

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 и

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЁМ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа включает в себя задачи:

1. Структурный анализ плоского рычажного механизма;
2. Кинематический анализ плоского рычажного механизма;
3. Кинематический анализ многоступенчатой зубчатой передачи;
4. Силовой анализ кривошипно-ползунного 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 0.

Таблица 0

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 рис. 1. Выбор номера варианта схемы механизма следует производить по *последней цифре* номера зачётной книжки студента.

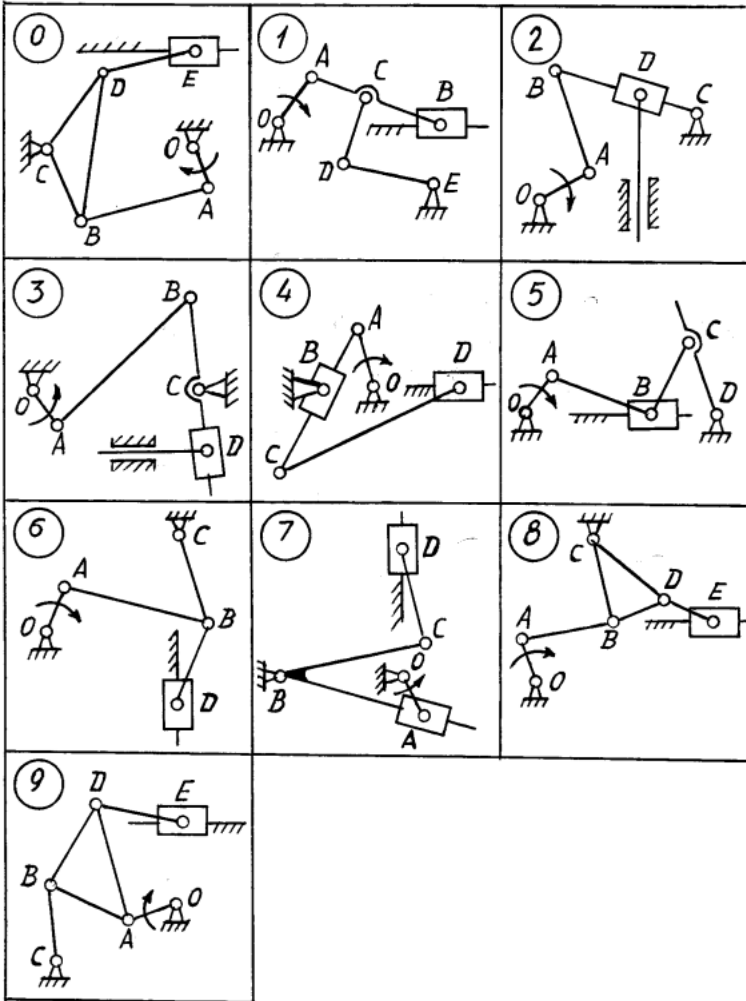


Рис. 1.1. Варианты структурных схем плоских рычажных механизмов к задаче 1

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 I 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 *нижних кинематических парах* элементом соприкосновения является поверхность.

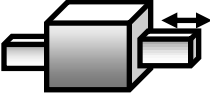
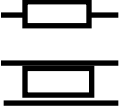
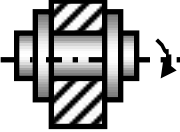
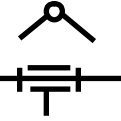
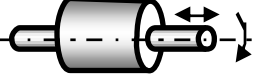
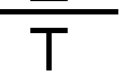


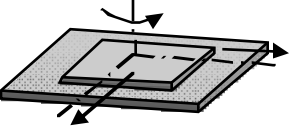
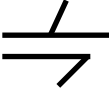


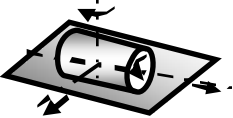

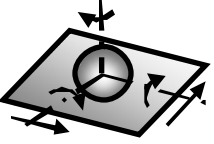

Число степеней свободы механической системы называется число независимых параметров, определяющих положение системы.

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
<i>Поступательная</i>			1	5
<i>Вращательная</i>			1	5
<i>Цилиндрическая</i>			2	4
<i>Сферическая с пальцем</i>			2	4
<i>Плоскостная</i>			3	3
<i>Сферическая</i>			3	3
<i>Цилиндр – плоскость</i>			4	2
<i>Шар – плоскость</i>			5	1

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

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

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:

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

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 рис. 1.2 приведён пример структурной схемы механизма качающегося конвейера с указанием названий звеньев.

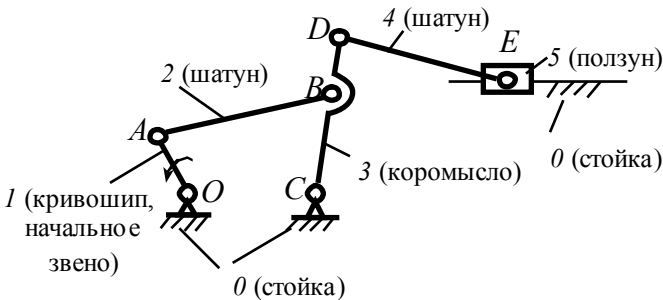


Рис. 1.2. Механизм качающегося конвейера

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

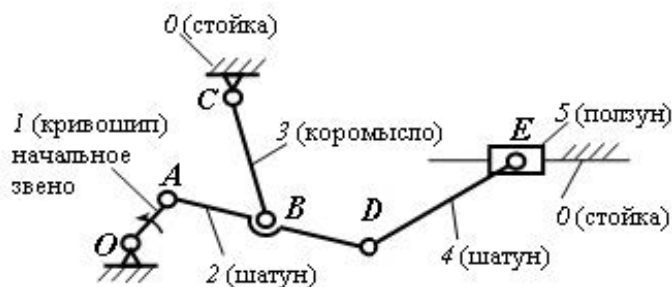
Класс	Вид	Схема	Число звеньев	Число пар
2	1		2	3
	2		2	3
	3		2	3
	4		2	3
	5		2	3
3	111		4	6
	112		4	6
4	B2-2B		4	6
	B2-2П		4	6

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

1.4. Пример выполнения задачи 1

Пример выполнения задачи 1 приведён на рис. 1.3.

Структурная схема механизма



Число степеней свободы
механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = \\ = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Начальное звено и стойка

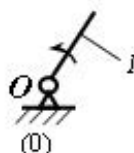
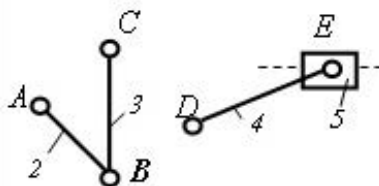


Таблица кинематических пар

Звенья	Названия	W
0 и 1	Вращательная	1
1 и 2	Вращательная	1
2 и 3	Вращательная	1
3 и 0	Вращательная	1
2 и 4	Вращательная	1
4 и 5	Вращательная	1
5 и 0	Поступательная	1

Структурные группы



I класс, 1 вид

II класс, 2 вид

				КР. ТММ. 01.18			
				Структурный анализ механизма			
Выполн.							
Провер.							

Рис. 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 рис. 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 φ_1 , определяющая положение начального звена OA в расчётном положении механизма, выбирается из таблицы 2.2 в зависимости от предпоследней цифры шифра. Направление угловой скорости ω начального звена 1 совпадает с указанным направлением роста угла φ_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 φ_1 ;

4. Определить величину средней угловой скорости ω кривошипа OA ;

5. Используя стандартные масштабы, построить для заданного угла φ_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 φ_1 при этом принять равным 30° . 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 φ_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.

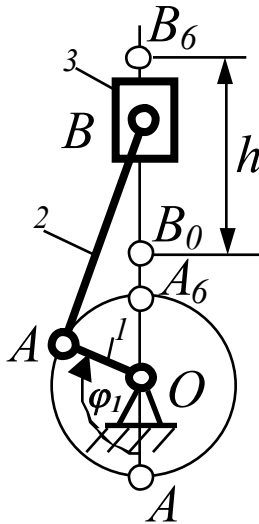


Рис. 2.1. Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания

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
λ	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 0;

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 φ_1 механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_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 рис. 2.2.

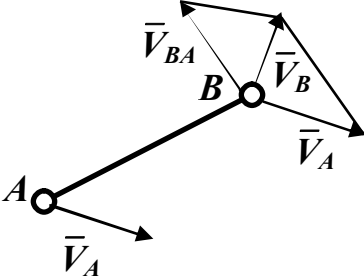


Рис. 2.2. Скорости точек A и B звена

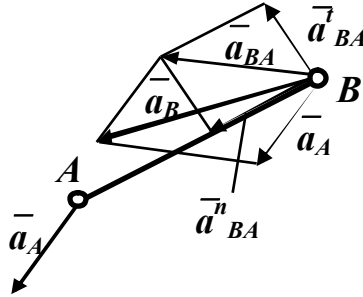


Рис. 2.3. Ускорения точек A и B звена

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:

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

где \vec{V}_A – скорость точки A в переносном поступательном движении звена;

\vec{V}_{BA} – скорость точки B при вращении звена вокруг точки A (направлена перпендикулярно AB).

Ускорение точки B определяется векторной суммой:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n \uparrow BA + \vec{a}_{BA}^{\tau} \perp AB$$

где \vec{a}_A – ускорение точки A ;

\vec{a}_{BA}^n и \vec{a}_{BA}^{τ} – нормальное и тангенциальное ускорения точки B при вращении звена вокруг точки A (\vec{a}_{BA}^n направлено от точки B к точке A , т.е. параллельно AB , \vec{a}_{BA}^{τ} – перпендикулярно AB).

Величина ускорения \vec{a}_{BA}^n определяется формулой

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

Ускорения точек A и B звена показаны на рис. 2.3.

2.4. Пример выполнения задачи 2

Кинематическая схема механизма двигателя внутреннего сгорания и другие графические построения изображены на рис. 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 $\varphi_1 = 120^\circ$.

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 $\mu_l = l_{OA} / OA = 0,05 / 25 = 0,002$ м/мм, где $OA = 25$ мм – принятая длина отрезка, изображающего на чертеже кривошип OA . (Длину отрезка OA рекомендуется выбирать так, чтобы масштабный коэффициент μ_l был равен стандартному значению).

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

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

Выполни .	Иванов			КР. ТММ. 02.18	1
Провер.	Некрасов				

5. Проведём окружность радиусом $OA = 25$ мм с центром в произвольно выбранной точке O . Проведём через точку O вертикальную направляющую движения ползуна ось y . Отметим на окружности точки A_0 и A_6 , соответствующие крайним положениям механизма. Под заданным углом $\varphi_1 = 120^\circ$ к оси y построим отрезок $OA = 25$ мм, изображающий кривошип l . 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 утолщённой 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 :

$$t_{1об} = 2 \cdot h / V_\varphi = 2 \cdot 0,1 / 4 = 0,05 \text{ с.}$$

9. Определим среднюю угловую скорость кривошипа OA :

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

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 pa , изображающего на чертеже скорость точки A , равной 62,8 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана скоростей будет следующим:

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

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

Изобразим на чертеже вектор \vec{pa} , направленный перпендикулярно отрезку OA , учитывая направление вращения звена l . Точка p является полюсом плана скоростей. Поместим в полюс p точку o , соответствующую неподвижной точке O механизма.

Выполн.	Иванов			КР. ТММ. 02.18	2
Провер.	Некрасов				

Для нахождения скорости точки B составим векторное уравнение:

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

где \vec{V}_A – скорость точки A в поступательном движении звена 2 (направлена перпендикулярно OA с учётом направления вращения звена 1);

\vec{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 α , перпендикулярную AB , и через полюс p – прямую β , параллельную оси y . Точка пересечения b прямых α и β даст конец вектора \vec{pb} , изображающего скорость \vec{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

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

Примем длину вектора $\vec{\pi a}$, 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 $\vec{\pi a}$, направленный параллельно OA (при этом учитывая, что вектор \vec{a}_A направлен от точки A к точке O). В полюс π плана ускорений поместим точку o , соответствующую неподвижной точке O механизма.

Для нахождения ускорения точки B составим векторное уравнение:

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

где \vec{a}_A – ускорение точки A ;

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

Определим нормальное ускорение \vec{a}_{BA}^n по величине:

$$a_{BA}^n = V_{BA}^2 / l_{AB} = 2,9^2 / 0,15 = 56 \text{ м/с}^2.$$

Определим длину вектора \vec{an} , изображающего на плане ускорений \vec{a}_{BA}^n :

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

Векторное уравнение, связывающее ускорения точек A и B , решим графически. На плане ускорений поместим в точку a начало вектора \overline{an} , изображающего ускорение \overline{a}_{BA}^n ($\uparrow\uparrow BA$). Через точку n проведём перпендикулярно AB прямую линию α , по которой будет проходить вектор \overline{a}_{BA}^7 . Через полюс π проведём параллельно оси y прямую линию β . Точка пересечения прямых α и β даст точку b , которая является концом вектора $\overline{\pi b}$, изображающего ускорение \overline{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 πb – 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:

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

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

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

Меняя значения угла φ_1 на интервале от 0° до 360° с шагом 30° , получим кинематические параметры для 12-ти положений механизма. Результаты вычислений внесём в таблицу 2.3.

Таблица 2.3

Результаты вычислений кинематических параметров механизма

№	φ_1 , град.	S_B		V_B		a_B	
		м	мм	м/с	мм	м/с ²	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
4	120	0,069	34,5	6,33	63,3	-264,2	-13,2
5	150	0,091	45,5	4,03	40,3	-813,2	-46,5
6	180	0,100	50,0	0,00	0,00	-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

Вып. одн.	Иванов			КР. ТММ. 02.18	4
Провер.	Некрасов				

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 Δ определяется по формуле

$$\Delta = \left| \frac{P_{АН} - P_{ГР}}{P_{АН}} \right| \cdot 100\%,$$

где $P_{АН}$ – величина параметра, найденного аналитическим методом;

$P_{ГР}$ – величина параметра, найденного графическим методом.

Результаты вычислений относительной разницы Δ 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	Δ , % – относительная разница
S_B , м	0,068	0,069	1,45
V_B , м / с	6,4	6,33	1,10
a_B , м / с ²	-260	-264,2	1,58

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

16. Используя полученные в таблице 2.3 результаты вычислений, построим на чертеже графики движения ползуна механизма. Изобразим прямоугольную систему координат. По оси абсцисс будем откладывать угол φ_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 μ_φ по оси абсцисс будет следующим:

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

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

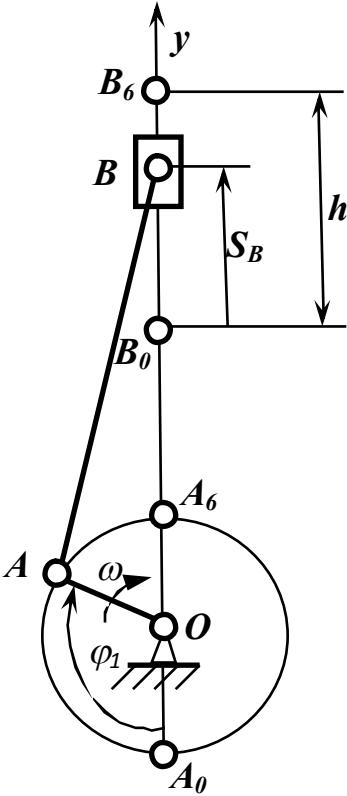
Масштабные коэффициенты μ_S , μ_V и μ_a по оси ординат примем следующими:

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

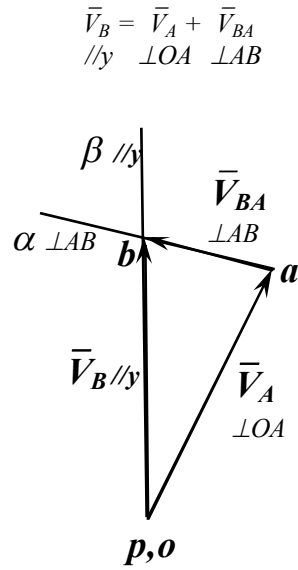
Разделив каждую из величин параметров таблицы 2.3 на соответствующий масштабный коэффициент, построим графики перемещения $S_B(\varphi)$, скорости $V_B(\varphi)$ и ускорения $a_B(\varphi)$ точки B механизма.

Выполнил .	Иванов			КР. ТММ. 02.18	5
Проверл.	Некрасов				

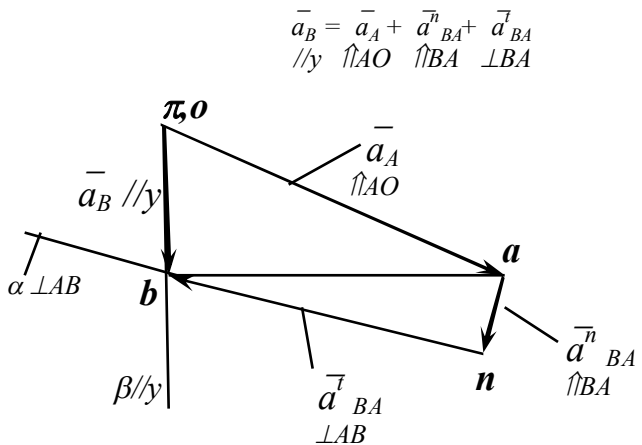
План положений, $\mu_l = 0,002 \text{ м / мм}$



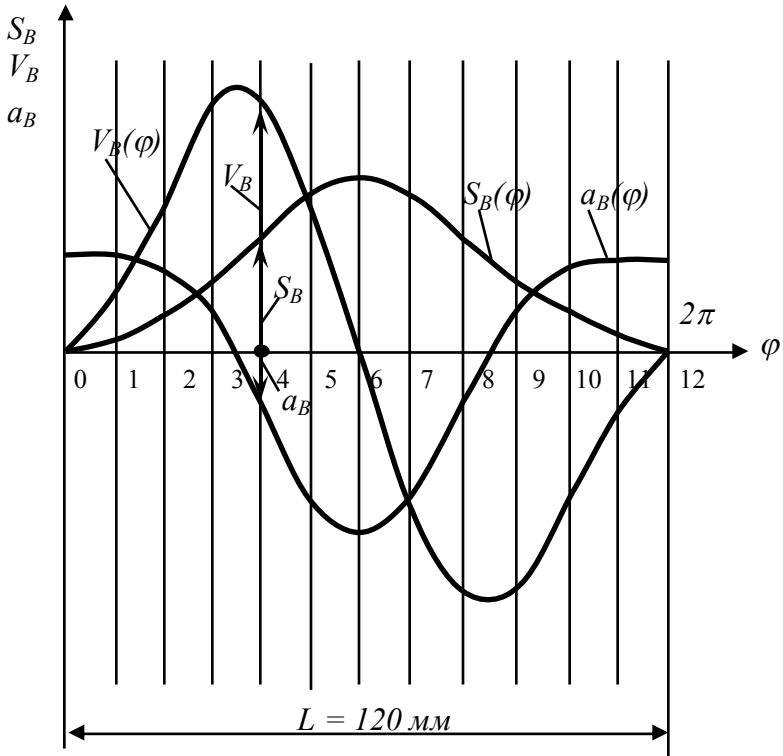
План скоростей, $\mu_V = 0,1 \text{ (м / с) / мм}$



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



Графики движения ползуна, $\mu_\varphi = 3 \text{ град./мм}$,
 $\mu_S = 0,02 \text{ м/мм}$, $\mu_V = 0,1 \text{ (м/с)/мм}$, $\mu_a = 20 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}$.



		КР. ТММ. 02.18	
		Кинематический анализ механизма	
Выполн.	Иванов		
Провер.	Некрасов		
		НВФ ОмГТУ, гр.	

Рис. 2.4. Пример выполнения графической части задачи 2

ЗАДАЧА 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Исходные данные:

- схема многоступенчатой зубчатой передачи, изображённая на рисунке 3.1. Вариант схемы передачи на рис. 3.1 выбирается по последней цифре шифра;
- числа зубьев колёс передачи. Вариант чисел зубьев колёс передачи выбирается из таблицы 3.1 по последней цифре шифра;
- модуль всех зубчатых колёс передачи принимается одинаковым и задаётся формулой $m = 2N - 10$;
- угловая скорость входного звена ω_1 . Величина ω_1 угловой скорости входного звена определяется из таблицы 3.2;
- коэффициенты полезного действия с учётом потерь на трение как в зацеплениях зубьев, так и в подшипниках: для пары цилиндрических колёс $\eta_{Ц} = 0,97$, для пары конических колёс $\eta_{К} = 0,95$, для планетарной передачи с внешними зацеплениями колёс $\eta_{2В} = 0,5$, для планетарной передачи с внутренним зацеплением одной из пар колёс $\eta_{1ВН} = 0,96$, для червячной передачи при одно-, двух- и трёх-заходном червяке соответственно $\eta_{Ч} = 0,7; 0,75$ и $0,8$.

Таблица 3.1

Числа зубьев колёс многоступенчатых передач

Параметры	Варианты числовых значений (последняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	16	20	22	19	24	20	22	22	18	26
z_2	20	100	82	20	32	25	32	28	27	39
z_3	15	18	24	38	88	20	20	30	36	20
z_4	20	39	128	30	28	35	25	20	24	42
z_5	45	37	18	60	40	23	128	42	18	20
z_6	18	20	27	20	28	32	48	44	42	32
z_7	37	18	20	32	96	24	62	21	18	84
z_8	92	20	25	18	3	30	142	86	40	28
z_9	3	27	3	34	30	22	3	2	3	25
z_{10}	30	2	24	22	-	32	27	36	24	2
z_{11}	-	24	-	33	-	2	-	-	-	40
z_{12}	-	-	-	2	-	36	-	-	-	-
z_{13}	-	-	-	28	-	-	-	-	-	-

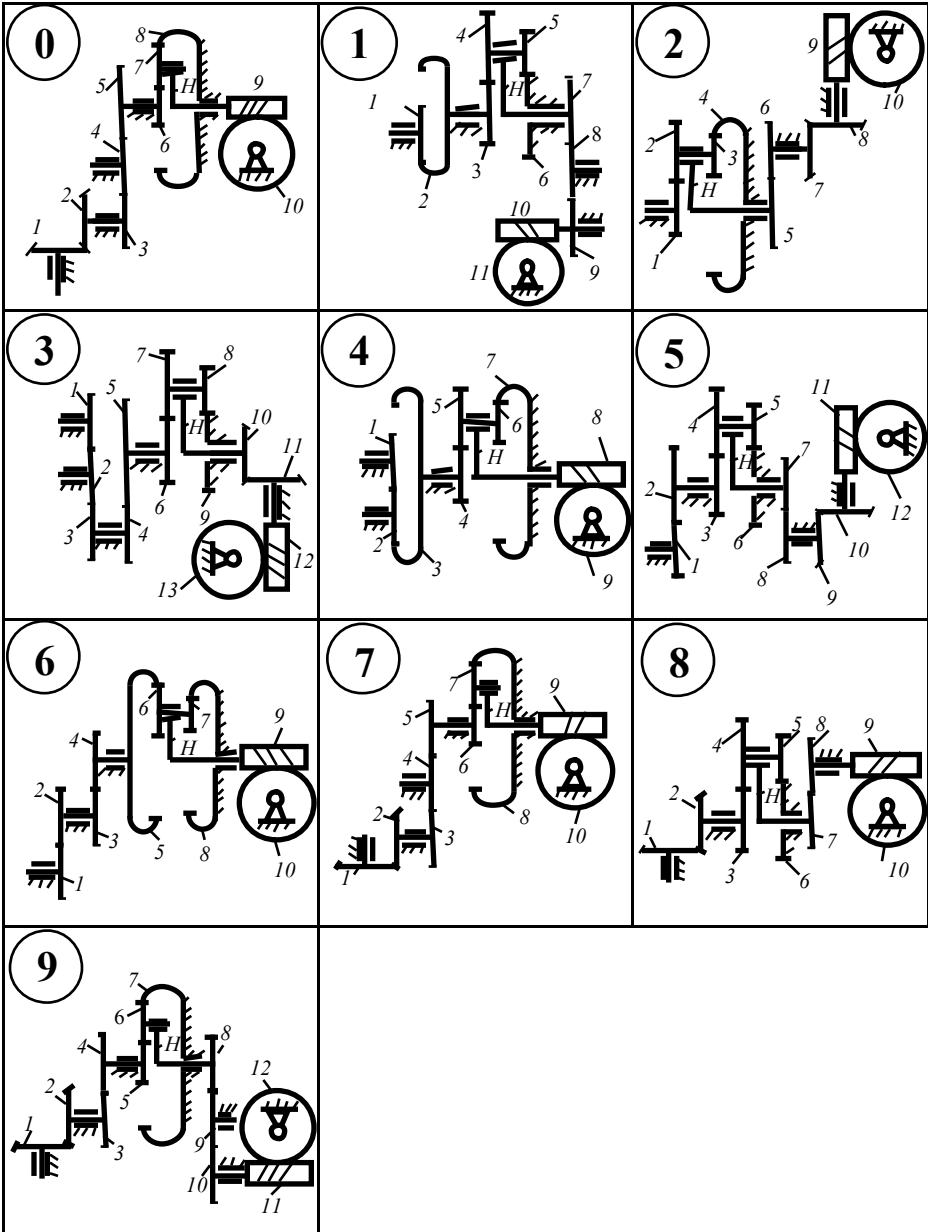


Рис. 3.1. Варианты схем зубчатых механизмов к задаче 3

Угловые скорости ω_I входного звена

Параметры	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ω_0 , рад/с	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
ω_1 , рад/с	$\omega_I = \omega_0 + N$									

В таблице 3.2 приняты следующие обозначения:

ω_0 – базовая угловая скорость;

ω_1 – угловая скорость входного звена I .

3.2. Необходимо выполнить следующее:

1. Изобразить, соблюдая стандартный масштаб, схему зубчатой передачи;
2. Определить число ступеней;
3. Определить передаточное отношение каждой ступени;
4. Определить общее передаточное отношение от входного к выходному звену;
5. Определить угловую скорость выходного звена;
6. Определить общий коэффициент полезного действия многоступенчатой передачи.

3.3. Методические указания к выполнению задачи 3

Основной характеристикой зубчатого механизма является его передаточное отношение, т.е.

$$u_{kn} = \frac{\omega_k}{\omega_n},$$

где ω_k – угловая скорость входного вала;

ω_n – угловая скорость выходного вала.

Для плоских зубчатых механизмов передаточное отношение считается положительным, если направления угловых скоростей входного и выходного валов одинаковы. В противном случае передаточное отношение считается отрицательным. Для пространственных механизмов вопрос о знаке передаточного отношения не ставится.

Для простейших зубчатых передач, состоящих из пары зубчатых колёс, передаточное отношение определяется обратным отношением чисел зубьев колёс данной передачи.

Например, для зубчатых передач, изображённых на рис. 3.2, 3.3 и 3.4, передаточные отношения определяются соотношениями:

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad u_{34} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{56} = \frac{z_6}{z_5},$$

где z_1, z_2, z_3, z_4, z_6 – числа зубьев колёс передачи;
 k_5 – число заходов резьбы червяка.

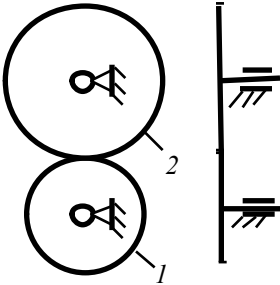


Рис. 3.2. Зубчатая передача с внешним зацеплением колёс

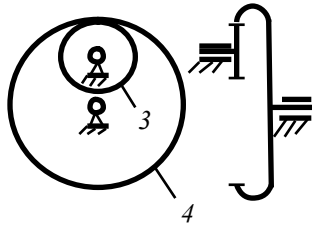


Рис. 3.3. Зубчатая передача с внутренним зацеплением колёс

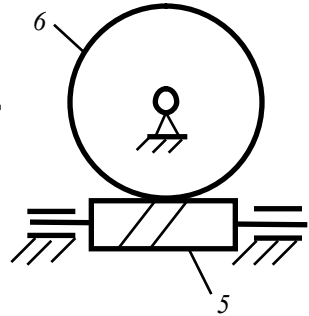


Рис. 3.4 Червячная передача

Передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, входящих в состав передачи.

Например, для трёхступенчатой передачи, изображённой на рис. 3.5, общее передаточное отношение от колеса 1 к червячному колесу 6 определяется соотношением:

$$u_{16} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56},$$

где u_{16} – общее передаточное отношение механизма;

u_{12}, u_{34}, u_{56} – передаточные отношения отдельных ступеней.

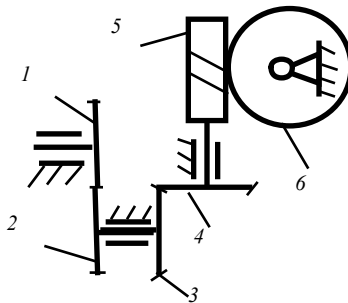


Рис. 3.5. Трёхступенчатая зубчатая передача

Передаточное отношение планетарной передачи от центрального колеса n к водилу H при неподвижном центральном колесе k определяется формулой

$$u_{nH} = 1 - u_{nk}^H,$$

где u_{nk}^H – передаточное отношение обращённого механизма с неподвижным водилом H от колеса n к колесу k .

Для планетарных передач, изображённых на рис. 3.6, передаточные отношения определяются следующими соотношениями.

Для однорядной планетарной передачи (рис. 3.6 а):

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^H = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

Для планетарной передачи с двумя внешними зацеплениями (рис. 3.6 б):

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Для планетарной передачи с внешним и внутренним зацеплениями (рисунок 3.6 в):

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right) = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Для планетарной передачи с двумя внутренними зацеплениями (рис. 3.6 г):

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H = 1 - \left(\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right) = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}.$$

Здесь z_1, z_2, z_3, z_4 – числа зубьев колёс передач.

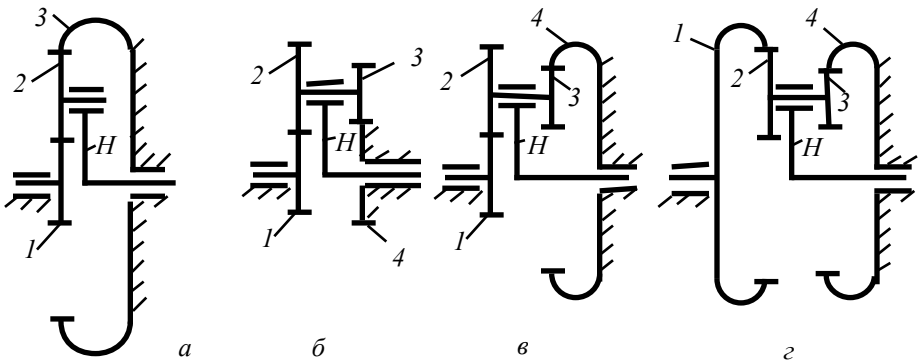


Рис. 3.6. Схемы различных планетарных передач

Передаточное отношение зубчатой передачи с паразитным колесом, которая изображена на рис. 3.7, определяется соотношением:

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

где u_{12} – передаточное отношение от колеса 1 к колесу 2;
 u_{23} – передаточное отношение от колеса 2 к колесу 3;
 z_1, z_2, z_3 – числа зубьев колёс 1, 2 и 3, соответственно.

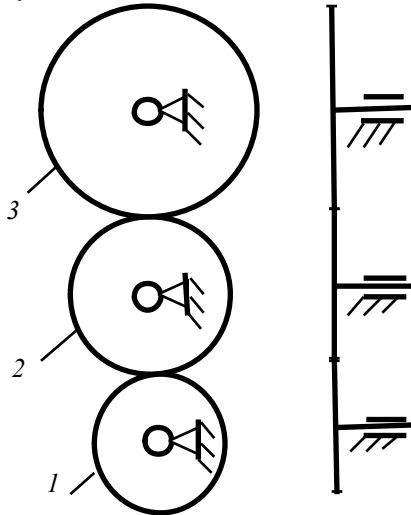


Рис. 3.7. Зубчатая передача с паразитным колесом

При изображении зубчатых колёс на чертежах диаметры начальных окружностей колёс принимают равными их делительным диаметрам, которые определяются формулой:

$$d = m \cdot z,$$

где m – модуль зубчатого колеса;
 z – число зубьев колеса.

Общий коэффициент полезного действия многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких последовательно соединённых ступеней, равен произведению коэффициентов полезного действия отдельных ступеней, входящих в состав передачи. Например, для трёхступенчатой передачи:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3,$$

где η – общий коэффициент полезного действия передачи;

η_1, η_2, η_3 – коэффициенты полезного действия первой, второй и третьей ступеней, входящих в состав передачи.

3.4. Пример выполнения задачи 3

Пример выполнения задачи 3 приведён на рис. 3.8

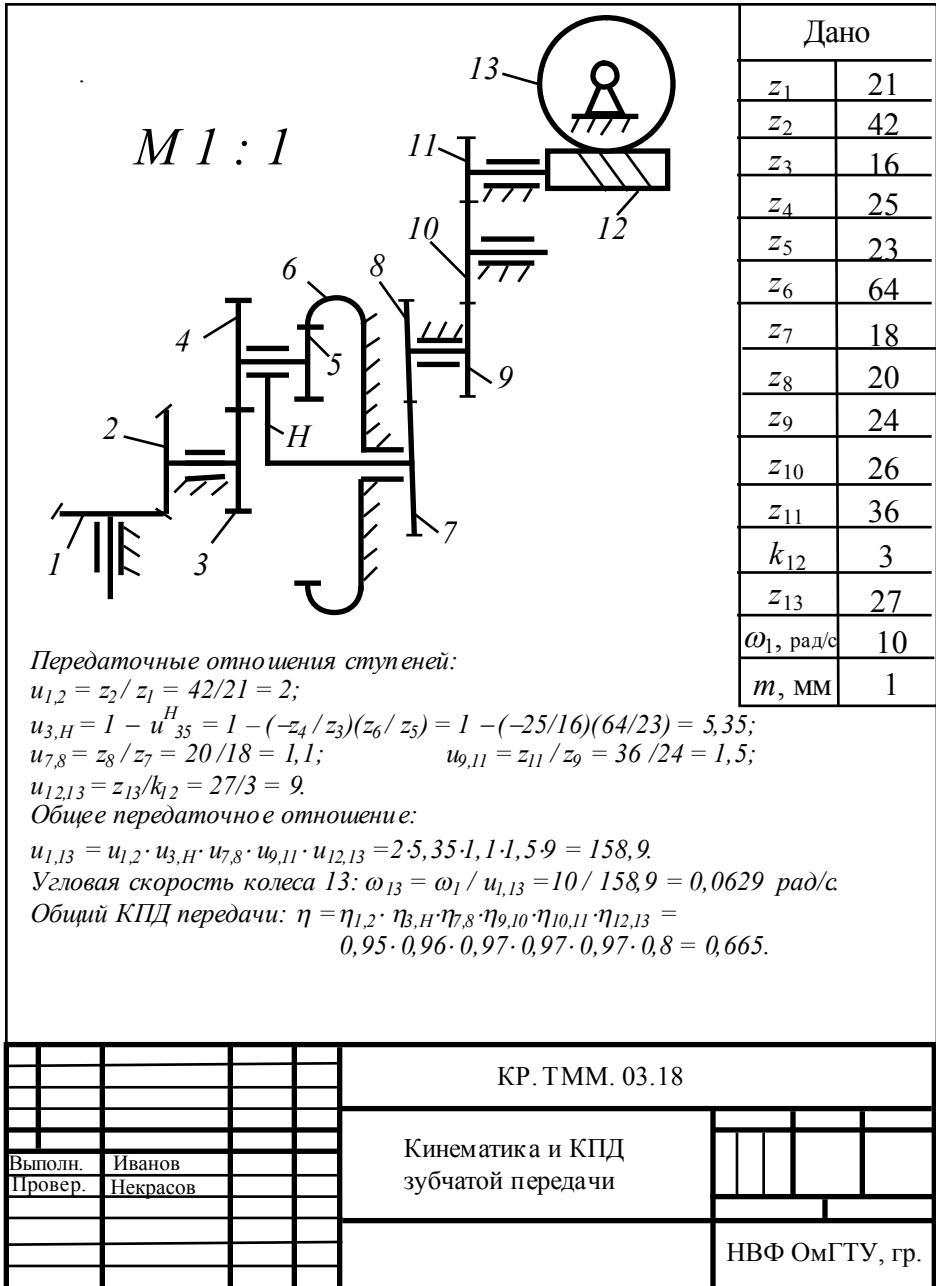


Рис. 3.8. Пример выполнения задачи 3

ЗАДАЧА 4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Исходные данные:

- схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания представлена на рис. 4.1. Звенья механизма обозначены следующим образом: 1 – кривошип OA , 2 – шатун AB , 3 – ползун. Крайние положения ползуна обозначены B_0 и B_6 ;
 - параметры кинематической схемы механизма приведены в таблице 4.1;
 - угловая координата φ_1 , определяющая положение начального звена OA в расчётном положении механизма, выбирается из таблицы 4.2 в зависимости от предпоследней цифры шифра. Направление угловой скорости ω начального звена 1 совпадает с указанным направлением роста угла φ_1 ;
 - индикаторная диаграмма давления газов в цилиндре изображена на рис. 4.1;
- 4.1;
- максимальное индикаторное давление в цилиндре $P_{max}^i = 4,7$ МПа.

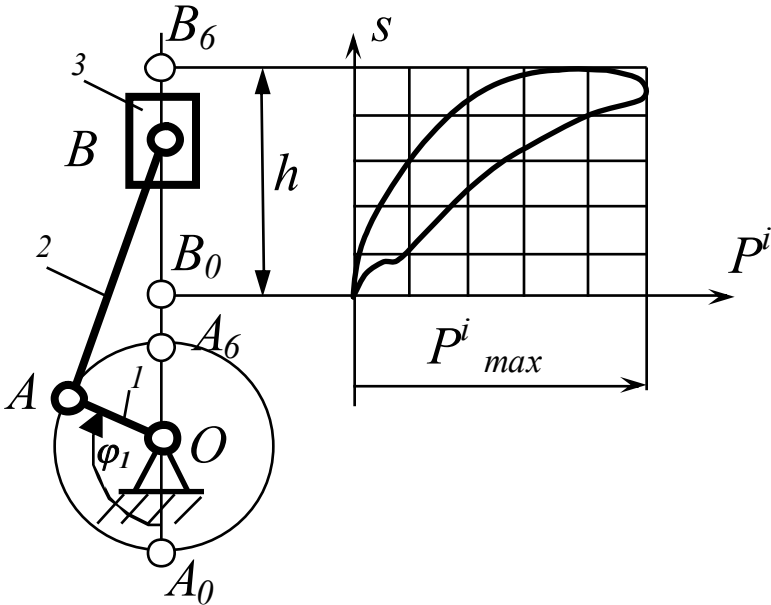


Рис. 4.1. Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания и индикаторная диаграмма

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	$h = h_0 + 0,001N$									
λ	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,23	0,24	0,25	0,26
D , м	$D = 0,8h$									

В таблице 4.1 приняты следующие обозначения параметров механизма:

- h_0 – базовый ход поршня;
- h – ход поршня;
- N – величина, зависящая от года поступления в институт, выбирается из таблицы 0;
- $\lambda = l_{OA}/l_{AB}$ – отношение длины кривошипа l_{OA} к длине шатуна l_{AB} ;
- D – диаметр поршня.

Таблица 4.2

Варианты угловой координаты φ_1 механизма

Угловая координата	Варианты числовых значений (предпоследняя цифра шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_1 , град.	120	135	150	210	225	240	150	210	225	240

4.2. 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 поршня 3, и одно расчётное положение для заданного угла φ_1 ;

4. Построить индикаторную диаграмму и найти силу давления газов на поршень в расчётном положении механизма;

5. Выполнить силовой расчёт структурной группы, состоящей из шатуна AB и ползуна. Изобразить отдельно в масштабе схему структурной группы и показать силы, действующие на звенья группы со стороны отброшенных звеньев, Силы тяжести и силы инерции звеньев при этом не учитывать. Построить в масштабе план сил, действующих на группу. Определить реакции во всех кинематических парах;

6. Выполнить силовой расчёт начального звена OA . Определить реакцию стойки и уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу OA ;

7. Построить рычаг Жуковского и определить уравнивающую силу и уравнивающий момент, приложенный к кривошипу OA ;
8. Сравнить между собой величины уравнивающего момента, найденного двумя различными способами.

4.3. Методические указания к выполнению задачи 4

Силовой расчёт плоского рычажного механизма сводится к силовому расчёту отдельных структурных групп, входящих в состав механизма, и завершается силовым расчётом начального звена.

Так как структурная группа обладает статической определимостью, то при её силовом расчёте без учёта сил инерции звеньев можно использовать уравнения равновесия статики. Для определения линий действия сил, действующих на группу, в задаче 4 можно воспользоваться теоремой о трёх силах из курса теоретической механики. Существо этой теоремы заключается в том, что линии действия трёх сил, действующих на твёрдое тело, находящееся в равновесии, пересекаются в одной точке. Например, силы \vec{P}_1 , \vec{P}_2 и \vec{P}_3 , действующие на звено, изображённое на рис. 4, при равновесии звена пересекаются в точке K .

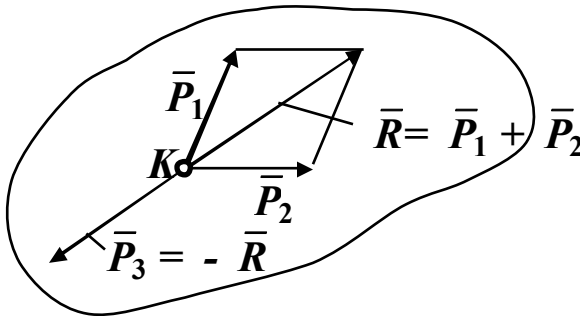


Рис. 4.2. Силы, действующие на тело

Рассмотрим использование теоремы о трёх силах применительно к силовому расчёту структурной группы второго вида, изображённой на рис. 4.3. На группу действуют заданная по величине и направлению внешняя сила \vec{P} и реакции \vec{R}_{21} и \vec{R}_{30} со стороны отброшенных звеньев 1 и стойки 0 , которые необходимо определить. Линия действия реакции \vec{R}_{30} перпендикулярна направляющей s поступательной пары, образованной звеньями 3 и 0 (например, стойкой). Из условия равновесия отдельного звена 3 следует, что реакция \vec{R}_{30} проходит через центр шарнира B . Таким образом, линии действия сил \vec{P} и \vec{R}_{30} пересекаются в точке B . Следовательно, третья сила, т. е. реакция \vec{R}_{21} при равновесии группы без учёта сил инерции звеньев также проходит через точку B .

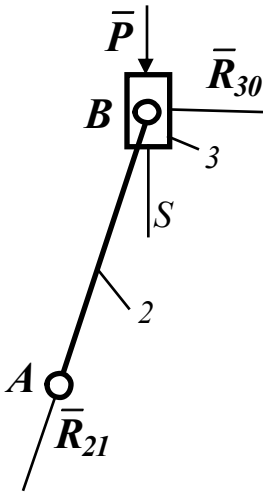


Рис. 4.3. Силы, действующие на структурную группу

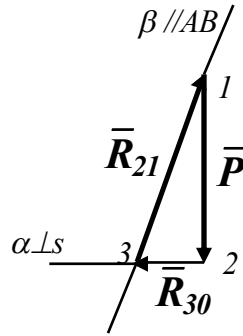


Рис. 4.4. План сил

Составим уравнение равновесия структурной группы в форме векторной суммы сил:

$$\bar{P} + \bar{R}_{30} + \bar{R}_{21} = 0.$$

Используя это уравнение, построим на рис. 4.4 план сил, действующих на структурную группу. Для этого изобразим сначала заданную по величине и направлению внешнюю силу \bar{P} . Начало вектора силы \bar{P} находится в точке 1, а конец – в точке 2. Затем проведём через точку 2 линию α перпендикулярно направляющей s и через точку 1 линию β параллельно AB . Линии α и β пересекаются в точке 3, которая является концом вектора \bar{R}_{30} и началом вектора \bar{R}_{21} . Построив, таким образом, в определённом масштабе план сил, получим реакции \bar{R}_{21} и \bar{R}_{30} .

Силовой расчёт механизма заканчивается силовым расчётом начального звена. На рис. 4.5 изображена схема сил, действующих на начальное звено OA . В точке A на звено 1 со стороны отброшенного звена 2 действует реакция \bar{R}_{12} , которая определена ранее. При этом $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$. Кроме этого, на звено 1 действуют реакция стойки \bar{R}_{10} , которая определяется из условия равновесия звена, т.е. $\bar{R}_{10} = -\bar{R}_{21}$, и уравновешивающий момент M_y , подлежащий определению.

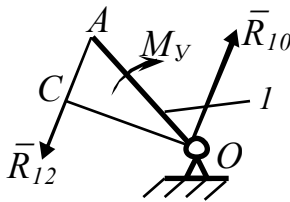


Рис. 4.5. Силы, действующие на звено l

Составим уравнение равновесия звена l в форме суммы моментов сил относительно точки O :

$$\Sigma M_O = R_{12} \cdot l_{OC} - M_y = 0.$$

Откуда

$$M_y = R_{12} \cdot l_{OC},$$

где l_{OC} – плечо силы \bar{R}_{12} относительно точки O .

Для определения уравновешивающего момента, действующего на механизм, можно использовать теорему Н.Е. Жуковского о рычаге.

Рычагом называется жёсткая система (ферма), имеющая неподвижную ось вращения.

Рычагом Н.Е. Жуковского для данного механизма называется жёсткая ферма, имеющая вид повернутого на 90° (в любую сторону) плана скоростей механизма, закреплённого в полюсе.

Теорема Н.Е. Жуковского о рычаге заключается в следующем. Если силы, действующие на механизм, перенести, не меняя их направления, в соответствующие точки рычага Жуковского, то при равновесии механизма рычаг Жуковского также будет находиться в равновесии.

Если на звенья механизма кроме сил действуют моменты сил, то каждый из них необходимо предварительно заменить парой сил, точки приложения и направления которых можно выбрать произвольно.

Теорему Н.Е. Жуковского о рычаге применяют для нахождения уравновешивающей силы, действующей на механизм.

Рассмотрим пример.

На механизм, изображённый на рис. 4.6, действует внешняя сила \bar{P} . Необходимо найти уравновешивающий момент M_y , приложенный к начальному звену OA механизма.

Искомый уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену OA , заменим парой сил \bar{P}_y и \bar{P}'_y , приложив их в точках A и O соответственно. Направления линий действия сил \bar{P}_y и \bar{P}'_y примем перпендикулярными OA , однако направление момента этой пары сил пока неизвестно. Поэтому примем направление момента M_y и заменяющей пары сил произвольными, например, по направлению вращения часовой стрелки.

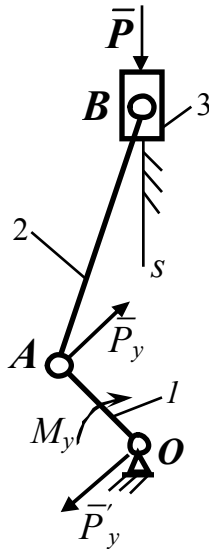


Рис. 4.6. Силы, действующие на механизм

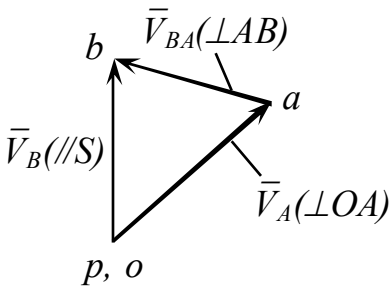


Рис. 4.7. План скоростей

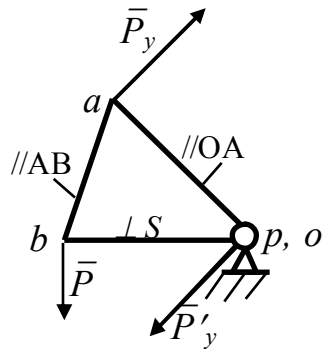


Рис. 4.8. Рычаг Жуковского

На рис. 4.7 построим в произвольном масштабе план скоростей механизма. Скорость точки B можно определить векторной суммой:

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

$\parallel S \quad \perp OA \quad \perp AB$

где \vec{V}_A – скорость точки A (направлена перпендикулярно OA);

\vec{V}_{BA} – скорость точки B при вращении звена 2 вокруг точки A (направлена перпендикулярно AB).

Данное в векторное уравнение решим графическим способом. Из произвольно выбранной точки p проведём вектор \vec{pa} , направленный перпендикулярно OA . Длину вектора \vec{pa} примем произвольной. Через точку a проведём прямую, перпендикулярную AB , а через точку p – прямую, параллельную оси S . Точку пересечения этих прямых обозначим через b . Вектор \vec{pb} изображает скорость точки B .

На рис. 4.8 построим рычаг Жуковского для данного механизма, повернув план скоростей механизма на 90° и закрепив его в полюсе p .

Перенесём все силы, действующие на механизм, в соответствующие точки рычага Жуковского.

Составим уравнение равновесия рычага Жуковского в форме суммы моментов сил относительно полюса p :

$$\Sigma M_p = -P_y \cdot pa + P \cdot pb = 0,$$

откуда

$$P_y = P \cdot pb / pa,$$

где pb и pa – длины отрезков, изображающих плечи сил относительно полюса p , измеряемые в миллиметрах на рычаге Жуковского.

Если величина P_y при расчёте получится отрицательной, то предварительно принятое направление момента $M_y^{\text{ж}}$ и пары сил \vec{P}_y и \vec{P}'_y необходимо изменить на противоположное.

Уравновешивающий момент $M_y^{\text{ж}}$ определяется по формуле

$$M_y^{\text{ж}} = P_y \cdot l_{OA}.$$

Для сравнения результатов определения уравновешивающего момента для расчётного положения механизма, полученных двумя методами, используем формулу

$$\Delta = \left| \frac{M_y^{\text{ж}} - M_y}{M_y^{\text{ж}}} \right| \cdot 100\%,$$

где $M_y^{\text{ж}}$ – величина уравновешивающего момента, найденного с помощью теоремы Н.Е. Жуковского о рычаге;

M_y – величина уравновешивающего момента, найденного при силовом расчёте с помощью построения планов сил;

Δ – относительная разница вычислений $M_y^{\text{ж}}$ и M_y (%).

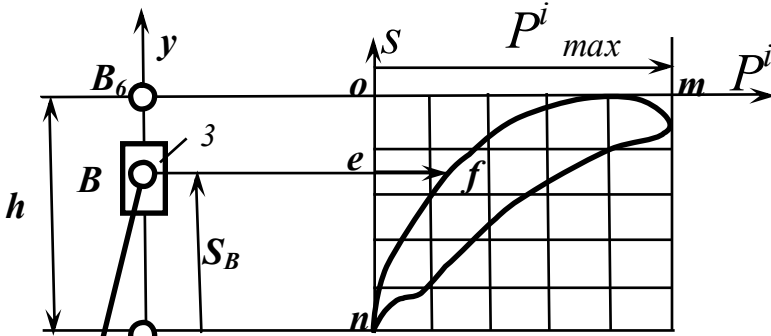
Допустимая разница Δ при расчётах не должна превышать 5%.

4.4. Пример выполнения задачи 4

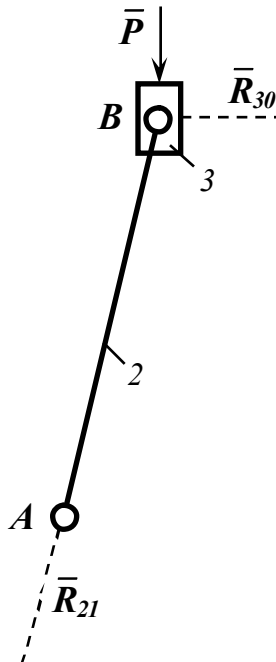
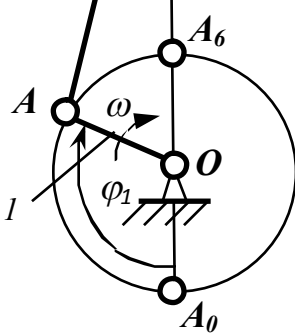
Кинематическая схема механизма двигателя внутреннего сгорания и другие графические построения изображены на рис. 4.9.

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

Индикаторная диаграмма,
 $\mu_P^i = 0,05 \text{ МПа/мм}$



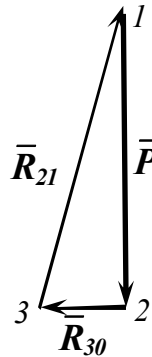
Силы, действующие на
группу 2-3, $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$



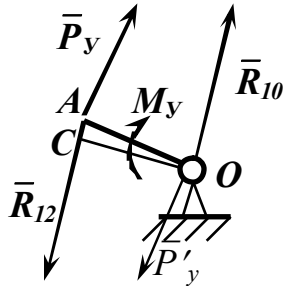
План сил, $\mu_P = 100 \text{ Н/мм}$

$$\bar{P} + \bar{R}_{30} + \bar{R}_{21} = 0$$

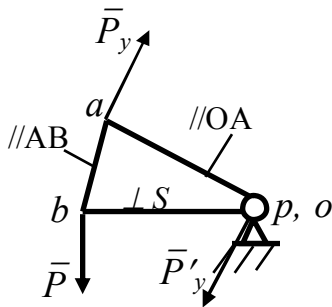
1-2 2-3 3-1



Силы, действующие на звено 1,
 $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$



Рычаг Н.Е. Жуковского



										КР. ТММ.04.18
Выполн.	Иванов									Силовой анализ механизма
Провер.	Некрасов									
										НВФ ОмГТУ, гр.

Рис. 4.9. Пример выполнения задачи 4

Задача 4. Силовой анализ механизма двигателя внутреннего сгорания

1. 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;
- 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 $\varphi_1 = 120^\circ$;
- максимальное индикаторное давление в цилиндре $P_{max}^i = 4,7$ МПа;
- диаметр поршня $D = 0,8h = 0,8 \cdot 0,1 = 0,08$ м.

2. Структурный анализ механизма

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

Число неподвижных 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.

3. План положений механизма.

Определим длину кривошипа OA :

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

Определим длину шатуна AB :

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

Для построения планов положений механизма примем масштабный коэффициент $\mu_l = l_{OA} / OA = 0,05 / 25 = 0,002$ м/мм, где $OA = 25$ мм – принятая длина отрезка, изображающего на чертеже кривошип OA . (Длину отрезка OA рекомендуется выбирать так, чтобы масштабный коэффициент μ_l был равен стандартному значению).

Определим длину отрезка, изображающего на чертеже шатун AB :

Выполн.	Тройкин			КР. ТММ.04.18	1
Провер.	Евдокимов				

Проведём окружность радиусом $OA = 25$ мм с центром в произвольно выбранной точке O . Проведём через точку O вертикальную направляющую движения ползуна ось y . Отметим на окружности точки A_0 и A_6 , соответствующие крайним положениям механизма. Под заданным углом $\varphi_1 = 120^\circ$ к оси y 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 положение звеньев, соответствующее заданному углу $\varphi_1 = 120^\circ$.

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

3. Определение движущих сил

Движущими силами в данном примере являются силы давления газов \bar{P} на поршень. Используя рис. 4.1, изобразим в прямоугольной системе координат $P^i(S)$ индикаторную диаграмму давления газов в цилиндре двигателя.

Длину абсциссы on , соответствующую ходу ползуна 3 , примем равной расстоянию между точками B_0 и B_6 , т.е. $on = h = B_0B_6$. Длину ординаты om , соответствующую $P^i_{max} = 4,7$ МПа, примем равной 94 мм.

Тогда масштабные коэффициенты по координатным осям графика $P^i(S)$ будут следующими:

$$\mu_s = \mu_l = 0,002 \text{ м/мм},$$

$$\mu_{P^i} = P^i_{max} / om = 4,7 / 94 = 0,05 \text{ МПа /мм}.$$

Ось ординат графика $P^i(S)$ проведём через точку B_0 , соответствующую крайнему положению ползуна 3 .

Построив на осях графика $P^i(S)$ координатную сетку, изобразим, используя метод копирования по клеткам, индикаторную диаграмму $P^i(S)$.

Проведём через точку B , соответствующую расчётному положению механизма, прямую линию параллельно оси ординат P^i графика $P^i(S)$. Величина индикаторного давления в расчётном положении механизма определяется из соотношения

$$P^i = ef \cdot \mu_P = 25 \cdot 0,05 = 1,25 \text{ МПа} = 1,25 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $ef = 25$ мм – длина отрезка на графике $P^i(S)$.

Выполн.	Тройкин			КР. ТММ.04.18	2
Провер.	Евдокимов				

Определим площадь поршня:

$$F_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 0,005 \text{ м}^2,$$

где D – диаметр поршня.

Определим силу давления газов на поршень:

$$P_{\Gamma} = \bar{P} \cdot F_{II} = 1,25 \cdot 10^6 \cdot 0,005 = 6280 \text{ Н.}$$

4. Силовой анализ структурной группы звеньев 2 и 3

Изобразим схему структурной группы звеньев 2 и 3 отдельно, с учетом масштабного коэффициента $\mu_l = 0,002$ м/мм. На схеме покажем все внешние силы, действующие на звенья 2 и 3. Действия отброшенных звеньев заменяем реакциями \bar{R}_{30} и \bar{R}_{21} . Реакция \bar{R}_{30} стойки на звено 3 проходит через точку B и направлена перпендикулярно оси y . Реакция \bar{R}_{21} звена 1 на звено 2 проходит через центр шарнира A . По теореме о трёх силах реакция \bar{R}_{21} должна проходить через точку пересечения линий действия силы \bar{P} и реакции \bar{R}_{30} , т.е. через точку B .

Составим векторное уравнение равновесия системы сил, действующих на группу звеньев 2 и 3 в целом:

$$\bar{P} + \bar{R}_{30} + \bar{R}_{21} = 0.$$

1–2 2–3 3–1

Здесь цифрами 1, 2, 3 обозначены начала и концы векторов сил.

Для нахождения \bar{R}_{30} и \bar{R}_{21} данное векторное уравнение решим графически, путем построения плана сил.

Примем масштабный коэффициент $\mu_p = 100$ Н / мм. Определим длину отрезка, изображающего вектор силы \bar{P} на чертеже:

$$/1-2 / = P / \mu_p = 6280 / 100 = 62,8 \text{ мм.}$$

Изобразим на плане сил вектор $\bar{1}-2$, изображающий силу \bar{P} , длиной 62,8 мм. Через точку 2 проведём линию действия реакции \bar{R}_{30} перпендикулярно оси y , а через точку 1 – линию действия реакции \bar{R}_{21} , параллельную AB . Точку пересечения этих прямых обозначим через 3. Вектор $\bar{2}-3$ изображает реакцию \bar{R}_{30} , а вектор $\bar{3}-1$ – реакцию \bar{R}_{21} .

Определим реакции \bar{R}_{30} и \bar{R}_{21} по величине:

$$R_{30} = /2-3 / \cdot \mu_p = 15 \cdot 100 = 1500 \text{ Н;}$$

$$R_{21} = /3-1 / \cdot \mu_p = 66 \cdot 100 = 6600 \text{ Н,}$$

где $/2-3 /$, $/3-1 /$ – длины векторов на плане сил, мм.

Выполнил.	Тройкин			КР. ТММ.04.18	3
Проверил.	Евдокимов				

Для нахождения реакции в шарнире B составим векторное уравнение равновесия звена 2:

$$\bar{R}_{21} + \bar{R}_{32} = 0,$$

где \bar{R}_{32} – реакция на звено 2 со стороны звена 3.

Отсюда получим:

$$\bar{R}_{32} = -\bar{R}_{21}.$$

Таким образом, приходим к выводу, что реакция \bar{R}_{32} в шарнире B равна по величине и обратная по направлению реакции \bar{R}_{21} .

5. Силовой расчет начального звена

Изобразим схему начального звена I , входящего в кинематическую пару со стойкой. Масштабный коэффициент построений примем $\mu_l = 0,002$ м/мм. На звено I действуют силы: \bar{R}_{12} – реакция со стороны отброшенного звена 2, \bar{R}_{10} – реакция со стороны стойки, \bar{M}_y – уравновешивающий момент. Реакция \bar{R}_{12} проходит через точку A . Реакция \bar{R}_{10} проходит через точку O .

Причём $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$.

Направление и величина реакции \bar{R}_{10} неизвестны. Направление и величина уравновешивающего момента сил \bar{M}_y также подлежат определению.

Составим векторное уравнение равновесия системы сил, действующих на звено I :

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{10} = 0, \text{ или } \bar{R}_{10} = -\bar{R}_{12}.$$

Следовательно, реакция \bar{R}_{10} , действующая на звено I со стороны стойки, равна по величине и противоположно направлена реакции \bar{R}_{21} .

Для определения уравновешивающего момента \bar{M}_y , приложенного к звену I , составим уравнение равновесия в виде суммы моментов сил, действующих на звено I , относительно точки O :

$$\Sigma M_O(I) = R_{12} \cdot l_{OC} - M_y = 0,$$

откуда

$$M_y = R_{12} \cdot l_{OC} = 6600 \cdot 0,048 = 316 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{Здесь } l_{OC} = OC \cdot \mu_l = 24 \cdot 0,002 = 0,048 \text{ м,}$$

где $OC = 24$ мм – длина перпендикуляра, опущенного из точки O на линию действия силы \bar{R}_{12} (плечо силы \bar{R}_{12} относительно точки O).

Выполн.	Тройкин			КР. ТММ.04.18	4
Провер.	Евдокимов				

6. Определение уравновешивающего момента методом рычага Н.Е. Жуковского

Изобразим рычаг Жуковского, представляющий собой жесткую ферму, имеющую вид повернутого на 90° (в любую сторону) плана скоростей механизма и закрепленного в полюсе. Масштаб построений может быть принят произвольным.

В соответствующие точки рычага Жуковского перенесём, сохраняя их направления, все внешние силы, действующие на звено механизма. Уравновешивающий момент M_y , действующий на звено I , заменяем парой сил \bar{P}_y и \bar{P}'_y , приложив их в точках A и O и направив перпендикулярно OA . Силы \bar{P}_y и \bar{P}'_y перенесём в точки a и p рычага Жуковского. Силу давления газов \bar{P} приложим в точке b .

Составим уравнение равновесия рычага Жуковского в форме суммы моментов сил относительно полюса p :

$$\sum M_p = P \cdot pb - P_y \cdot pa = 0,$$

откуда

$$P_y = (P \cdot pb) / pa = (6280 \cdot 49) / 50 = 6154 \text{ Н},$$

где pb и pa – длины отрезков, изображающих на рычаге Жуковского плечи сил относительно полюса (мм).

Величина P_y получилась здесь положительной, следовательно, предварительно выбранное направление этой силы оказалось верным. В противном случае пришлось бы изменить направление \bar{P}_y на противоположное.

Определим величину уравновешивающего момента:

$$M_y^{pc} = P_y \cdot l_{OA} = 6154 \cdot 0,05 = 308 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определим относительную разницу между величинами M_y и M_y^{pc} , найденными разными методами:

$$\Delta M = \left| \frac{M_y - M_y^{pc}}{M_y} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{316 - 308}{316} \right| \cdot 100\% = 2,5\%.$$

Полученная относительная разница ΔM не превышает 5%, следовательно, результаты определения уравновешивающего момента M_y можно считать удовлетворительными.

Выполн.	Тройкин			КР. ТММ.04.18	5
Провер.	Евдокимов				

ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Графическая часть решения задач контрольной работы выполняется на листах бумаги стандартного формата:

задача 1 – формат А4 (210 × 297 мм),

задача 2 – формат А3 (420 × 297 мм),

задача 3 – формат А4 (210 × 297 мм),

задача 4 – формат А3 (420 × 297 мм).

Каждый лист графической части контрольной работы снабжается рамкой и основной надписью по форме 1 (210 × 55 мм). Основная надпись по форме 1 представлена на рисунке 5.1.

Расчётная часть для каждой задачи выполняется на листах бумаги формата А4 и снабжается рамкой и основной надписью по форме 2а (210 × 15 мм). Форма 2а основной надписи представлена на рисунке 5.2.

Контрольная работа снабжается титульным листом, форма которого представлена на рисунке 5.3.

Все листы контрольной работы сшиваются степлером или скоросшивателем в одну папку.

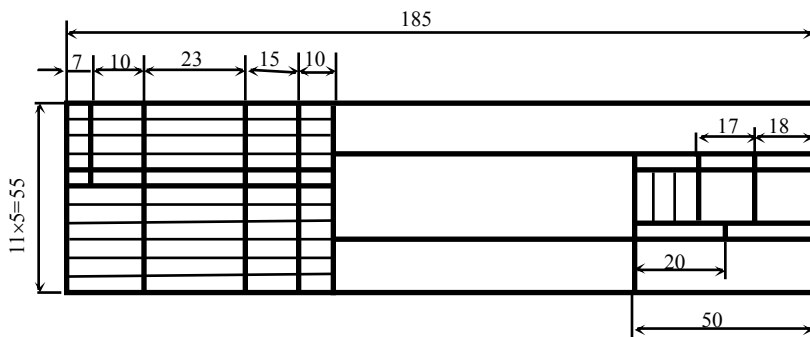


Рисунок 5.1. Основная надпись по форме 1

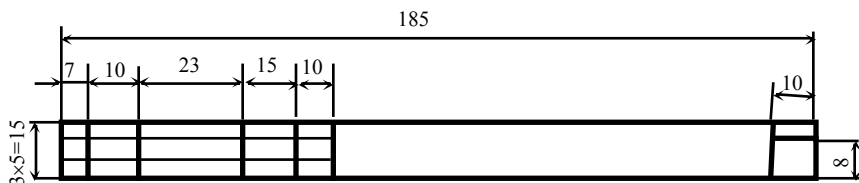


Рисунок 5.2. Основная надпись по форме 2а

Омский Государственный Технический Университет
Нижевартовский филиал

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА
по теории механизмов и машин

- Задачи:
1. Структурный анализ плоского рычажного механизма;
 2. Кинематический анализ плоского рычажного механизма;
 3. Кинематический анализ многоступенчатой зубчатой передачи;
 4. Силовой анализ кривошипно-ползунного механизма

Вариант 18

Выполнил студент Иванов И.И..

Группа

№ зачётной книжки – 018

Проверил: к.э.н., доцент Некрасов А.В.

Нижевартовск - 2014

В основной надписи каждого листа контрольной работы выполнить обозначение по типу:

КР.ТММ. 01.18,

где КР – контрольная работа;

ТММ – теория механизмов и машин;

01 – номер задачи;

18 – номер варианта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
2. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / Г.А.Тимофеев.– М.: Издательство Юрайт, 2010.– 351 с.
3. Левитская О.Н., Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская., Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 1985. – 280 с.
4. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
5. Краткий словарь основных терминов и понятий по теории механизмов и машин / Новосиб. гос. аграр. ун-т, сост. Ю.И. Евдокимов.– Новосибирск, 2011.– 17 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ _____	3
СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ _____	3
ЗАДАЧА 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА _____	3
ЗАДАЧА 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА _____	10
ЗАДАЧА 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ _____	20
ЗАДАЧА 4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА _____	27
ОФОРМЛЕНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ _____	41
ЛИТЕРАТУРА _____	43