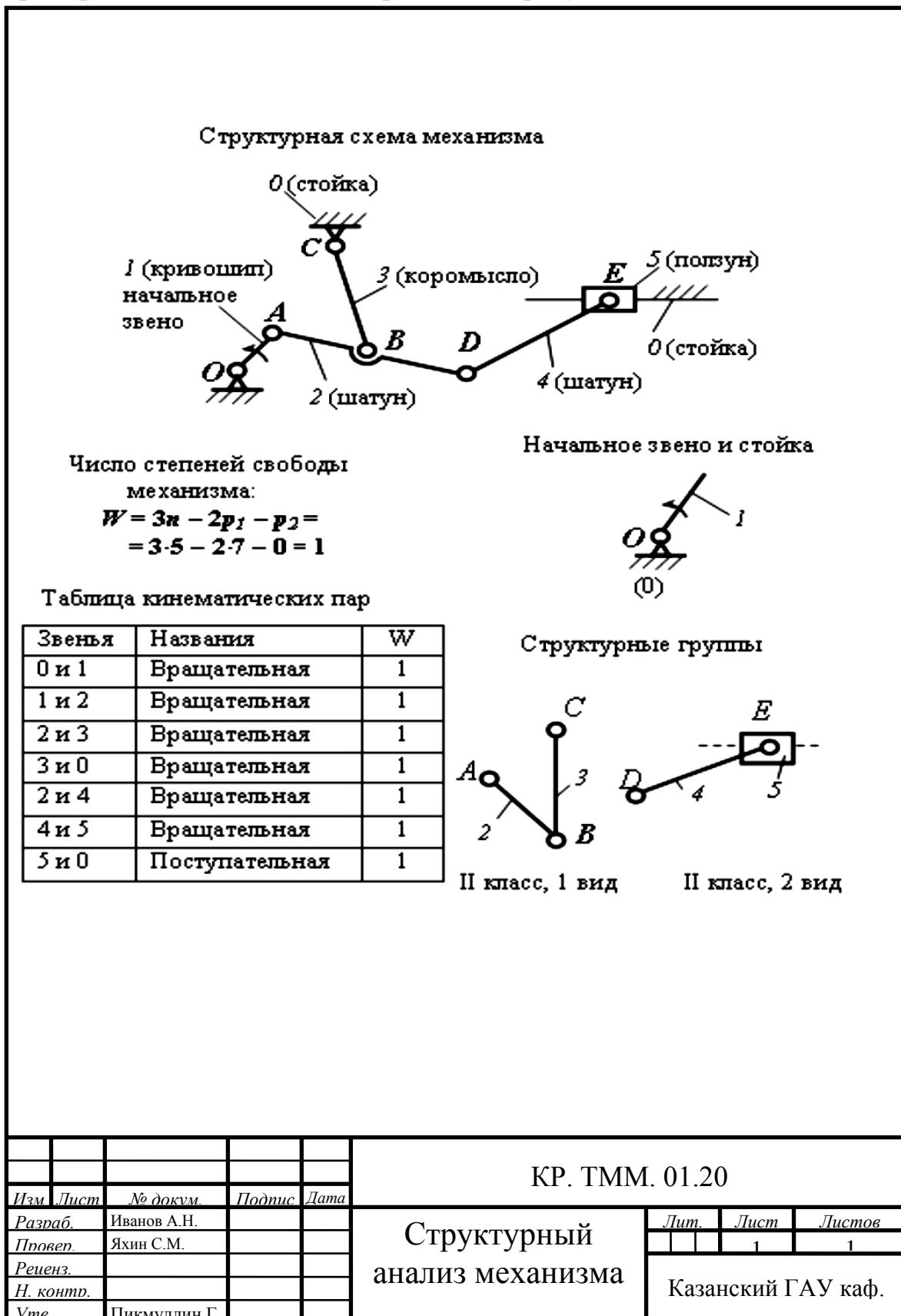


Рисунок 1.3 - Пример выполнения задачи 1

## ЗАДАЧА 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### 2.1 Исходные данные:

1. Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания представлена на рисунке 2.1. Звенья механизма обозначены следующим образом: 1 – кривошип  $OA$ ; 2 – шатун  $AB$ ; 3 – ползун. Крайние положения ползуна обозначены  $B_0$  и  $B_6$ ;

2. Параметры кинематической схемы механизма приведены в таблице 2.1;

3. Угловая координата  $\varphi_1$ , определяющая положение начального звена  $OA$  в расчётном положении механизма, выбирается из таблицы 2.2 в зависимости от предпоследней цифры шифра. Направление угловой скорости  $\omega$  начального звена 1 совпадает с указанным направлением роста угла  $\varphi_1$ .

### 2.2 Необходимо выполнить следующее:

1. Произвести структурный анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания, т.е. определить число подвижных звеньев, число кинематических пар, число степеней свободы механизма. Разбить механизм на начальное звено 1 со стойкой и структурную группу, образованную звеньями 2 и 3;

2. Определить размеры  $l_{OA}$  и  $l_{AB}$  звеньев механизма;

3. Построить три плана положения механизма, два из которых соответствуют нижнему и верхнему крайним положениям ползуна 3, и одно расчётное положение для заданного угла  $\varphi_1$ ;

4. Определить величину средней угловой скорости  $\omega$  кривошипа  $OA$ ;

5. Используя стандартные масштабы, построить для заданного угла  $\varphi_1$  план скоростей и план ускорений механизма. Определить для расчётного положения механизма величины перемещения  $S_B$ , скорости  $V_B$  и ускорения  $a_B$  ползуна 3;

6. Используя аналитический метод, определить для 12-ти положений механизма перемещение  $S_B$ , скорость  $V_B$  и ускорение  $a_B$  точки  $B$  ползуна 3. Интервал изменения угла  $\varphi_1$  при этом принять равным  $30^\circ$ . Включить определение параметров  $S_B$ ,  $V_B$ , и  $a_B$  для расчётного положения механизма. Построить графики перемещения  $S_B(\varphi_1)$ , скорости  $V_B(\varphi_1)$  и ускорения  $a_B(\varphi_1)$  ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi_1$ ;

7. Сравнить между собой результаты определения перемещения  $S_B$ , скорости  $v_B$  и ускорения  $a_B$  точки  $B$  ползуна 3, найденные для расчётного положения механизма аналитическим и графическим методами.

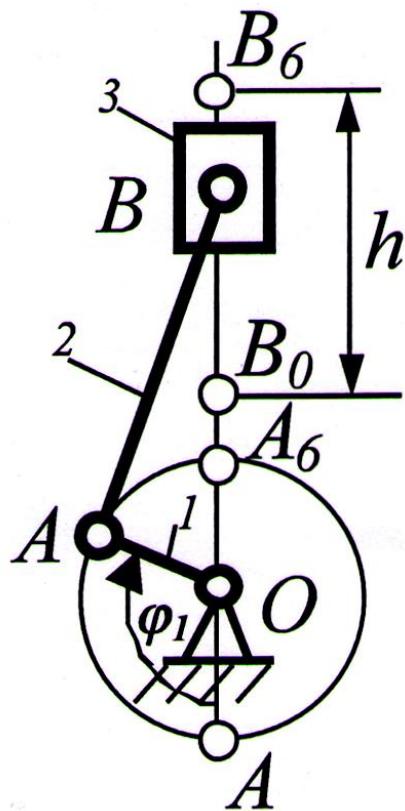


Рисунок 2.1 - Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания

Таблица 2.1 - Варианты параметров механизма

Параметры механизма	Варианты задания (последняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_0$ , м	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
$h$ , м	$h = h_0 + 0,001N$									
$V_{cp}$ , м/с	9,50	9,00	8,50	8,00	7,50	7,00	6,50	6,00	5,50	5,00
$\lambda$	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,23	0,24	0,25	0,26

В таблице 2.1 приняты следующие обозначения параметров механизма:

$h_0$  - базовый ход ползуна;

$h$  – ход ползуна;

$N$  - величина, зависящая от года поступления в институт, выбирается из таблицы 1;

$V_{cp}$  - средняя скорость ползуна;

$\lambda = l_{OA} / l_{AB}$  - отношение длины кривошипа  $l_{OA}$  к длине шатуна  $l_{AB}$ .

Таблица 2.2 - Варианты угловой координаты  $\Phi_1$  механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Phi_1$ , град.	30	45	60	120	135	150	210	240	300	330

### 2.3 Методические указания к выполнению задачи 2

Рассмотрим уравнения, связывающие скорости, а также ускорения точек звеньев плоского рычажного механизма для случая, при котором две точки  $A$  и  $B$  принадлежат одному звену и лежат на расстоянии  $l_{AB}$  друг от друга, как это показано на рисунке 2.2.

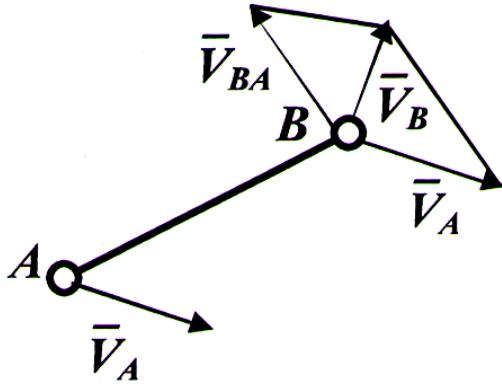


Рисунок 2.2 - Скорости  
точек А и В звена

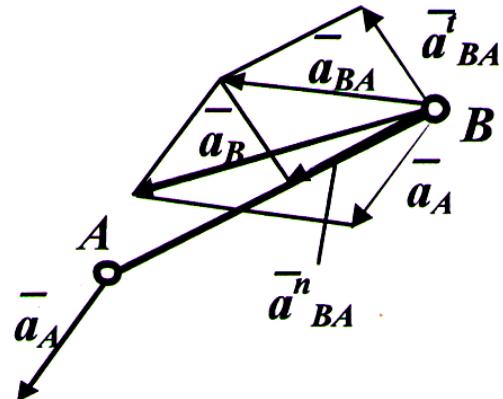


Рисунок 2.3 - Ускорения  
точек А и В звена

Движение звена  $AB$  можно разложить на переносное поступательное движение вместе с точкой  $A$  и относительное вращение звена вокруг точки  $A$ . Тогда скорость точки  $B$  можно определить векторной суммой:

$$V_B = V_A + V_{BA}, \quad (2.1)$$

где  $V_A$  – скорость точки  $A$  в переносном поступательном движении звена;

$V_{BA}$  – скорость точки  $B$  при вращении звена вокруг точки  $A$  (направлена перпендикулярно  $AB$ ).

Ускорение точки  $B$  определяется векторной суммой:

$$a_B = a_A + a_n^B_{BA} + a_t^B_{BA}, \quad (2.2)$$

где  $a_A$  – ускорение точки  $A$ ;

$a_n^B_{BA}$  и  $a_t^B_{BA}$  – нормальное и тангенциальное ускорения точки  $B$  при вращении звена вокруг точки  $A$  ( $a_n^B_{BA}$  направлено от точки  $B$  к точке  $A$ , т.е. параллельно  $AB$ ,  $a_t^B_{BA}$  – перпендикулярно  $AB$ ).

Величина ускорения  $a_n^B_{BA}$  определяется формулой:

$$a_n^B_{BA} = V_{BA}^2 / l_{AB}. \quad (2.3)$$

Ускорения точек  $A$  и  $B$  звена показаны на рисунке 2.3.

### 2.4 Пример выполнения задачи 2

Кинематическая схема механизма двигателя внутреннего сгорания и другие графические построения изображены на рисунке 2.4.

## Задача 2 Кинематический анализ механизма

### Исходные данные:

- структурная схема механизма двигателя внутреннего сгорания;
- $N = 10$ ;
- базовый ход ползуна  $h_0 = 0,09$  м;
- ход ползуна  $h = h_0 + 0,001N = 0,09 + 0,001 \cdot 10 = 0,1$  м;
- средняя скорость ползуна  $V_{cp} = 4$  м/с;
- отношение длины кривошипа  $l_{OA}$  к длине шатуна  $l_{AB}$ ;  $\lambda = l_{OA} / l_{AB} = 0,33$ ;
- угол, определяющий положение начального звена  $OA$  механизма в расчётном положении  $\varphi_I = 120^\circ$ .

### Структурный анализ механизма

Число подвижных звеньев механизма  $n = 3$ . Это кривошип 1, шатун 2 и ползун 3.

Число одноподвижных кинематических пар в механизме  $p_1 = 4$ . Это кинематические пары, образованные звеньями 0 и 1, 1 и 2, 2 и 3, 3 и 0. Число двухподвижных кинематических пар  $p_2 = 0$ .

Определим число степеней свободы механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Механизм состоит из начального звена 1, образующего вращательную кинематическую пару со стойкой, и структурной группы, содержащей звенья 2 и 3.

### Кинематический анализ механизма

1. Определим длину кривошипа  $OA$ :

$$l_{OA} = h / 2 = 0,1 / 2 = 0,05 \text{ м.}$$

2. Определим длину шатуна  $AB$ :

$$l_{AB} = l_{OA} / \lambda = 0,05 / 0,33 = 0,15 \text{ м.}$$

3. Для построения планов положений механизма примем масштабный коэффициент:  $\mu = l_{OA} / OA = 0,05 / 25 = 0,002 \text{ м/мм}$ ,

где  $OA = 25$  мм – принятая длина отрезка, изображающего на чертеже кривошип  $OA$ . (Длину отрезка  $OA$  рекомендуется выбирать так, чтобы масштабный коэффициент  $\mu_l$  был равен стандартному значению).

4. Определим длину отрезка, изображающего на чертеже шатун  $AB$ :

$$AB = l_{AB} / \mu_l = 0,15 / 0,002 = 75 \text{ мм.}$$

5. Проведём окружность радиусом  $OA = 25$  мм с центром в произвольно выбранной точке  $O$ . Проведём через точку  $O$  вертикальную направляющую движения ползуна ось  $u$ . Отметим на окружности точки  $A_0$  и  $A_6$ , соответствующие крайним положениям механизма. Под заданным углом  $\varphi_I = 120^\circ$  к оси  $u$  построим отрезок  $OA = 25$  мм, изображающий кривошип 1.

Проведём дугу окружности радиусом  $AB = 75$  мм с центром в точке  $A$  до пересечения с осью  $y$ . Точку пересечения этой окружности с осью  $y$  обозначим через  $B$ . Точка  $B$  определяет положение ползуна 3. Точки  $A$  и  $B$  соединим прямой линией. Отложив на оси  $y$  от точек  $A_0$  и  $A_6$  длину шатуна  $AB = 75$  мм, получим точки  $B_0$  и  $B_6$ , которые определяют крайние положения ползуна 3. Расстояние от точки  $B_0$  до точки  $B_6$  равно ходу  $h$  ползуна с учётом масштаба. Полученная картина называется планом положений механизма. Выделим утолщенной линией положения звеньев, соответствующие заданному углу  $\varphi_1 = 120^\circ$ .

6. Отметим на плане положений ход  $h$  ползуна и перемещение  $S_B$  точки  $B$  для заданного расчётного положения механизма.

7. Определим величину перемещения точки  $B$  в расчётном положении механизма:

$$S_B = B_0B \cdot \mu_l = 34 \cdot 0,002 = 0,068 \text{ м},$$

где  $B_0B$  - длина отрезка на плане положений механизма, мм.

8. Определим время одного оборота кривошипа  $OA$ :

$$t_{1\text{o}b} = 2 \cdot h / V_{cp} = 2 \cdot 0,1 / 4 = 0,05 \text{ с.}$$

9. Определим среднюю угловую скорость кривошипа  $OA$ :

$$\omega = 2\pi / t_{1\text{o}b} = 2 \cdot 3,14 / 0,05 = 125,6 \text{ рад/с.}$$

10. Определим скорость точки  $A$ :

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega = 0,05 \cdot 125,6 = 6,28 \text{ м/с.}$$

11. Примем длину вектора  $ra$ , изображающего на чертеже скорость точки  $A$ , равной 62,8 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана скоростей будет следующим:

$$\mu_V = V_A / ra = 6,28 / 62,8 = 0,1 (\text{м/с})/\text{мм.}$$

12. Построим план скоростей механизма для положения, соответствующего углу  $\varphi_1 = 120^\circ$ .

Изобразим на чертеже вектор  $ra$ , направленный перпендикулярно отрезку  $OA$ , учитывая направление вращения звена 1. Точка  $r$  является полюсом плана скоростей. Поместим в полюс  $r$  точку  $o$ , соответствующую неподвижной точке  $O$  механизма.

Для нахождения скорости точки  $B$  составим векторное уравнение:

$$V_B = V_A + V_{BA},$$

где  $V_A$  - скорость точки  $A$  в поступательном движении звена 2 (направлена перпендикулярно  $OA$  с учётом направления вращения звена 1);

$V_{BA}$  - скорость точки  $B$  при относительном вращении звена 2 вокруг точки  $A$  (направлена перпендикулярно  $AB$ ).

Решим это векторное уравнение графически, выполнив на чертеже следующие построения. Проведём через точку  $a$  прямую линию  $a$ ,

перпендикулярную  $AB$ , и через полюс  $p$  – прямую  $\beta$ , параллельную оси  $y$ . Точка пересечения  $b$  прямых  $\alpha$  и  $\beta$  даст конец вектора  $pb$ , изображающего скорость  $V_B$ .

Определим скорости точек механизма по величине:

$$V_B = pb \cdot \mu_V = 64 \cdot 0,1 = 6,4 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_V = 29 \cdot 0,1 = 2,9 \text{ м/с};$$

где  $pb$  и  $ba$  – длины отрезков, измеренные на плане скоростей, мм.

13. Определим ускорение точки  $A$ . Так как по условию  $\omega = \text{const}$ , то

$$a_A = a_A^n = l_{OA} \omega^2 = 0,05 \cdot 125,6^2 = 789 \text{ м/с}^2.$$

Примем длину вектора  $\pi a$ , изображающего на чертеже ускорение точки  $A$ , равной 78,9 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана ускорений будет следующим:

$$\mu_a = a_A / \pi a = 789 / 78,9 = 10 (\text{м/с}^2) / \text{мм}.$$

Изобразим на чертеже вектор  $\pi a$ , направленный параллельно  $OA$  (при этом учитывая, что вектор  $a_A$  направлен от точки  $A$  к точке  $O$ ). В полюс  $\pi$  плана ускорений поместим точку  $o$ , соответствующую неподвижной точке  $O$  механизма.

Для нахождения ускорения точки  $B$  составим векторное уравнение:

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^t,$$

где  $a_A$  – ускорение точки  $A$ ;

$a_{BA}^n$  и  $a_{BA}^t$  – нормальное и касательное ускорения точки  $B$  при вращении звена 2 вокруг точки  $A$ . Вектор  $a_{BA}^n$  направлен от точки  $B$  к точке  $A$ , вектор  $a_{BA}^t$  направлен перпендикулярно  $AB$ .

Определим нормальное ускорение  $a_{BA}^n$  по величине:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB} = 2,92 / 0,15 = 56 \text{ м/с}^2.$$

Определим длину вектора  $an$ , изображающего на плане ускорений  $a_{BA}^n$ :

$$an = a_{BA}^n / a = 56 / 10 = 5,6 \text{ мм}.$$

Векторное уравнение, связывающее ускорения точек  $A$  и  $B$ , решим графически. На плане ускорений поместим в точку  $a$  начало вектора  $an$ , изображающего ускорение  $a_{BA}^n$  ( $\parallel BA$ ). Через точку  $n$  проведём перпендикулярно  $AB$  прямую линию  $\alpha$ , по которой будет проходить вектор  $a_{BA}^t$ . Через полюс  $\pi$  проведём параллельно оси  $y$  прямую линию  $\beta$ . Точка пересечения прямых  $\alpha$  и  $\beta$  даст точку  $b$ , которая является концом вектора  $pb$ , изображающего ускорение  $a_B$  точки  $B$ .

Определим ускорение точки  $B$  по величине:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a = 26 \cdot 10 = 260 \text{ м/с}^2,$$

где  $\pi b$  – длина отрезка на плане ускорений механизма, мм.

14. Выполним аналитическое определение перемещения  $S_B$ , скорости  $V_B$  и ускорения  $a_B$  точки  $B$  механизма по формулам:

$$S_B = l_{OA} (1 - \cos \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1);$$

$$V_B = l_{OA} \omega (\sin \varphi_1 - \sin 2\varphi_1);$$

$$a_B = l_{OA} \omega^2 (\cos \varphi_1 - \lambda \cos 2\varphi_1).$$

Меняя значения угла  $\varphi_1$  на интервале от  $0^\circ$  до  $360^\circ$  с шагом  $30^\circ$ , получим кинематические параметры для 12-ти положений механизма. Результаты вычислений внесём в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 - Результаты вычислений кинематических параметров механизма

№	$\varphi_1$ , град.	$S_B$		$V_B$		$a_B$	
		м	мм	м/с	мм	м/с <sup>2</sup>	мм
0	0	0	0	0	0	528,4	26,4
1	30	0,005	2,50	2,24	22,4	552,9	27,6
2	60	0,019	9,50	4,54	45,4	524,5	26,2
3	90	0,042	21,0	6,28	62,8	260,3	13,0
<b>4</b>	<b>120</b>	<b>0,069</b>	<b>34,5</b>	<b>6,33</b>	<b>63,3</b>	<b>- 264,2</b>	<b>- 13,2</b>
5	150	0,091	45,5	4,03	40,3	- 813,2	- 46,5
6	180	0,100	50,0	0	0	- 104,9	- 52,5
7	210	0,091	45,5	- 4,03	- 40,3	- 813,2	- 46,5
8	240	0,069	34,5	- 6,33	- 63,3	- 264,2	- 13,2
9	270	0,042	21,0	- 6,28	- 62,8	260,3	13,0
10	300	0,019	9,50	- 4,54	- 45,4	524,5	26,2
11	330	0,005	2,50	- 2,24	- 22,4	552,9	27,6

15. Сравним результаты определения перемещения  $S_B$ , скорости  $V_B$  и ускорения  $a_B$  точки  $B$  для расчётного положения механизма, полученные двумя методами.

Относительная разница вычислений  $\Delta$  определяется по формуле

$$\Delta = \frac{\Pi_{AH} - \Pi_{GP}}{\Pi_{AH}} \cdot 100\%, \quad (2.4)$$

где  $\Pi_{AH}$  - величина параметра, найденного аналитическим методом;

$\Pi_{GP}$  - величина параметра, найденного графическим методом.

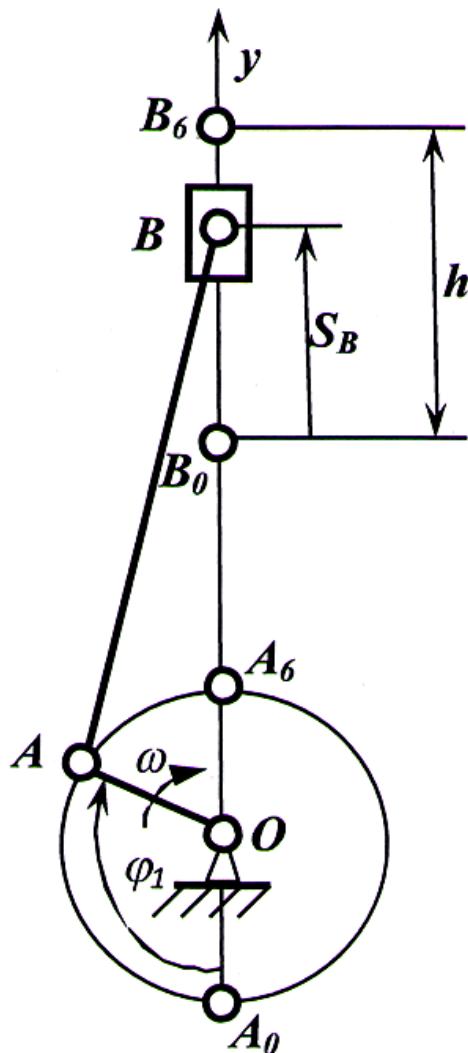
Результаты вычислений относительной разницы  $\Delta$  кинематических параметров для расчётного положения механизма представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Кинематические параметры механизма для расчётного положения

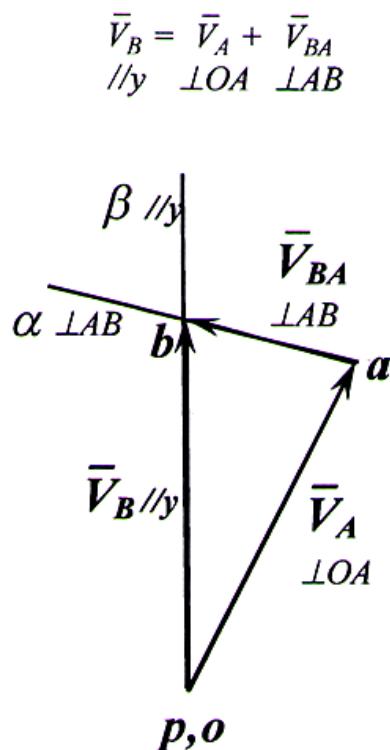
Кинематический параметр	Графический метод	Аналитический метод	$\Delta, \%$ относительная разница
$S_B, \text{ м}$	0,068	0,069	1,45
$V_B, \text{ м/с}$	6,4	6,33	1,10
$a_B, \text{ м/с}^2$	-260	-264	1,58

Как видно из таблицы 2.4, погрешность графического определения кинематических параметров не достигает допустимых 5%, что является удовлетворительным при проектировании механизмов.

**План положений,  $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$**



**План скоростей,  $\mu_v = 0,1 (\text{м/с})/\text{мм}$**



**План ускорений,  $\mu_a = 10 (\text{м/с}^2)/\text{мм}$**

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

$$/\!/y \hat{\parallel} AO \hat{\parallel} BA \perp BA$$

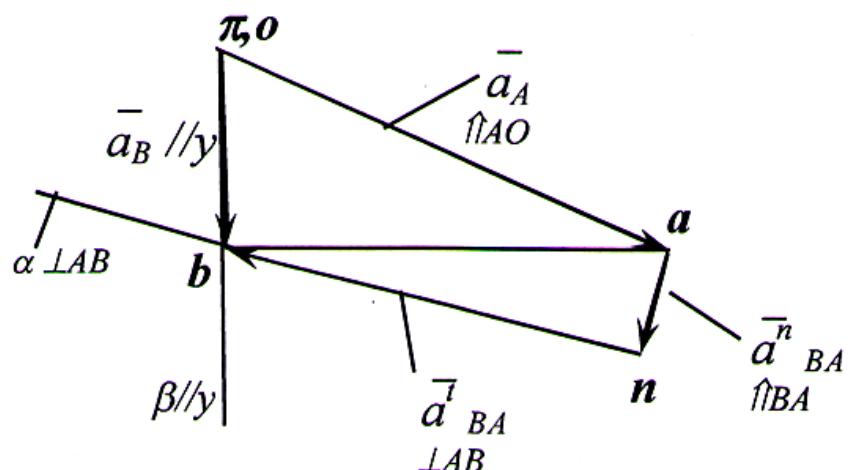


Рисунок 2.4 - Пример выполнения графической части задачи 2

16. Используя полученные в таблице 2.3 результаты вычислений, построим на чертеже график и движения ползуна механизма. Изобразим прямоугольную систему координат. По оси абсцисс будем откладывать угол  $\varphi_1$ , а по оси ординат перемещение  $S_B(\varphi)$ , скорость  $V_B(\varphi)$  и ускорение  $a_B(\varphi)$  точки  $B$  механизма. Длину абсциссы  $L$ , соответствующую одному обороту кривошипа  $OA$ , примем равной 120 мм. Тогда масштабный коэффициент  $\mu_\varphi$  по оси абсцисс будет следующим:

$$\mu_\varphi = 360^\circ / L = 360 / 120 = 3 \text{ град./мм.}$$

Разобьём ось  $\varphi$  на 12 равных частей и отметим на ней точки  $0, 1, 2 \dots 12$ , соответствующие текущим значениям угла  $\varphi$  для 12-ти положений механизма.

#### Графики движения ползуна,

$\mu_\varphi = 3 \text{ град./мм}, \mu_s = 0,02 \text{ м/мм}, \mu_v = 0,1 (\text{м/с})/\text{мм}, \mu_a = 20 (\text{м/с}^2)/\text{мм.}$

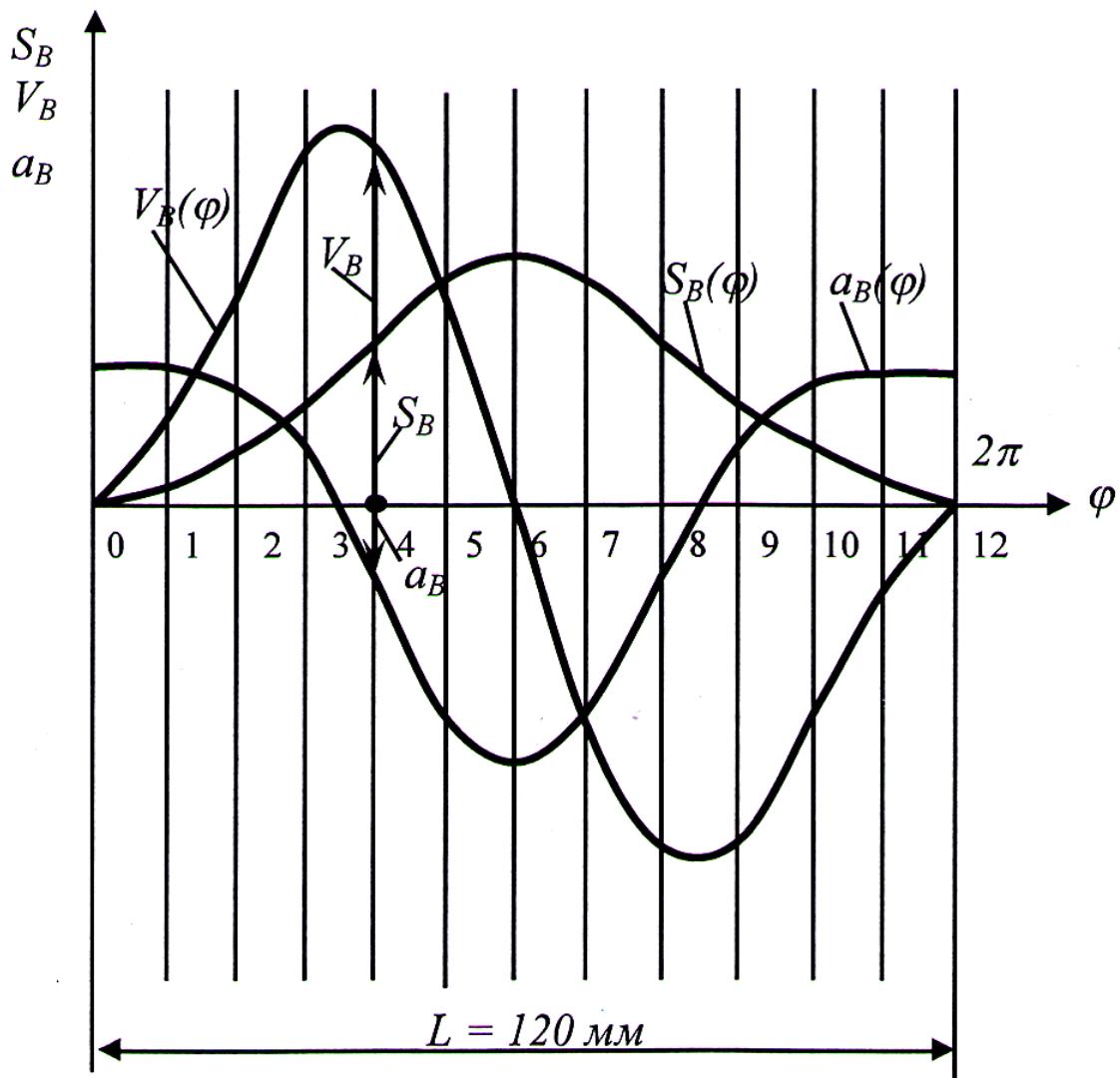


Рисунок 2.5 - Пример выполнения графической части задачи 2

Масштабные коэффициенты  $\mu_s$ ,  $\mu_v$  и  $\mu_a$  по оси ординат примем следующими:

$$\mu_s = 0,002 \text{ м/мм}; \quad \mu_v = 0,1 (\text{м/с})/\text{мм}; \quad \mu_a = 20 (\text{м} / \text{с}^2) / \text{мм}.$$

Разделив каждую из величин параметров таблицы 2.3 на соответствующий масштабный коэффициент, построим графики перемещения  $S_B(\varphi)$ , скорости  $V_B(\varphi)$  и ускорения  $a_B(\varphi)$  точки  $B$  механизма.

## Список литературы

### **Основная литература**

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин /И.И. Артоболевский. - М.: Наука, 1988. - 639 с.
2. Коловский. М.З. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студ. Высш. учеб. заведений /М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоуш.-2-е изд., испр.-М.: Изд-кий центр Академия, 2008. – 560 с.
3. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин. Учебник для вузов. / Левитская О.Н., Левитский Н.И. - М.: «Высшая школа», 2010. -269 с .
4. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин / В.П. Чмиль. - 1-е изд., стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2016. ISBN 978-5-8114-1222-8
5. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль. — 3-е изд., стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2017.- 280 с.

### **Дополнительная литература**

6. Тимофеев С.И. Теория механизмов и механика машин: учебное пособие / С.И. Тимофеев. - Ростов н/Д: Феникс, 2011. - 349 с: ил.
7. Теория механизмов и механика машин / под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 2005. – 496с.
8. Коровин Ю.В. Теория механизмов и машин. Казань: Изд-во Фэн, 2003. - 396 с.
9. Краткий словарь основных терминов и понятий по теории механизмов и машин / Новосиб. гос. аграр. ун-т, сост. Ю.И. Евдокимов. Новосибирск, 2011. - 17 с.

