

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт Нефти и Газа

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Теория механизмов и машин»

«Анализ и синтез механизмов сложной технической системы»

Расчетно-пояснительная записка

Руководитель	_____	_____	_____
	подпись, дата	доцент. к.т.н должность, ученая степень	М.В. Меснянкин инициалы, фамилия
Студент	ЗНБ 18-03	123456789	_____
	номер группы	номер зачетной книжки	подпись, дата
			А.В. Иванов инициалы, фамилия

Красноярск 2020

ЗАДАНИЕ

1 Структурный анализ сложного плоского рычажного механизма

- 1.1 вычертить структурную схему механизма;
- 1.2 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;
- 1.3 определить вид совершаемого движения и количество вершин подвижных звеньев, (результат представить в виде таблицы);
- 1.4 определить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);
- 1.5 определить вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);
- 1.6 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;
- 1.7 выявить количество, класс, вид и порядок структурных групп, а также число и подвижность первичных механизмов (групп начальных звеньев);
- 1.8 сформировать модель состава структуры и определить класс механизма;
- 1.9 провести проверку полученных результатов.

2 Метрический синтез кинематических схем сложного плоского рычажного механизма по заданным параметрам

- 2.1 выбрать характерные точки механизма и выявить траектории их движения;
- 2.2 определить масштабный коэффициент длин;
- 2.3 перевести все заданные геометрические параметры механизма, имеющие размерность длин, м, в масштабный коэффициент;
- 2.4 по полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определить крайние (граничные) положения выходного(ых) звена(ьев) типового механизма лежащего в основе структуры сложного плоского рычажного механизма;
- 2.5 обосновав выбор начального положения, выполнить синтез кинематических схем для обоих крайних (граничных) положений сложного плоского рычажного механизма;
- 2.6 начиная с выбранного начала отсчета, выполнить синтез план положений плоского рычажного механизма для 12(13) положений начального звена;
- 2.7 определив величины фазовых углов рабочего и холостого ходов, выполнить проверку условия эффективной эксплуатации механизмов (при не выполнении условия провести смену нумерации положений механизма);

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Меснянкин М. В.					2	
Реценз.						СФУ ИНИГ зр. ЗНБ18-03Б		
Н. Контр.								
Утверд.								

2.8 определить ход всех ползунов и коэффициент неравномерности средней скорости сложного плоского рычажного механизма.

3 Кинематический анализ сложного плоского рычажного механизма

3.1 составить векторные уравнения распределения величин скоростей между характерными точками механизма;

3.2 выбрать масштабный коэффициент скоростей;

3.3 решая векторные уравнения, выполнить синтез планов скоростей для заданных (четных) положений начального звена;

3.4 определить значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для каждого положения начального звена;

3.5 составить векторные уравнения распределения величин ускорений между характерными точками механизма;

3.7 выбрать масштабный коэффициент ускорений;

3.8 решая векторные уравнения, выполнить синтез планов ускорений для заданных (четных или нечетных) положений начального звена;

3.9 определить значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для каждого положения начального звена.

4 Силовой анализ сложного плоского рычажного механизма

4.1 определив значения и направления силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести, сил и моментов пар сил инерции, выполнить синтез расчетной модели (схемы), установив для механизма квазистатическое равновесие для заданного положения начального звена;

4.2 выполнить синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для силового анализа;

4.3 выполнить синтез повернутого плана скоростей заданного (второго) положения начального звена;

4.4 используя теорему Жуковского, перенести все силовые факторы с расчетной модели (схемы) в одноименные точки повернутого плана скоростей;

4.5 определить значение силового управляющего воздействия;

4.6 согласно модели состава структуры плоского рычажного механизма (п.1.8) вычертить в масштабном коэффициенте длин структурные группы звеньев и первичный механизм для заданного (второго) положения начального звена, а также приложить к ним вектора сил и моменты пар сил, сохраняя их направление и линии действия согласно расчетной модели (схемы) механизма;

4.7 для структурной группы звеньев 5-4

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы			Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Меснянкин М. В.								3	
Реценз.								СФУ ИГиГ зр. ЗНБ18-03Б			
Н. Контр.											
Утверд.											

4.7.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.7.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.7.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.7.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.7.5 определить значения реакций связей;

4.8 для структурной группы звеньев 3-2

4.8.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.8.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.8.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.8.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.8.5 определить значения реакций связей;

4.9 для первичного механизма 0-1

4.9.1 установить состояния силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар;

4.9.2 составить уравнение кинетостатического равновесия;

4.9.3 выявить степень неопределимости и раскрыть ее;

4.9.4 выбрать масштабный коэффициент сил, выполнить перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез плана сил;

4.9.5 определить значения реакций связей и уравновешивающей силы;

4.10 определить значение уравновешивающего момента пары сил и определить погрешность выполненных вычислений.

5 Динамический анализ сложного плоского рычажного механизма:

5.1 для каждого ползуна в соответствии с величиной фазового угла рабочего хода выявить положения механизма, в которых при определении значений приведенного момента пары сил необходимо учесть действие сил полезного сопротивления;

5.2 выполнить синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для динамического анализа;

5.3 синтез диаграммы приведенного момента сил механизма

5.3.1 используя следствие из теоремы Жуковского, перенести все силовые факторы, действующие на звенья в одноименные точки действительного плана скоростей для каждого положения начального звена;

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Меснянкин М. В.					4	
Реценз.						СФУ ИНИГ зр. ЗНБ18-03Б		
Н. Контр.								
Утверд.								

5.3.2 выполнив синтез расчетных моделей, установить статическое равновесие и вычислить величину уравнивающей силы для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.3.3 определить значения приведенной силы и приведенного момента пар сил для каждого положения начального звена (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.3.4 выбрав масштабные коэффициенты осей приведенных моментов пар сил и угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграммы приведенных моментов пар сил сопротивления и приведенных моментов пар движущих сил;

5.4 осуществив преобразования диаграммы приведенных моментов пар сил, выполнить синтез диаграммы работ и вычислить значение масштабного коэффициента оси работ, а также приращение работы и величину работы для каждого положения начального звена (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.5 выбрав значение масштабного коэффициента оси изменения кинетической энергии (разности работ), выполнить синтез диаграммы изменения кинетической энергии (разности работ), используя метод графического вычитания (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6 синтез диаграммы приведенного момента инерции механизма

5.6.1 представить приведенный момент инерции механизма в виде суммы постоянной и переменной частей;

5.6.2 представив постоянную часть приведенного момента инерции механизма в виде суммы приведенных моментов инерции элементов привода (энергетическая машина, передаточный механизм и рабочая машина), определить ее значение;

5.6.3 вывести уравнение и рассчитать значения переменной части приведенного момента инерции для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6.4 определить величину приведенного момента инерции и приведенной массы для каждого положения механизма (результат вычислений представить в виде таблицы);

5.6.5 определив значения масштабных коэффициентов осей приведенного момента инерции и угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграмм приведенного момента инерции и приведенной массы механизма;

5.7 методом графического исключения угла поворота звена приведения, выполнить синтез диаграмм «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса»;

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы			Лит.	Лист	Листов	
Провер.		Меснянкин М. В.								5	
Реценз.								СФУ ИГиГ зр. ЗНБ18-03Б			
Н. Контр.											
Утверд.											

5.8 вычислив значения углов наклона, провести касательные к замкнутой кривой на диаграммах «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса» (значение коэффициента неравномерности хода выбрать из таблицы согласно приложению А);

5.9 определить значение момента инерции маховой массы.

6 Анализ и синтез простого плоского зубчатого механизма:

6.1 вычертить структурную схему механизма;

6.2 в соответствии с признаками классификации простых зубчатых механизмов, установить тип заданной структурной схемы механизма;

6.3 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;

6.4 определить название и вид совершаемого движения звеньев (результат представить в виде таблицы);

6.5 выявить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);

6.6 выполнив модификацию кинематических пар, исключить дефекты структуры (результат представить в виде таблицы);

6.7 определить число и вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);

6.8 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;

6.9 определить величины дополнительных исходных данных (согласно приложению Б);

6.10 вычислить значения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес и эвольвентного зацепления (согласно приложению В);

6.11 провести проверку правильности вычислений (согласно приложению Г);

6.12 выбрать масштабный коэффициент длин;

6.13 перевести все вычисленные значения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес и эвольвентного зацепления в масштабный коэффициент длин;

6.14 определить радиус сопряжения переходной кривой (согласно приложению Д);

6.15 по полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте длин выполнить метрический синтез эвольвентного зацепления зубчатых колес простого плоского зубчатого механизма;

6.16 выполнить метрический синтез кинематической схемы простого плоского зубчатого механизма.

					КП 15.03.02–123456789 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Меснянкин М. В.					6	
Реценз.						СФУ ИНИГ зр. ЗНБ18–03Б		
Н. Контр.								
Утверд.								

7 Анализ и синтез сложного плоского зубчатого механизма:

7.1 вычертить структурную схему и начиная с ведущего звена шестерни 1, обозначить буквами латинского алфавита подвижные соединения звеньев, содержащиеся в структуре механизма;

7.2 согласно классификации сложных зубчатых механизмов, установить тип заданной структурной схемы механизма;

7.3 выбрать структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма;

7.4 определить название и вид совершаемого движения звеньев (результат представить в виде таблицы);

7.5 выявить название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар (результат представить в виде таблицы);

7.6 определить вид кинематической цепи, выявить количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке);

7.7 обосновав значения коэффициентов, определить подвижность (степень подвижности) механизма;

7.8 определить числа зубьев всех колес механизма;

7.9 рассчитать диаметры начальных (делительных) окружностей колес;

7.10 выбрать масштабный коэффициент длин;

7.11 переведя вычисленные значения диаметров начальных (делительных) окружностей колес в масштабный коэффициент длин, выполнить метрический синтез кинематической схемы механизма;

7.12 определить характерные точки механизма;

7.13 выбрав масштабные коэффициенты осей длин и линейных скоростей, выполнить синтез планов линейных и угловых скоростей;

7.14 вычислить значения линейных скоростей характерных точек и угловых скоростей звеньев;

7.15 вычислить фактические прямое и обратное передаточные отношения механизма и определить погрешность вычислений.

					КП 15.03.02–123456789 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Иванов А.В.			Анализ и синтез механизмов сложной технической системы	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Меснянкин М. В.					7	
Реценз.						СФУ ИНИГ зр. ЗНБ18-03Б		
Н. Контр.								
Утверд.								

1 Структурный анализ схемы сложного плоского рычажного механизма

1.1 Вычертим структурную схему механизма

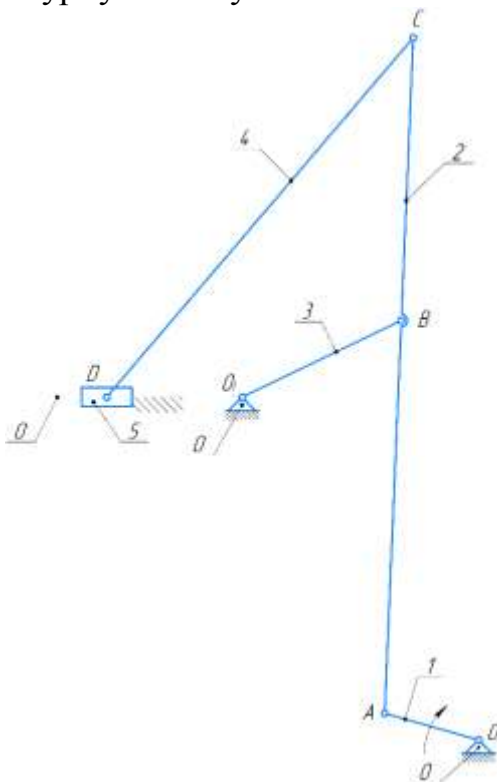


Рисунок 1 – Структурная схема механизма

1.2 Выберем структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма.

Для плоских механизмов используется структурная формула Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

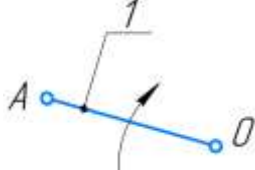

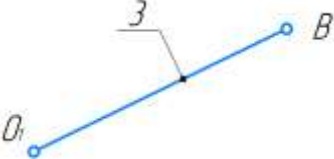
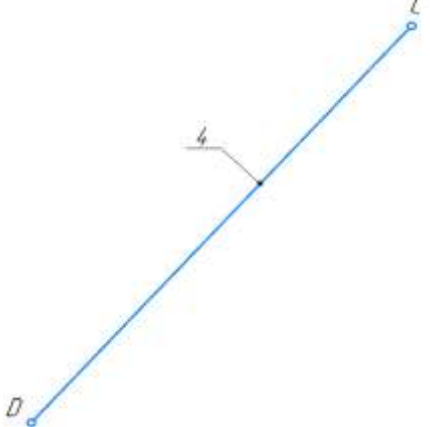
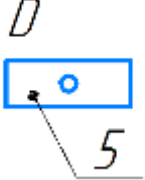
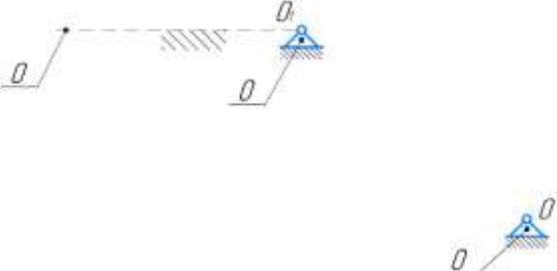
где n – количество подвижных звеньев;

p_5 и p_4 – число кинематических пар 4 и 5 классов;

W – подвижность механизма.

1.3 Определим вид совершаемого движения и количество вершин подвижных звеньев. Все данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Виды движений звеньев

Название звена / вид движения	Схема	№ звена
Кривошип / вращательное		1
Шатун / сложное		2
Коромысло / вращательное		3
Шатун / сложное		4
Ползун / вращательное		5
Стойка / неподвижное		0

Определим название, класс, подвижность, вид контакта и замыкание всех кинематических пар (КП).

Класс КП определяется количеством связей, наложенных на относительное движение звеньев.

Связь – ограничение звеньев, контакт.

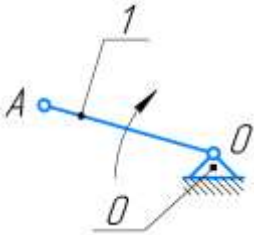


Подвижность – количество движений, совершаемых относительно.

Степень подвижности тела в пространстве равна 6, также она равна сумме значений связей и подвижности.

Если контакт идет по точке или линии, то пара является высшей, если по плоскости или поверхности – низшей.

Результаты представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Свойства кинематических пар механизма

Вид контакта / замыкание	Схема КП	Класс / подвижность	№ звеньев / название КП
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	0 – 1 / вращательная
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	1 – 2 / вращательная
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	2 – 3 / вращательная

Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	3 – 0 / вращательная
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	2 – 4 / вращательная
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	4 – 5 / вращательная
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	5 – 0 / поступательная

1.4 Определим вид кинематической цепи и выявим количество элементов стойки.

Кинематическая цепь этого механизма является сложной, так как нулевое и второе звенья входят в состав более 2-ух кинематических пар, а именно – трех, также эта кинематическая цепь является замкнутой.

В данном механизме к стойке присоединены 3 подвижных звена: звенья №1, №3, №5.

1.5 Определим подвижность механизма, обосновав значения коэффициентов.

$$p_5 = 7; p_4 = 0; n = 5 \Rightarrow W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Подвижность исследуемого механизма $W=1$, это означает, что достаточно одной обобщенной координаты для однозначного определения положений всех звеньев механизма на плоскости.

1.6 Выявим количество, класс, вид и порядок структурных групп, а также число и подвижность первичных механизмов.

Для этого механизм следует разделить на группы звеньев, начиная с выходного звена в сторону ведущего, учитывая при этом, что если одно звено уже участвует в какой-либо группе, то в другой оно участвовать не может и даже свободным поводком.

Первичным механизмом называется элементарный механизм, состоящий из стойки и присоединенного к ней ведущего звена ($W \geq 0$).

СГЗ – это кинематическая цепь, состоящая только из подвижных звеньев, подвижность которой равна нулю, не влияющая на основную подвижность механизма.

1) Группа 4-5.

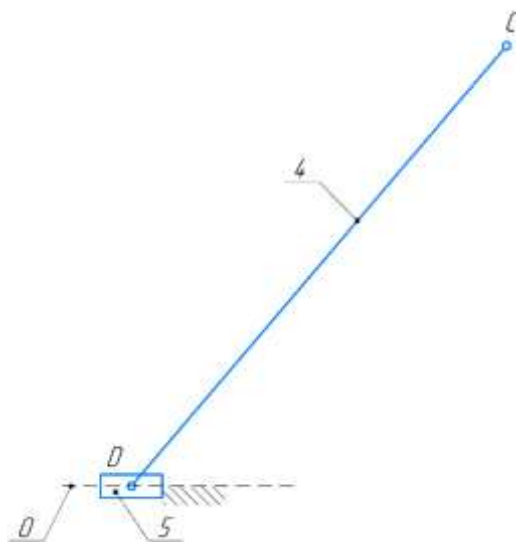


Рисунок 2 – Группа 4-5

Количество подвижных звеньев $n=2$. Кинематические пары 5-ого класса: 2-4, 4-5, 5-0. Кинематические пары 4-ого класса отсутствуют.

Тогда подвижность группы $W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 6 - 6 = 0 \Rightarrow$ это структурная группа звеньев (СГЗ).

Класс СГЗ определяется количеством подвижных звеньев, образующих группу, порядок числом свободных поводков, присоединенных к группе, а вид структурной формулой группы, то есть видом кинематических пар.

Класс группы 2, порядок 2, вид 2 (ВВП).

2) Группа 2-3.

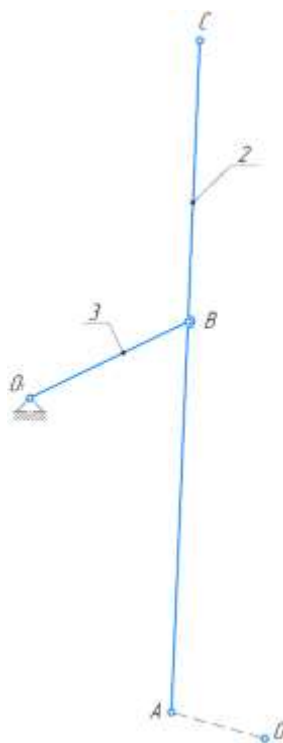


Рисунок 3 – Группа 2-3

Количество подвижных звеньев $n = 2$. Кинематические пары 5-ого класса: 1-2, 2-3, 3-0. Кинематические пары 4-ого класса отсутствуют.

Тогда подвижность группы $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 6 - 6 = 0 \Rightarrow$ это структурная группа звеньев (СГЗ).

Класс группы 2, порядок 2, вид 1 (ВВВ).

3) Группа 1-0.

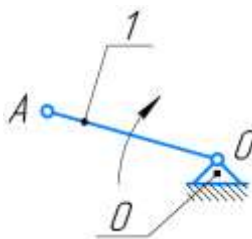


Рисунок 4 – Группа 1-0

Количество подвижных звеньев $n = 1$. Кинематические пары 5-ого класса: 0-1. Кинематические пары 4-ого класса отсутствуют.

Тогда подвижность группы $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 3 - 2 = 1 \Rightarrow$ эта группа звеньев является первичным механизмом (ПМ).

1.7 Сформируем модель состава структуры и определим класс механизма.

Структурная формула механизма имеет следующий вид:

$$[Механизм] = [ПМ] + [СГЗ(2-3)] + [СГЗ(4-5)]$$

$$W = 1 \quad W = 1 \quad 2k2n1v \quad 2k2n2v$$

Исследуемый механизм обладает подвижностью $W=1$ и является механизмом 2 класса, класс механизма определяется наибольшим классом СГЗ, входящих в его состав.

1.8 Проведем проверку полученных результатов.

Подвижность механизма должна быть равна сумме подвижностей входящих в него групп звеньев:

$$W = 1 + 0 + 0 = 1.$$

Данное значение совпадает с результатом, полученным ранее, следовательно, проверка выполняется.

2 Метрический синтез кинематической схемы сложного плоского рычажного механизма по заданным параметрам

2.1 Выберем характерные точки механизма и выявим траектории их движения.

В данном механизме характерными точками являются точки A, B, C, D, O, O_1 .

Точки O и O_1 неподвижны.

Точка A движется по окружности относительно точки O .

Точка B движется по дуге окружности относительно точки O_1 .

Траектория точки C представляет собой сложное движение.

Точка D движется поступательно.

2.2 Определим масштабный коэффициент длин.

Масштабный коэффициент – это отношение какой-либо действительной величины параметра механизма, взятого в собственной размерности, к длине отрезка в мм., отображающего данный параметр на чертеже.

Масштабный коэффициент длин определяется по длине кривошипа:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{|OA|}, \left[\frac{м}{мм} \right], \quad (2.1)$$

где l_{OA} – действительная длина кривошипа;

$|OA|$ – произвольный отрезок, взятый в мм., который строит кривошип на кинематической схеме.

Возьмем $|OA|$ равным 31 мм., тогда масштабный коэффициент:

$$\mu_l = \frac{0,031}{31} = 10^{-3}, \left[\frac{м}{мм} \right].$$

2.3 Переведем оставшиеся геометрические размеры в мм. с помощью масштабного коэффициента.

Формула для определения геометрических размеров:

$$|l_i| = \frac{l_i}{\mu_l} \quad (2.2)$$

где i – звено, для которого вычисляется длина на кинематической схеме.

$$|AB| = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,125}{10^{-3}} = 125, \text{ (мм)}.$$

$$|BO_1| = \frac{l_{BO_1}}{\mu_l} = \frac{0,056}{10^{-3}} = 56, \text{ (мм)}.$$

$$|BC| = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,09}{10^{-3}} = 90, \text{ (мм)}.$$

$$|CD| = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0,150}{10^{-3}} = 150, \text{ (мм)}.$$

$$|a| = \frac{l_a}{\mu_l} = \frac{0,075}{10^{-3}} = 75, \text{ (мм)}.$$

$$|b| = \frac{l_b}{\mu_l} = \frac{0,109}{10^{-3}} = 109, \text{ (мм)}.$$

$$|AS_2| = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} = \frac{0,155}{10^{-3}} = 155, \text{ (мм)}.$$

$$|BS_3| = \frac{l_{BS_3}}{\mu_l} = \frac{0,025}{10^{-3}} = 25, \text{ (мм)}.$$

$$|CS_4| = \frac{l_{CS_4}}{\mu_l} = \frac{0,068}{10^{-3}} = 68, \text{ (мм)}.$$

2.4 По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте определим крайние (граничные) положения выходного звена типового механизма, лежащего в основе структуры сложного плоского рычажного механизма.

В основе данного сложного плоского рычажного механизма лежит такой типовой механизм, как шарнирный четырёхзвенный, его выходным звеном является коромысло BO_1 .

Крайние положения механизма – это такие положения, в которых выходное звено (входящее в контур типового) имеет скорости, равные нулю, и в следующий момент времени может совершать движение только в противоположную сторону, это достигается, когда кривошип и шатун лежат на одной прямой линии.

Крайние положения определяют следующим образом:

1) На чистом месте произвольно ставится точка, принадлежащая неподвижной точке кривошипа (точка O).

2) Из точки O строятся дуги радиусами $R = |OA| + |AB|$ и $R = |AB| - |OA|$, далее делаются засечки на траектории движения точки B выходного звена, из

получившихся точек следует провести прямые через точку O до траектории движения точки A , определяя таким образом положение кривошипа и шатуна.

2.5 Обосновав выбор начального положения, выполним синтез кинематических схем для обоих крайних (граничных) положений сложного плоского рычажного механизма.

Углы между положениями линий, на которых лежат кривошип OA и шатун AB , для крайних положений типового механизма получились равными $179^\circ 14'$ и $180^\circ 46'$.

Так как для плоских рычажных механизмов рабочий ход должен соответствовать наибольшему углу поворота кривошипа и должен быть максимален по времени, а при запуске механизма в работу его звенья должны начинать двигаться с рабочего хода, то выбираем за начальное такое крайнее положение, при котором точка B лежит от точки O на расстоянии $R = |OA| + |AB|$, таким образом угол поворота ведущего звена, соответствующий холостому ходу, будет меньше, чем соответствующий рабочему.

Синтез кинематических схем для обоих крайних (граничных) положений сложного плоского рычажного механизма выполним, достроив положения оставшихся точек с помощью метода засечек.

2.6 Начиная с выбранного начала отсчета выполним синтез плана положений плоского рычажного механизма для 13 положений начального звена.

Для этого нумеруем начальной положение цифрой 0, а второе крайнее цифрой 7. Далее от начального положения кривошипа по ходу вращения с угловым шагом 30° строим 12 оставшихся положений, при этом 13 положение будет совпадать с начальным. От каждого положения кривошипа методом засечек определяются положения ведомых звеньев.

2.7 Определив величины фазовых углов рабочего и холостого ходов, выполним проверку условия эффективной эксплуатации механизма (при невыполнении условия нужно провести смену нумерации положений механизма).

Рабочий ход в одну сторону и холостой в обратную соответствуют углу поворота выходного звена типового механизма от одного крайнего положения до другого.

В данном случае, если рассматривать типовой механизм, входящий в состав сложного, то $\varphi_{прх} = \varphi_{обрх}$, следовательно, проверка выполняется, и смена нумерации положений механизма не требуется.

2.8 Определим ход ползуна и коэффициент неравномерности средней скорости сложного плоского рычажного механизма.

Коэффициент неравномерности средней скорости характеризует отношение времени холостого хода T_{xx} к времени рабочего хода $T_{рх}$:

$$k = \frac{T_{xx}}{T_{px}} = \frac{\pi - \theta}{\pi + \theta} = \frac{180 - 0,77}{180 + 0,77} = 0,99 \quad (2.3)$$

где $\theta = 0,77^\circ$ – угол между положениями шатуна в крайних положениях механизма.

Ход механизма – расстояние между начальным и конечным положениями выходного звена. Данный механизм имеет одно выходное звено, это звено 5 (ползун).

Ход H для ползуна 5 равен расстоянию $|D_{11}D_5|$ на плане положений, то есть в переводе в действительную величину:

$$H = D_{11}D_5 = |D_{11}D_5| \cdot \mu_l = 65,24 \cdot 10^{-3} \approx 0,065, \text{ (м)}.$$

3 Кинематический анализ сложного плоского рычажного механизма

3.1 Составим векторные уравнения распределения величин скоростей между характерными точками механизма.

Условливаемся, что кривошип OA совершает равномерное вращательное движение.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = const, \quad (3.1)$$

где ω_1 – угловая частота вращения кривошипа, c^{-1} ;

$n_1 = 250$ – частота вращения кривошипа, $мин^{-1}$.

$$v_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = const, \quad (3.2)$$

где v_{AO} – скорость относительного вращательного движения кривошипа, $м/с$.

Векторные уравнения распределения скоростей записываем для каждой точки механизма, начиная с неподвижной точки кривошипа (точка O) в сторону выходного звена:

- 1) $\vec{v}_O = 0$;
- 2) $\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{AO} = \vec{v}_{AO}$;
- 3) $\vec{v}_B = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{BO_1} = \vec{v}_{BO_1}$;
- 4) $\vec{v}_{O_1} = 0$;

$$5) \vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA};$$

$$6) \vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}.$$

3.2 Выберем масштабный коэффициент скоростей.

$$\mu_v = \frac{v_{AO}}{|pa|}, \left[\frac{м}{с \cdot мм} \right], \quad (3.3)$$

где v_{AO} – действительное значение скорости относительного вращательного движения точки A вокруг точки O , $м / с$.

$|pa|$ – произвольный отрезок, изображающий на плане скоростей вектор скорости относительного вращательного движения точки A вокруг точки O , $мм$.

Определим скорость точки A :

Так как точка O неподвижна, ее относительная скорость $v_O = 0$.

Тогда $\vec{v}_A = \vec{v}_{AO}$.

Формула для нахождения скорости относительного вращательного движения одной точки относительно другой:

$$v_{km} = \omega_i \cdot l_i, \quad (3.4)$$

где v_{km} – скорость относительного вращательного движения точки k вокруг точки m , $м / с$;

ω_i – угловая скорость i -ого звена, $с^{-1}$;

l_i – длина i -ого звена, $м$.

Подставим числовые данные в формулу, совмещенную из формул (3.1) и (3.2):

$$v_{AO} = 0,031 \cdot \frac{\pi \cdot 250}{30} = 0,812, (м / с).$$

Принимая $|pa| = 50$ $мм$, выберем масштабный коэффициент, подставив все данные в формулу (3.3):

$$\mu_v = \frac{0,812}{50} = 0,01624, \left(\frac{м}{с \cdot мм} \right).$$

3.3 Решая векторные уравнения, выполним синтез планов скоростей для заданных положений начального звена.

Если скорость точки, принадлежащей механизму, равна нулю, то эта точка на плане скоростей находится в полюсе, а вектор относительной скорости звена лежит на линии, перпендикулярной оси звена.

В данном случае скорости точек O и O_1 всегда равны нулю.

1) Точка O :

$\vec{v}_O = 0$, следовательно, точка O находится в полюсе на плане скоростей.

2) Точка A :

$$\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{AO} = \vec{v}_{AO}$$

Точка a лежит на линии, перпендикулярной оси звена OA .

$$|pa| = 50 \text{ мм.}$$

3) Точка O_1 :

$\vec{v}_{O_1} = 0$, следовательно, точка O_1 находится в полюсе на плане скоростей.

4) Точка B :

$$\vec{v}_B = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{BO_1} = \vec{v}_{BO_1}$$

Точка b лежит на линии, перпендикулярной оси звена BO_1 .

Так как точка B принадлежит 2 звеньям, то направление ее скорости будет перпендикулярно осям звеньев AC и BO_1 , а точка b на плане скоростей будет лежать на пересечении этих перпендикуляров, проведенных из соответствующих точек.

5) Точка C :

$$\vec{v}_C = \vec{v}_A + \vec{v}_{CA};$$

Точка c лежит на линии, перпендикулярной оси звена AC .

В данном случае для определения положения точки C на плане скоростей воспользуемся теоремой подобия.

Если для 2-ух точек одного звена векторные уравнения составлены и решены, то для других точек этого же звена решается теорема подобия, которая гласит, что фигура, имеющаяся на плане положений, и фигура, полученная на плане скоростей, должны быть подобными.

6) Точка D :

$$\vec{v}_D = \vec{v}_C + \vec{v}_{DC}.$$

Точка D принадлежит ползуну, а значит $\vec{v}_D \parallel DO_1$.

Положение точки d на плане скоростей будет определяться как пересечение линии, перпендикулярной оси звена CD , и линии, параллельной движению ползуна D .

Положения точек, соответствующих центрам тяжести 2-ого, 3-его и 4-ого звеньев (S_2, S_3, S_4), определяются также через теорему подобия.

Центры тяжести 1-ого и 5-ого (S_1 и S_5) на плане положений совпадают, соответственно, с точками O и D , следовательно, их положения на плане скоростей также будут совпадать.

Применение теоремы подобия для всех положений механизма:

Положение 0, 13:

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{50} = 2,5 \Rightarrow |ac| = \frac{|AC|}{2,5} = \frac{215}{2,5} = 86, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{50} = 2,5 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{2,5} = \frac{155}{2,5} = 62, \text{ (мм)}.$$

$$|bs_3| = 0, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{17,484} = 8,579 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{8,579} = \frac{68}{8,579} = 7,926, \text{ (мм)}.$$

Положение 1:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{28,02} = 4,461 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{4,461} = \frac{90}{4,461} = 20,18, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{28,02} = 4,461 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{4,461} = \frac{155}{4,461} = 37,746, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{31,798} = 1,761 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,761} = \frac{25}{1,761} = 14,197, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{52,468} = 2,859 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{2,859} = \frac{68}{2,859} = 23,785, \text{ (мм)}.$$

Положение 2:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{12,572} = 9,943 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{9,943} = \frac{90}{9,943} = 9,052, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{12,572} = 9,943 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{9,943} = \frac{155}{9,943} = 15,589, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{46,917} = 1,194 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,194} = \frac{25}{1,194} = 20,938, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{65,584} = 2,287 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{2,287} = \frac{68}{2,287} = 29,733, \text{ (мм)}.$$

Положение 3:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{0,758} = 164,882 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{164,882} = \frac{90}{164,882} = 0,546, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{0,758} = 164,882 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{164,882} = \frac{155}{164,882} = 0,94, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{50,833} = 1,102 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,102} = \frac{25}{1,102} = 22,686, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{64,302} = 2,333 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{2,333} = \frac{68}{2,333} = 29,147, \text{ (мм)}.$$

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Положение 4:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{12,794} = 9,77 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{9,77} = \frac{90}{9,77} = 9,212, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{12,794} = 9,77 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{9,77} = \frac{155}{9,77} = 15,865, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{43,145} = 1,298 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,298} = \frac{25}{1,298} = 19,26, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{46,8} = 3,205 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{3,205} = \frac{68}{3,205} = 21,217, \text{ (мм)}.$$

Положение 5:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{31,68} = 3,946 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{3,946} = \frac{90}{3,946} = 22,81, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{31,68} = 3,946 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{3,946} = \frac{155}{3,946} = 39,28, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{24,88} = 2,251 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{2,251} = \frac{25}{2,251} = 11,106, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{18,646} = 8,045 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{8,045} = \frac{68}{8,045} = 8,453, \text{ (мм)}.$$

Положение 6:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{49,687} = 2,516 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{2,516} = \frac{90}{2,516} = 35,77, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{49,687} = 2,516 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{2,516} = \frac{155}{2,516} = 61,606, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{0,589} = 95,155 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{95,155} = \frac{25}{95,155} = 0,263, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{8,885} = 16,882 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{16,882} = \frac{68}{16,882} = 4,028, \text{ (мм)}.$$

Положение 7:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{50} = 2,5 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{2,5} = \frac{90}{2,5} = 36, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{50} = 2,5 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{2,5} = \frac{155}{2,5} = 62, \text{ (мм)}.$$

$$|bs_3| = 0, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{9,451} = 15,872 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{15,872} = \frac{68}{15,872} = 4,284, \text{ (мм)}.$$

Положение 8:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{53,433} = 2,34 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{2,34} = \frac{90}{2,34} = 38,462, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{53,433} = 2,339 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{2,339} = \frac{155}{2,339} = 66,268, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{19,61} = 5,701 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{5,701} = \frac{25}{5,701} = 11,928, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{26,312} = 5,701 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{5,701} = \frac{68}{5,701} = 11,928, \text{ (мм)}.$$

Положение 9:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{38,4} = 3,255 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{3,255} = \frac{90}{3,255} = 27,648, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{38,4} = 3,255 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{3,255} = \frac{155}{3,255} = 47,619, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{35,127} = 1,594 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,594} = \frac{25}{1,594} = 15,684, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{41,473} = 3,617 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{3,617} = \frac{68}{3,617} = 18,816, \text{ (мм)}.$$

Положение 10:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{5,376} = 23,25 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{23,25} = \frac{90}{23,25} = 3,871, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{5,376} = 23,25 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{23,25} = \frac{155}{23,25} = 6,667, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{48,517} = 1,154 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,154} = \frac{25}{1,154} = 21,664, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{62,836} = 2,387 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{2,387} = \frac{68}{2,387} = 28,488, \text{ (мм)}.$$

Положение 11:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{37,636} = 3,321 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{3,321} = \frac{90}{3,321} = 27,098, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{37,636} = 3,321 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{3,321} = \frac{155}{3,321} = 46,673, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{55,175} = 1,015 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,015} = \frac{25}{1,015} = 24,631, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{78,456} = 1,912 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{1,912} = \frac{68}{1,912} = 35,565, \text{ (мм)}.$$

Положение 12:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{62,385} = 2,004 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{2,004} = \frac{90}{2,004} = 45, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{62,385} = 2,004 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{2,004} = \frac{155}{2,004} = 77,345, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{39,032} = 1,435 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{1,435} = \frac{25}{1,435} = 17,422, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{46,437} = 3,23 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{3,23} = \frac{68}{3,23} = 21,053, \text{ (мм)}.$$

3.4 Определим значения скоростей характерных точек, а также величины и направления действия угловых скоростей всех звеньев механизма для каждого положения начального звена.

Для определения значений скоростей характерных точек механизма и центров тяжести звеньев замерим на плане скоростей отрезки $|pb|$, $|pc|$, $|pd|$, $|ac|$, $|cd|$, $|ps_2|$, $|ps_3|$, $|ps_4|$ и с помощью масштабного коэффициента μ_v получим действительные значения скоростей этих точек.

$$v_B = |pb| \cdot \mu_v \quad (3.5)$$

$$v_C = |pc| \cdot \mu_v \quad (3.6)$$

$$v_D = v_{S_5} = |pd| \cdot \mu_v \quad (3.7)$$

$$v_{CA} = |ac| \cdot \mu_v \quad (3.8)$$

$$v_{DC} = |cd| \cdot \mu_v \quad (3.9)$$

$$v_{S_2} = |ps_2| \cdot \mu_v \quad (3.10)$$

$$v_{S_3} = |ps_3| \cdot \mu_v \quad (3.11)$$

$$v_{S_4} = |ps_4| \cdot \mu_v \quad (3.12)$$

Результаты расчета скоростей точек в каждом положении начального звена представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Скорости характерных точек звеньев сложного плоского рычажного механизма

№ положения	$v_{AO} = v_A$, м/с	$v_{BO_1} = v_B$, м/с	v_C , м/с	$v_D = v_{S_5}$, м/с	v_{CA} , м/с	v_{DC} , м/с	v_{S_2} , м/с	v_{S_3} , м/с	v_{S_4} , м/с
0, 13	0,812	0	0,585	0,812	1,397	0,284	0,195	0	0,682
1		0,516	0,49	0,653	0,783	0,852	0,484	0,286	0,381
2		0,762	0,759	0,544	0,351	1,065	0,758	0,422	0,409
3		0,826	0,827	0,481	0,021	1,044	0,826	0,457	0,457
4		0,701	0,651	0,3	0,357	0,76	0,676	0,313	0,359
5		0,404	0,366	0,107	0,885	0,303	0,35	0,224	0,236
6		0,01	0,576	0,629	1,388	0,144	0,214	0,004	0,596
7		0	0,585	0,64	1,397	0,154	0,195	0	0,606
8		0,319	0,795	0,918	1,492	0,427	0,438	0,176	0,826
9		0,571	0,753	0,885	1,07	0,674	0,606	0,316	0,746
10		0,776	0,788	0,615	0,15	1,02	0,784	0,436	0,493
11		0,896	1,17	0,141	1,05	1,274	0,974	0,496	0,596
12		0,634	1,221	0,514	1,744	0,754	0,809	0,351	0,891

После определения относительных скоростей нужно определить величины и направления угловых скоростей.

Угловые скорости звеньев определяются по формулам (3.13), (3.14) и (3.15).

Угловая скорость 2-ого звена:

$$\omega_2 = \frac{v_{CA}}{l_{AC}}, \quad (3.13)$$

где v_{CA} – скорость точки C относительно точки A , м/с;

l_{AC} – действительная длина звена AC , м.

Угловая скорость 3-его звена:

$$\omega_3 = \frac{v_{BO_1}}{l_{BO_1}}, \quad (3.14)$$

где v_{BO_1} – скорость точки B относительно точки O_1 , м/с;

l_{BO_1} – действительная длина звена BO_1 , м.

Угловая скорость 4-ого звена:

$$\omega_4 = \frac{v_{DC}}{l_{CD}}, \quad (3.15)$$

где v_{DC} – скорость точки D относительно точки C , м/с;

l_{CD} – действительная длина звена CD , м.

Чтобы найти направление угловой скорости звена, нужно на плане скоростей взять вектор относительной скорости звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в индексе при векторе, а вторую точку условно установить, направление вращения звена при этом определяет направление угловой скорости.

Результаты расчета угловых скоростей звеньев механизма в каждом положении начального звена, а также их направления представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Угловые скорости звеньев сложного плоского рычажного механизма

№ положения	ω_1, c^{-1}	ω_2, c^{-1}	ω_3, c^{-1}	ω_4, c^{-1}
0, 13	26,18	6,498	0	1,893
		Против часовой	–	По часовой
1		3,642	9,214	5,68
		Против часовой	По часовой	По часовой
2		1,633	13,607	7,1
		Против часовой	По часовой	По часовой
3		0,098	14,75	6,96
		По часовой	По часовой	Против часовой
4		1,661	12,518	5,067
		По часовой	По часовой	По часовой
5		4,116	7,214	2,02
		По часовой	По часовой	По часовой
6		6,456	0,179	0,96
		По часовой	По часовой	Против часовой
7		6,498	0	1,03
		По часовой	–	Против часовой
8		6,94	5,696	2,847
		По часовой	Против часовой	Против часовой
9		4,977	10,196	4,493
		По часовой	Против часовой	Против часовой
10		0,698	14,071	6,8
		По часовой	Против часовой	Против часовой
11		4,884	16	8,493
		Против часовой	Против часовой	Против часовой
12		8,112	11,321	5,027
		По часовой	Против часовой	Против часовой

3.5 Составим векторные уравнения распределения величин ускорений между характерными точками механизма.

Точки O и O_I являются неподвижными, поэтому их ускорения будут равны нулю.

$$\vec{a}_O = \vec{a}_{O_I} = 0 \quad (3.16)$$

Вектора \vec{a}_O и \vec{a}_{O_I} являются точечными векторами, которые на плане ускорений изображает точка, совпадающая с полюсом плана.

Вектор ускорения точки A представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения O и вектора ускорения относительного вращательного движения точки A вокруг точки O , который раскладывается на нормальную и тангенциальную составляющие. Но так как звено OA – кривошип и оно совершает равномерное движение, то есть $\omega_1 = const$, то его касательное ускорение в любой момент времени равно нулю.

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n \quad (3.17)$$

Вектор нормального ускорения всегда направлен вдоль оси звена параллельно к центру его вращения (от первой буквы в индексе ко второй на плане положений). Вектор касательного ускорения лежит на линии, перпендикулярной к оси звена.

Вектор ускорения точки B , принадлежащий шатуну 2 и коромыслу 3, представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки A , вектора нормального ускорения и вектора тангенциального ускорения относительно вращательного движения точки B вокруг точки A или геометрическую сумму вектора ускорения точки O_I , которое равно нулю, вектора нормального ускорения и вектора тангенциального ускорения относительно вращательного движения точки B вокруг точки O_I .

$$\begin{aligned} \vec{a}_B &= \vec{a}_{O_I} + \vec{a}_{BO_I} = \vec{a}_{O_I} + \vec{a}_{BO_I}^n + \vec{a}_{BO_I}^\tau = \vec{a}_{BO_I}^n + \vec{a}_{BO_I}^\tau \\ \vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \end{aligned} \quad (3.18)$$

Так как точка B принадлежит 2 звеньям (AC и BO_I), то ее положение на плане ускорений будет определяться пересечением линий действия касательных ускорений \vec{a}_{BA}^τ и $\vec{a}_{BO_I}^\tau$, проведенных, соответственно, из точек n_1 и n_2 перпендикулярно положениям звеньев AC и BO_I на плане положений механизма.

Вектор ускорения точки C , принадлежащий шатунам 2 и 4, представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки A , вектора нормального

ускорения и вектора тангенциального ускорения относительно вращательного движения точки C вокруг точки A .

$$\vec{a}_C = \vec{a}_A + \vec{a}_{CA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{CA}^n + \vec{a}_{CA}^\tau \quad (3.19)$$

Для определения положения точки C на плане ускорений воспользуемся теоремой подобия, которая справедлива для абсолютных ускорений.

Вектор ускорения точки D , принадлежащий шатуну 4 и ползуну 5, представляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки C , вектора нормального ускорения и вектора тангенциального ускорения относительно вращательного движения точки D вокруг точки C .

$$\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC} = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^\tau \quad (3.20)$$

Так как точка D принадлежит ползуну, который совершает поступательное движение, то ее положение на плане ускорений будет определяться как точка пересечения линии, параллельной линии DO_I , и линии действия касательного ускорения \vec{a}_{DC}^τ .

3.6 Выберем масштабный коэффициент ускорений.

Для этого рассчитаем величину нормального ускорения кривошипа OA по формуле:

$$a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} = 0,031 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 250}{30} \right)^2 = 21,247, \text{ (м / с}^2\text{)} \quad (3.21)$$

Тогда масштабный коэффициент рассчитаем по формуле:

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{|pa|}, \quad (3.22)$$

где $|pa|$ – произвольный отрезок, принимаем $|pa| = 50 \text{ мм}$.

$$\mu_a = \frac{21,247}{50} = 0,42494, \left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}} \right].$$

3.7 Решая векторные уравнения, выполним синтез планов ускорений заданных (четных и крайних) положений начального звена.

Для этого рассчитаем нормальные ускорения и их длины на плане ускорений по формуле (3.23):

$$a_i^n = \omega_i^2 \cdot l_i, \quad (3.23)$$

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где a_i^n – нормальное ускорение i -ого звена, $м / с^2$;

ω_i^2 – угловая скорость i -ого звена, $с^{-1}$;

l_i – действительная длина i -ого звена, $м$.

Результаты расчета представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Нормальные ускорения звеньев сложного плоского рычажного механизма

№ положения	$ a_{AO}^n $, мм	$ a_{BA}^n $, мм	$ a_{CA}^n $, мм	$ a_{BO_1}^n $, мм	$ a_{DC}^n $, мм
0,13	50	12,421	21,363	0	1,266
2		0,784	1,348	24,399	17,796
4		0,812	1,396	20,651	9,063
6		12,261	21,088	0,004	0,325
7		12,421	21,363	0	0,375
8		14,168	24,369	4,276	2,861
10		0,143	0,247	26,092	16,322
12		19,357	33,294	16,89	8,92

В произвольном месте листа ставится точка, принятая за полюс плана. Точки O и O_1 находятся в полюсе, так как их ускорения равны нулю. В соответствии с уравнением (3.17), вектор нормального ускорения \vec{a}_{AO}^n точки A вокруг точки O направлен параллельно вдоль оси звена OA на плане положений к центру его вращения (к точке O). перенося данный вектор в полюс p плана, получаем вектор \vec{a}_A . Полученную точку плана обозначим буквой a .

В соответствии с уравнением (3.18), в точку a плана переносим параллельный оси звена AC отрезок $|an_1| = |a_{BA}^n|$, а в точку O_1 , находящуюся в полюсе, переносим параллельный оси звена BO_1 отрезок $|o_1n_2| = |a_{BO_1}^n|$. На плане положений вектор \vec{a}_{BA}^n направлен параллельно звену AB к центру его вращения (к точке A), на плане ускорений – от точки a к точке n_1 . На плане положений вектор $\vec{a}_{BO_1}^n$ направлен параллельно звену BO_1 к центру его вращения (к точке O_1), на плане ускорений – от точки o_1 к точке n_2 . Проведя прямые, перпендикулярные осям звеньев AC и BO_1 на плане положений, из точек n_1 и n_2 , соответственно, на их пересечении мы получим точку b , а отрезок $|pb|$ будет соответствовать абсолютному ускорению точки B . А тангенциальным ускорениям точки B будут соответствовать векторы, проведенные из точек n_1 и n_2 к точке b на плане ускорений.

Для построения точки c на плане ускорений воспользуемся теоремой подобия для абсолютных ускорений.

В соответствии с уравнением (3.20), в точку c плана переносим параллельный оси звена CD отрезок $|an_4| = |a_{DC}^n|$. На плане положений вектор \vec{a}_{DC}^n

направлен параллельно звену CD к центру его вращения (к точке C), на плане ускорений – от точки c к точке n_4 . Проведя прямую, перпендикулярную звену CD , из точки n_4 , которая будет соответствовать линии \vec{a}_{DC}^r , и прямую, параллельную направлению движения ползуна, из полюса плана, на их пересечении мы получим точку d , а отрезок $|pd|$ будет соответствовать абсолютному ускорению точки D . Вектор же тангенциального ускорения \vec{a}_{DC}^r на плане ускорений будет направлен от точки n_4 к точке d .

3.8 Определим значения ускорений характерных точек, а также величины и направления действия угловых ускорений всех звеньев механизма для заданных положений начального звена.

Для определения значений абсолютных ускорений характерных точек, а также их тангенциальных составляющих нужно на плане ускорений измерить отрезки, соответствующие этим ускорениям, и с помощью масштабного коэффициента найти их действительные значения.

$$a_{CA}^r = |a_{CA}^r| \cdot \mu_a \quad (3.24)$$

$$a_{BO_1}^r = |a_{BO_1}^r| \cdot \mu_a \quad (3.25)$$

$$a_{DC}^r = |a_{DC}^r| \cdot \mu_a \quad (3.26)$$

$$a_B = |a_B| \cdot \mu_a \quad (3.27)$$

$$a_C = |a_C| \cdot \mu_a \quad (3.28)$$

$$a_D = |a_D| \cdot \mu_a \quad (3.29)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Значения тангенциальных и абсолютных ускорений характерных точек механизма

№ положения	$a_A = a_{AO}^n$, $м / с^2$	a_B , $м / с^2$	a_C , $м / с^2$	a_D , $м / с^2$	a_{CA}^r , $м / с^2$	$a_{BO_1}^r$, $м / с^2$	a_{DC}^r , $м / с^2$
0, 13	21,247	32,294	43,858	2,206	31,684	32,294	41,949
2		12,435	8,542	3,321	17,749	6,866	4,232
4		13,451	14,002	13,845	22,384	10,194	19,028
6		18,887	21,231	22,529	17,528	18,887	18,174
7		18,771	20,883	22,182	16,	18,771	17,92

8		14,122	9,41	5,849	7,829	14,005	11,516
10		14,662	37,384	18,455	56,848	9,593	18,953
12		26,529	31,497	30,973	6,376	25,605	50,448

Чтобы найти направление углового ускорения звена, нужно на плане ускорений взять вектор тангенциального ускорения звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в индексе при векторе, а вторую точку условно установить, направление вращения звена при этом определяет направление углового ускорения.

Величина углового ускорения определяется по формуле:

$$\varepsilon_i = \frac{a_{km}^{\tau}}{l_i}, \quad (3.30)$$

где ε_i – угловое ускорение i-ого звена, c^{-2} ;

a_{km}^{τ} – тангенциальное ускорение точки k относительно точки m i-ого звена, m / c^2 ;

l_i – действительная длина i-ого звена, м.

Угловое ускорение кривошипа 1 равно нулю, так как его тангенциальная составляющая ускорения равна также нулю. Так как ползун 5 совершает поступательное движение, то его угловое ускорение также равно нулю.

Результаты расчета угловых ускорений приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Угловые ускорения звеньев сложного плоского рычажного механизма

№ положения	ε_1, c^{-2}	ε_2, c^{-2}	ε_3, c^{-2}	ε_4, c^{-2}	ε_5, c^{-2}
0, 13	0	147,367	578,464	279,66	0
		По часовой	По часовой	По часовой	
2		82,554	122,607	28,213	
		По часовой	По часовой	По часовой	
4		104,112	182,036	126,853	
		По часовой	Против часовой	Против часовой	
6		81,526	337,268	121,16	
		По часовой	Против часовой	Против часовой	
7		78,935	335,196	119,467	
		По часовой	Против часовой	Против часовой	
8		36,414	250,089	76,773	
		Против часовой	Против часовой	Против часовой	
10		264,409	171,304	126,353	
		Против часовой	Против часовой	Против часовой	
12		29,656	457,232	336,32	
		Против часовой	По часовой	По часовой	

4 Силовой анализ сложного плоского рычажного механизма

4.1 Определив значения и направления силовых факторов, действующих на звенья механизма, т. е. сил тяжести, сил и моментов пар сил инерции, выполним синтез расчетной модели (схемы), установив для механизма квазистатическое равновесие для заданного положения начального звена.

Для определения значений сил рассчитаем массу звеньев. Масса линейных звеньев, то есть кривошипа, коромысла и шатуна определяется по формуле:

$$m_i = k_i \cdot l_i, \quad (4.1)$$

где k_i – коэффициент удельной массы i -ого звена, кг/м;

l_i – длина i -ого звена.

Коэффициент k для кривошипов принимается равным 8 – 12 кг/м. Для шатунов 15 – 20 кг/м. Для коромысел 25 – 40 кг/м.

Принимаем коэффициент k равным:

- для кривошипа OA : $k = 10 \text{ кг/м}$;
- для шатунов AC и CD : $k = 15 \text{ кг/м}$;
- для коромысла BO_1 : $k = 30 \text{ кг/м}$.

Масса ползуна определяется по формуле:

$$m_{II} = k_{II} \cdot m_{III}, \quad (4.2)$$

где k_{II} – коэффициент удельной массы ползуна, кг/м;

m_{III} – масса шатуна, образующего с этим ползуном вращательную кинематическую пару, кг.

Для ползунгов принимается равным 0,5 – 0,7 кг/м. Принимаем $k_{II} = 0,6$ кг/м.

Рассчитаем массу всех звеньев механизма, подставив числовые значения в формулы (4.1) и (4.2):

$$m_1 = k_1 \cdot l_{OA} = 10 \cdot 0,031 = 0,31, \text{ (кг)}.$$

$$m_2 = k_2 \cdot l_{AC} = 15 \cdot 0,215 = 3,225, \text{ (кг)}.$$

$$m_3 = k_3 \cdot l_{BO_1} = 30 \cdot 0,056 = 1,68, \text{ (кг)}.$$

$$m_4 = k_4 \cdot l_{CD} = 15 \cdot 0,15 = 2,25, \text{ (кг)}.$$

$$m_5 = k_5 \cdot m_4 = 0,6 \cdot 2,25 = 1,35, \text{ (кг)}.$$

Значения сил тяжести G , вектор которой приложен к точке центра масс звена (точки S_1, S_2, S_3, S_4, S_5) и направлен вертикально вниз, найдем по формуле:

$$G_i = m_i \cdot g, \quad (4.3)$$

где m_i – масса i -ого звена, кг;

g – ускорение свободного падения, $м / с^2$.

$$G_1 = m_1 \cdot g = 0,31 \cdot 9,81 = 3,041, (H).$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 3,225 \cdot 9,81 = 31,637, (H).$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 1,68 \cdot 9,81 = 16,481, (H).$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 2,25 \cdot 9,81 = 22,073, (H).$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 1,35 \cdot 9,81 = 13,244, (H).$$

Силы инерции F_{ui} , вектора которых приложены к точкам центра масс звеньев на плане положений и направлены противоположно векторам ускорения центров масс звеньев, определяются по формуле:

$$F_{ui} = m_i \cdot a_{Si}, \quad (4.4)$$

где m_i – масса i -ого звена, кг;

a_{Si} – ускорение центра масс i -ого звена, $м / с^2$.

Для определения ускорений центров масс 2, 3 и 4 звеньев в 4 положении начального звена воспользуемся теоремой подобия:

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{30,636} = 4,08 \Rightarrow |a_{S_2}| = \frac{|AS_2|}{4,08} = \frac{155}{4,08} = 37,99, (мм).$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{31,654} = 1,769 \Rightarrow |b_{S_3}| = \frac{|BS_3|}{1,769} = \frac{25}{1,769} = 14,132, (мм).$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{45,687} = 3,283 \Rightarrow |c_{S_4}| = \frac{|CS_4|}{3,283} = \frac{68}{3,283} = 20,713, (мм).$$

Откладывая полученные значения отрезков на плане ускорений и соединяя полученные точки с полюсом плана, получаем отрезки $|ps_2|, |ps_3|, |ps_4|$, характеризующие вектора ускорений центров масс шатунов 2, 4 и коромысла 3.

Замерив на плане ускорений длины этих отрезков, с помощью масштабного коэффициента ускорений μ_a определим значения ускорений центров масс:

$$a_{S_2} = |ps_2| \cdot \mu_a = 30,36 \cdot 0,42494 = 12,901, (м / с^2).$$

$$a_{S_3} = |ps_3| \cdot \mu_a = 14,132 \cdot 0,42494 = 6,005, (м / с^2).$$

$$a_{S_4} = |ps_4| \cdot \mu_a = 23,611 \cdot 0,42494 = 10,033, (м / с^2).$$

Ускорение центра масс кривошипа $a_{S_1} = 0 м / с^2$, так как точка S_1 совпадает с неподвижной точкой стойки O .

Ускорение центра масс ползуна 5 a_{S_5} будет равным ускорению точки D , так как эти точки совпадают на плане положений механизма:

$$a_{S_5} = a_D = 13,845, (м / с^2).$$

Найдем значения сил инерции, подставив все численные значения в формулу (4.4):

$$F_{u1} = m_1 \cdot a_{S1} = 0,31 \cdot 0 = 0, \text{ (H)}.$$

$$F_{u2} = m_2 \cdot a_{S2} = 3,225 \cdot 12,901 = 41,606, \text{ (H)}.$$

$$F_{u3} = m_3 \cdot a_{S3} = 1,68 \cdot 6,005 = 10,088, \text{ (H)}.$$

$$F_{u4} = m_4 \cdot a_{S4} = 2,25 \cdot 10,033 = 22,574, \text{ (H)}.$$

$$F_{u5} = m_5 \cdot a_{S5} = 1,35 \cdot 13,845 = 18,691, \text{ (H)}.$$

Момент пар сил инерции направлен в противоположную сторону углового ускорения звена и рассчитывается по формуле:

$$M_{ui} = I_{Si} \cdot \varepsilon_i, \quad (4.5)$$

где I_{Si} – момент инерции i-ого звена, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_i – угловое ускорение i-ого звена, с^{-2} .

Моменты инерции звеньев определяются по следующим формулам:

$$I_{S1} = \frac{m_1 \cdot l_{OA}^2}{6} = \frac{0,31 \cdot (0,031)^2}{6} = 4,965 \cdot 10^{-5}, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.6)$$

$$I_{S2} = \frac{m_2 \cdot l_{AC}^2}{12} = \frac{3,225 \cdot (0,215)^2}{12} = 4,242 \cdot 10^{-2}, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.7)$$

$$I_{S3} = \frac{m_3 \cdot l_{BO_1}^2}{12} = \frac{1,68 \cdot (0,056)^2}{12} = 4,39 \cdot 10^{-4}, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.8)$$

$$I_{S4} = \frac{m_4 \cdot l_{CD}^2}{12} = \frac{2,25 \cdot (0,15)^2}{12} = 4,219 \cdot 10^{-3}, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.9)$$

$$I_{S5} = 0, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.10)$$

Найдем моменты пар сил инерции, подставив все числовые значения в формулу (4.5):

$$M_{u1} = 0, \text{ (H} \cdot \text{м)}.$$

$$M_{u2} = 104,112 \cdot 1,242 \cdot 10^{-2} = 1,293, \text{ (H} \cdot \text{м)}.$$

$$M_{u3} = 182,036 \cdot 4,39 \cdot 10^{-4} = 0,0799, \text{ (H} \cdot \text{м)}.$$

$$M_{u4} = 126,853 \cdot 4,219 \cdot 10^{-3} = 0,535, \text{ (H} \cdot \text{м)}.$$

$$M_{u5} = 0, \text{ (H} \cdot \text{м)}.$$

Сила полезного сопротивления $P_{\text{ПС}}$ действует на выходное звено механизма (ползун 5) на рабочем ходу, величина и направление данной силы известны.

Установим для механизма квазистатическое равновесие при помощи принципа Даламбера: если к внешним силовым факторам, действующим на звенья технической системы, добавить силы и моменты пар сил инерции, то данная система будет находиться в квазистатическом равновесии и силовой анализ этой системы можно выполнять с использованием уравнений кинетостатического равновесия.

4.2 Выполним синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для силового анализа.

Используя кинетостатический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построим динамическую модель механизма, пригодную для выполнения силового анализа.

Динамическая модель для силового анализа составляется с использованием кинетостатического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы достаточно учесть только силовые параметры, т. е. силы и моменты пар сил. При этом все силовые факторы, действующие на подвижные звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется уравнивающей силой.

Уравнивающая сила F_y – это теоретическая сила, действующая на звено приведения с целью обеспечения заданного закона движения.

Вектор уравнивающей силы прикладывается к точке приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена приведения, и вектор этой силы направлен по движению звена приведения. Наличие уравнивающей силы на звене приведения служит причиной возникновения уравнивающего момента пары сил:

$$M_y = F_y \cdot l_{\text{П}}, \quad (4.11)$$

где $l_{\text{П}}$ – расстояние между точкой приведения и осью вращения звена приведения (длина звена приведения), м.

4.3 Выполним синтез повернутого плана скоростей заданного (четвертого) положения начального звена.

Для этого выполним синтез плана скоростей четвертого положения начального звена в большем масштабе, чем был на плане скоростей на 1 листе.

Принимаем отрезок $|pa| = 140 \text{ мм}$. Тогда масштабный коэффициент скоростей:

$$\mu_v = \frac{v_{Ao}}{|pa|} \frac{0,812}{140} = 0,0058, \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right].$$

Применение теоремы подобия:

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{35,824} = 3,489 \Rightarrow |bc| = \frac{|BC|}{3,489} = \frac{90}{3,489} = 25,795, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|AB|}{|ab|} = \frac{125}{35,824} = 3,489 \Rightarrow |as_2| = \frac{|AS_2|}{3,489} = \frac{155}{3,489} = 44,425, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|BO_1|}{|bo_1|} = \frac{56}{120,805} = 0,464 \Rightarrow |bs_3| = \frac{|BS_3|}{0,464} = \frac{25}{0,464} = 53,879, \text{ (мм)}.$$

$$\frac{|CD|}{|cd|} = \frac{150}{131,041} = 1,145 \Rightarrow |cs_4| = \frac{|CS_4|}{1,145} = \frac{68}{1,145} = 59,389, \text{ (мм)}.$$

Далее поворачиваем получившийся план скоростей на 90° по ходу вращения кривошипа OA .

4.4 Используя теорему Жуковского, перенесем все силовые факторы с расчетной модели (схемы) в одноименные точки повернутого плана скоростей.

Использование теоремы Жуковского для выполнения силового анализа плоских рычажных механизмов позволяет определить силовое управляющее воздействие.

Формулировка теоремы: если какой-либо механизм с подвижностью, равной единице, под действием системы сил $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$, приложенных к точкам D, F, \dots, G , находится в равновесии, то в равновесии находится и повернутый на 90° план скоростей, рассматриваемый как «жесткий рычаг», вращающийся вокруг полюса плана скоростей и нагруженный той же системой сил $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$, приложенных к одноименным точкам d, f, \dots, g этого плана.

Следуя теореме Жуковского, переносим с расчетной модели в одноименные точки повернутого плана вектора всех сил, действующих на звенья механизма (силы тяжести \vec{G} , силы инерции \vec{F}_u , сила полезного сопротивления $\vec{P}_{пс}$, уравновешивающая сила \vec{F}_y). При этом момент пар сил инерции M_u раскладываем на пару сил, которая приложена к крайним точкам звена перпендикулярно оси звена в противоположные стороны друг другу таким образом, чтобы данная пара вращала звено в том же направлении, что и момент M_u .

Пары сил, заменяющие моменты пары сил инерции, действующие на звенья механизма, определяются по формуле:

$$F_{M_{ui}} = F'_{M_{ui}} = \frac{M_{ui}}{l_i} \quad (4.12)$$

$$F_{M_{u1}} = F'_{M_{u1}} = \frac{M_{u1}}{l_{OA}} = 0, \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

$$F_{M_{u2}} = F'_{M_{u2}} = \frac{M_{u2}}{l_{AC}} = \frac{1,293}{0,215} = 6,014, \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

$$F_{M_{u3}} = F'_{M_{u3}} = \frac{M_{u3}}{l_{BO_1}} = \frac{0,0799}{0,056} = 1,427, (H \cdot m).$$

$$F_{M_{u4}} = F'_{M_{u4}} = \frac{M_{u4}}{l_{CD}} = \frac{0,535}{0,15} = 3,567, (H \cdot m).$$

$$F_{M_{u5}} = F'_{M_{u5}} = 0, (H \cdot m).$$

4.5 Определим значение силового управляющего воздействия.

Повернутый план представляется как жесткий рычаг, подвижно закрепленный в полюсе, для которого составляется уравнение равновесия:

$$\sum M(F_i)_p = 0 \quad (4.13)$$

При этом учитываем, что моменты относительно полюса для сил \vec{G}_1 , \vec{G}_5 и \vec{F}'_{Mu3} равны нулю, так как линии их действия пересекают полюс плана.

$$\begin{aligned} \sum M(F_i)_p = & F_y \cdot |pa| + G_2 \cdot |h_1| + G_3 \cdot |h_2| + G_4 \cdot |h_3| + F_{u2} \cdot |h_4| + F_{u3} \cdot |h_5| + \\ & + F_{u4} \cdot |h_6| + F_{u5} \cdot |h_7| + F_{Mu2} \cdot |h_8| + F_{Mu3} \cdot |h_9| + F_{Mu4} \cdot |h_{10}| - F'_{Mu2} \cdot |h_{11}| + \\ & + F'_{Mu4} \cdot |h_{12}| - P_{ПС} \cdot |h_{13}| = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Замерим плечи всех сил:

$$|h_1| = 117,331, (мм).$$

$$|h_2| = 66,865, (мм).$$

$$|h_3| = 60,479, (мм).$$

$$|h_4| = 107,614, (мм).$$

$$|h_5| = 50,721, (мм).$$

$$|h_6| = 54,711, (мм).$$

$$|h_7| = 51,703, (мм).$$

$$|h_8| = 26,164, (мм).$$

$$|h_9| = 120,805, (мм).$$

$$|h_{10}| = 103,316, (мм).$$

$$|h_{11}| = 87,783, (мм).$$

$$|h_{12}| = 27,725, (мм).$$

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$|h_{13}| = 51,703, \text{ (мм)}.$$

Из уравнения равновесия (4.14) выражаем уравнивающую силу F_y :

$$F_y = \frac{-G_2 \cdot |h_1| - G_3 \cdot |h_2| - G_4 \cdot |h_3| - F_{u2} \cdot |h_4| - F_{u3} \cdot |h_5| - F_{u4} \cdot |h_6| - F_{u5} \cdot |h_7| - F_{Mu2} \cdot |h_8| - F_{Mu3} \cdot |h_9| - F_{Mu4} \cdot |h_{10}| + F'_{Mu2} \cdot |h_{11}| - F'_{Mu4} \cdot |h_{12}| + P_{ПС} \cdot |h_{13}|}{|pa|} \quad (4.15)$$

Подставив все числовые значения в формулу (4.15), найдем величину уравнивающей силы F_y :

$$F_y = \frac{-31,637 \cdot 117,331 - 16,481 \cdot 66,865 - 22,073 \cdot 60,479 - 41,606 \cdot 107,614 - 10,088 \cdot 50,721 - 22,574 \cdot 54,711 - 18,691 \cdot 51,703 - 6,014 \cdot 26,164 - 1,427 \cdot 120,805 - 3,567 \cdot 103,316 + 6,014 \cdot 87,783 - 3,567 \cdot 27,725 + 515 \cdot 51,703}{50} = 92,988, \text{ (Н)}.$$

Величина уравнивающего момента пары сил определяется по формуле (4.11):

$$M_y = F_y \cdot l_{OA} = 92,988 \cdot 0,031 = 2,883, \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

4.6 Согласно модели состава структуры плоского рычажного механизма (п. 1.8) вычертим в масштабном коэффициенте длин структурные группы звеньев и первичный механизм для заданного (четвертого) положения начального звена, а также приложим к ним вектора сил и моменты пар сил, сохраняя их направление и линии действия согласно расчетной модели (схеме) механизма.

Масштабный коэффициент для всех групп звеньев оставляем таким же, как на плане положений механизма:

$$\mu_l = 10^{-3}, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right].$$

Приложим к звеньям структурных групп и первичного механизма вектора сил и моменты пар сил инерции, сохраняя их направление и линии действия согласно расчетной модели механизма.

Для соблюдения равновесия отброшенные связи с другими звеньями механизма заменяем реакциями связи, приложив их к соответствующим характерным точкам. В поступательной паре связь заменяется реакцией, действующей на ползун и лежащей на линии, перпендикулярной направляющей ползуна. Во вращательной паре отброшенная связь заменяется реакцией, которая раскладывается на нормальную и тангенциальную составляющие. Тангенциальная составляющая направлена перпендикулярно оси звена, а нормальная – вдоль оси звена.

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

4.7 Для структурной группы звеньев 4-5

4.7.1 Установим состояние силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар.

В СГЗ 4-5 в точке C отброшенная связь шатуна 4 с шатуном 2 заменяется реакцией \vec{R}_{24} , которая раскладывается на две составляющие: \vec{R}_{24}^n (направлена вдоль оси звена) и \vec{R}_{24}^r (направлена перпендикулярно оси звена). В точке D, S_5 связь ползуна 5 со стойкой 0 заменяется реакцией \vec{R}_{05} , направленной перпендикулярно направляющей DO_1 ползуна.

4.7.2 Составим уравнение кинетостатического равновесия.

Общий вид кинетостатического равновесия:

$$\sum \vec{F}_i = 0 \quad (4.16)$$

При этом стоит учитывать, что в начале векторной суммы стоит неизвестная реакция, далее идут вектора известных сил для одного, а потом для другого звена и заканчивается векторная сумма также неизвестной реакцией. Нормальная и тангенциальная реакции записываются в уравнении рядом.

$$\sum \vec{F}_i = \vec{R}_{24}^n + \vec{R}_{24}^r + \vec{G}_4 + \vec{G}_5 + \vec{F}_{u4} + \vec{F}_{u5} + \vec{P}_{лс} + \vec{R}_{05} = 0 \quad (4.17)$$

4.7.3 Выявим степень неопределимости и раскроем ее.

В исследуемой системе 3 неизвестных: \vec{R}_{24}^n , \vec{R}_{24}^r , \vec{R}_{05} . Следовательно, она 2 статически неопределима, то есть необходимо сделать минимум 2 действия, чтобы найти все неизвестные.

Для раскрытия неопределимости структурной группы 4-5 уменьшим число неизвестных, содержащихся в уравнении равновесия (4.17). Для этого рассмотрим состояние силового равновесия шатуна 4:

$$\sum M(F_i)_D = R_{24}^r \cdot |l_{CD}| - G_4 \cdot |h_1| - F_{u4} \cdot |h_2| - M_{u4} = 0 \quad (4.18)$$

$$R_{24}^r = \frac{G_4 \cdot |h_1| + F_{u4} \cdot |h_2| + M_{u4}}{|l_{CD}|}.$$

Замерим плечи всех сил:

$$|h_1| = 69,214, \text{ (мм)}.$$

$$|h_2| = 24,333, \text{ (мм)}.$$

Тогда:

$$R_{24}^r = \frac{22,073 \cdot 69,214 + 22,574 \cdot 24,333 + 535}{150} = 17,414, \text{ (Н)}.$$

4.7.4 Выберем масштабный коэффициент сил, выполним перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез связей.

Для этого воспользуемся формулой:

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{|F|} \quad (4.19)$$

где F_{\max} – максимальное значение силы, действующей на данную группу звеньев, H ;

$|F|$ – отрезок, характеризующий величину максимальной силы на плане сил, мм.

Считаем, что $|F| = 100 \text{ мм}$, $F_{\max} = P_{\text{ПС}} = 515 \text{ Н}$. Тогда:

$$\mu_F = \frac{515}{100} = 5,15, \left[\frac{H}{\text{мм}} \right].$$

Переведем в масштабный коэффициент все оставшиеся силы:

$$|P_{\text{ПС}}| = 100, (\text{мм}).$$

$$|R_{24}^r| = \frac{R_{24}^r}{\mu_F} = \frac{17,414}{5,15} = 3,381, (\text{мм}).$$

$$|G_4| = \frac{G_4}{\mu_F} = \frac{22,073}{5,15} = 4,286, (\text{мм}).$$

$$|G_5| = \frac{G_5}{\mu_F} = \frac{13,244}{5,15} = 2,572, (\text{мм}).$$

$$|F_{u4}| = \frac{F_{u4}}{\mu_F} = \frac{22,574}{5,15} = 4,383, (\text{мм}).$$

$$|F_{u5}| = \frac{F_{u5}}{\mu_F} = \frac{18,691}{5,15} = 3,629, (\text{мм}).$$

4.7.5 Определим значение реакций связей.

По полученным величинам строим план сил для СГЗ 4-5. Используя уравнение равновесия (4.17), последовательно строим сумму векторов (вершина предыдущего вектора является началом последующего), при этом равенство нулю векторной суммы означает, что план сил является замкнутым.

На данном плане проводим равнодействующую \vec{R}_{24} векторов \vec{R}_{24}^n и \vec{R}_{24}^r . Используя масштабный коэффициент плана сил, получаем значения неизвестных реакций связей:

$$R_{05} = |R_{05}| \cdot \mu_F = 65,617 \cdot 5,15 = 337,926, (H).$$

$$R_{24} = |R_{24}| \cdot \mu_F = 108,719 \cdot 5,15 = 559,904, (H).$$

4.8 Для структурной группы звеньев 2-3.

4.8.1 Установим состояние силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар.

В СГЗ 2-3 в точке С отброшенная связь шатуна 2 с шатуном 4 заменяется реакцией \vec{R}_{42} , которая принимается равной по модулю, но противоположной по направлению реакции \vec{R}_{24} , а так как ее направление уже известно, то незначим ее

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

раскладывать на нормальную и тангенциальную составляющие. В точке O_1 связь коромысла 3 со стойкой 0 заменяется реакцией \vec{R}_{03} , которая раскладывается на две составляющие: \vec{R}_{03}^n (направлена вдоль оси звена) и \vec{R}_{03}^τ (направлена перпендикулярно оси звена). В точке A связь шатуна 2 с кривошипом 1 заменяется реакцией \vec{R}_{12} , которая раскладывается на две составляющие: \vec{R}_{12}^n (направлена вдоль оси звена) и \vec{R}_{12}^τ (направлена перпендикулярно оси звена).

4.8.2 Составим уравнение кинетостатического равновесия.

Для этого воспользуемся формулой (4.16), в которой представлен общий вид кинетостатического равновесия:

$$\sum \vec{F}_i = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^\tau + \vec{G}_2 + \vec{F}_{u2} + \vec{F}_{u3} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{42} + \vec{R}_{03}^n + \vec{R}_{03}^\tau = 0 \quad (4.20)$$

4.8.3 Выявим степень неопределимости и раскроем ее.

В исследуемой системе 4 неизвестных: \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^τ , \vec{R}_{03}^n , \vec{R}_{03}^τ . Следовательно, она 3 статически неопределима, то есть необходимо сделать минимум 3 действия, чтобы найти все неизвестные.

Для раскрытия неопределимости структурной группы 2-3 уменьшим число неизвестных, содержащихся в уравнении равновесия (4.20).

Для этого рассмотрим состояние силового равновесия каждого звена в отдельности:

$$\sum M(F_i)_B = 0 \quad (4.21)$$

- для шатуна 2:

$$\sum M(F_i)_B = R_{12}^\tau \cdot |l_{AB}| + G_2 \cdot |h_1| - F_{u2} \cdot |h_2| - R_{42} \cdot |h_3| + M_{u2} = 0 \quad (4.22)$$

- для коромысла 3:

$$\sum M(F_i)_B = R_{03}^\tau \cdot |l_{BO_1}| + G_3 \cdot |h_1| + F_{u3} \cdot |h_3| - M_{u3} = 0 \quad (4.23)$$

Выразим неизвестные:

$$R_{12}^\tau = \frac{-G_2 \cdot |h_1| + F_{u2} \cdot |h_2| + R_{42} \cdot |h_3| - M_{u2}}{|l_{AB}|}$$

$$R_{03}^\tau = \frac{G_3 \cdot |h_4| + F_{u3} \cdot |h_5| - M_{u3}}{|l_{BO_1}|}$$

Замерим плечи всех сил:

$$|h_1| = 11,731, \text{ (мм)}.$$

$$|h_2| = 0,962, \text{ (мм)}.$$

$$|h_3| = 89,204, \text{ (мм)}.$$

$$|h_4| = 24,977, \text{ (мм)}.$$

$$|h_5| = 18,947, \text{ (мм)}.$$

Найдем неизвестные величины:

$$R_{12}^r = \frac{-31,637 \cdot 11,731 + 41,606 \cdot 0,962 + 559,904 \cdot 89,204 - 1293}{125} =$$

$$= 386,573, \text{ (Н)}.$$

$$R_{03}^r = \frac{16,481 \cdot 24,977 + 10,088 \cdot 18,947 - 79,9}{56} = 9,337, \text{ (Н)}.$$

4.8.4 Выберем масштабный коэффициент сил, выполним перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез связей.

Для этого воспользуемся формулой (4.19).

Считаем, что $|F| = 50 \text{ мм}$, $F_{\max} = R_{42} = 559,904 \text{ Н}$. Тогда:

$$\mu_F = \frac{559,904}{50} = 11,19808, \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right].$$

Переведем в масштабный коэффициент все оставшиеся силы:

$$|R_{42}| = 50, \text{ (мм)}.$$

$$|R_{12}^r| = \frac{R_{12}^r}{\mu_F} = \frac{386,573}{11,19808} = 34,521, \text{ (мм)}.$$

$$|G_2| = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{31,637}{11,19808} = 2,825, \text{ (мм)}.$$

$$|G_3| = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{16,481}{11,19808} = 1,472, \text{ (мм)}.$$

$$|F_{u2}| = \frac{F_{u2}}{\mu_F} = \frac{41,606}{11,19808} = 3,716, \text{ (мм)}.$$

$$|F_{u3}| = \frac{F_{u3}}{\mu_F} = \frac{10,088}{11,19808} = 0,901, \text{ (мм)}.$$

$$|R_{03}^r| = \frac{R_{03}^r}{\mu_F} = \frac{9,337}{11,19808} = 0,834, \text{ (мм)}.$$

4.8.5 Определим значение реакций связей.

По полученным величинам строим план сил для СГЗ 2-3. Используя уравнение равновесия (4.20), последовательно строим сумму векторов (вершина предыдущего вектора является началом последующего), при этом равенство нулю векторной суммы означает, что план сил является замкнутым.

На данном плане проводим равнодействующие \vec{R}_{12} векторов \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{12}^r и \vec{R}_{03} векторов \vec{R}_{03}^n и \vec{R}_{03}^r . Используя масштабный коэффициент плана сил, получаем значения неизвестных реакций связей:

$$R_{03} = |R_{03}| \cdot \mu_F = 106,34 \cdot 11,19808 = 1190,803, \text{ (Н)}.$$

$$R_{12} = |R_{12}| \cdot \mu_F = 56,672 \cdot 11,19808 = 634,614, \text{ (Н)}.$$

4.9 Для первичного механизма 0-1.

4.9.1 Установим состояние силового равновесия, приложив к соответствующим характерным точкам необходимые виды реакции связей кинематических пар.

В ПМ 1-0 в точке A отброшенная связь заменяется реакцией \vec{R}_{21} , которая принимается равной по модулю, но противоположной по направлению реакции \vec{R}_{12} , а так как ее направление уже известно, то незачем ее раскладывать на нормальную и тангенциальную составляющие. В точке O отброшенная связь кривошипа 1 со стойкой 0 заменяется реакцией \vec{R}_{01} , которая раскладывается на две составляющие: \vec{R}_{01}^n (направлена вдоль оси звена) и \vec{R}_{01}^r (направлена перпендикулярно оси звена).

4.9.2 Составим уравнение кинестатического равновесия.

Для этого воспользуемся формулой (4.16), в которой представлен общий вид кинестатического равновесия:

$$\sum \vec{F}_i = \vec{R}_{01}^n + \vec{R}_{01}^r + \vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{F}_y = 0 \quad (4.24)$$

4.9.3 Выявим степень неопределимости и раскроем ее.

В исследуемой системе 3 неизвестных: \vec{R}_{01}^n , \vec{R}_{01}^r и \vec{F}_y . Следовательно, она 2 статически неопределима, то есть необходимо сделать минимум 2 действия, чтобы найти все неизвестные.

Для раскрытия неопределимости структурной группы 2-3 уменьшим число неизвестных, содержащихся в уравнении равновесия (4.24). Для этого рассмотрим состояние силового равновесия кривошипа 1:

$$\sum M(F_i)_A = -R_{01}^r \cdot |l_{OA}| + G_1 \cdot |h_1| = 0 \quad (4.25)$$

$$R_{01}^r = \frac{G_1 \cdot |h_1|}{|l_{OA}|}.$$

Замерим плечо силы тяжести кривошипа 1:

$$|h_1| = 29,827, \text{ (мм)}.$$

Тогда:

$$R_{01}^r = \frac{3,0411 \cdot 29,827}{31} = 2,926, \text{ (Н)}.$$

4.9.4 Выберем масштабный коэффициент сил, выполним перевод силовых факторов в масштабный коэффициент сил и синтез связей.

Для этого воспользуемся формулой (4.19).

Считаем, что $|F| = 50 \text{ мм}$, $F_{\max} = R_{21} = 634,614 \text{ Н}$. Тогда:

$$\mu_F = \frac{634,614}{50} = 12,69228, \left[\frac{H}{мм} \right].$$

Переведем в масштабный коэффициент все оставшиеся силы:

$$|R_{21}| = 50, (мм).$$

$$|R_{01}^r| = \frac{R_{01}^r}{\mu_F} = \frac{2,926}{12,69228} = 0,231, (мм).$$

$$|G_1| = \frac{G_1}{\mu_F} = \frac{3,0411}{12,69228} = 0,24, (мм).$$

4.9.5 Определим значение реакций связей.

По полученным величинам строим план сил для ПМ 1-0. Используя уравнение равновесия (4.24), последовательно строим сумму векторов (вершина предыдущего вектора является началом последующего), при этом равенство нулю векторной суммы означает, что план сил является замкнутым.

На данном плане проводим равнодействующую \vec{R}_{01} векторов \vec{R}_{01}^n и \vec{R}_{01}^r . Используя масштабный коэффициент плана сил, получаем значения неизвестных реакций связей:

$$R_{01} = |R_{01}| \cdot \mu_F = 49,285 \cdot 12,69228 = 625,538, (H).$$

$$F_y = |F_y| \cdot \mu_F = 8,037 \cdot 12,69228 = 102,009, (H).$$

4.10 Определим значение уравновешивающего момента пары сил и определим погрешность выполненных вычислений.

Величина уравновешивающего момента пары сил определяется по формуле (4.11):

$$M_y = F_y \cdot l_{OA} = 102,009 \cdot 0,031 = 3,162, (H \cdot м).$$

Погрешность измерений:

$$\varepsilon = \frac{F_{y,\max} - F_{y,\min}}{F_{y,\min}} \cdot 100\% = \frac{102,009 - 92,988}{92,988} \cdot 100\% = 9,7\%.$$

Данная погрешность является допустимой, так как $\varepsilon = 9,7\% < 11\%$.

5 Динамический анализ сложного плоского рычажного механизма

5.1 Для ползуна в соответствии с величиной фазового угла рабочего хода выявим положения механизма, в которых при определении значений приведенного момента пары сил необходимо учесть действие сил полезного сопротивления.

Рабочий ход – это ход, на котором механизм выполняет свое служебное назначение. Холостой ход необходим для окончания цикла движения, поддержания технологического процесса и снятия с рабочих поверхностей звеньев напряжений.

Рабочий ход проектируют таким образом, чтобы он был максимален по времени и пути, а холостой, соответственно минимален. При запуске механизма в работу его звенья должны начинать двигаться с рабочего хода.

Для плоских рычажных механизмов рабочий ход должен соответствовать наибольшему углу поворота кривошипа между крайними положениями выходного звена.

В данном случае величина прямого хода меньше, чем величина обратного, следовательно, нам необходимо выполнить перенумеровку рабочих положений.

Так как крайними положениями ползуна являются положения 5 и 11, то принимаем положение 11 за начальное, тогда перенумеровка рабочих положений будет выглядеть так, как представлено в таблице 8.

Таблица 8 – Перенумеровка положений механизма

№ положения	№ положения после перенумеровки
0, 13	2
1	3
2	4
3	5
4	6
5	7
6	8
7	9
8	10
9	11
10	12
11	0, 13
12	1

Теперь принимаем за рабочий ход:

$$\varphi_{p.x.} = (0...7).$$

А за холостой:

$$\varphi_{x.x.} = (8...13).$$

Сила полезного сопротивления $R_{пс}$ учитывается на рабочем ходу, не считая крайних положений механизма, то есть для положений с 1 по 6.

5.2 Выполним синтез динамической модели сложного плоского рычажного механизма для динамического анализа.

Используя кинетостатический метод обеспечения эквивалентности динамической модели, построим динамическую модель механизма, пригодную для выполнения динамического анализа.

Динамическая модель для динамического анализа составляется с использованием энергетического метода, согласно которому для сохранения эквивалентности модели по отношению к состоянию технической системы необходимо учесть силовые и инерциальные параметры. При этом все силовые

факторы, действующие на ведомые звенья технической системы, заменяются одной силой, которая называется приведенной

Приведенная сила – это теоретическая сила, которая вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами:

$$F_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{v_{\Pi}}, \quad (5.1)$$

где $\sum_{i=1}^n N_i$ – сумма мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами, N ;

v_{Π} – скорость точки приведения, м/с;

n – количество приводимых звеньев технической системы.

Вектор приведенной силы прикладывается к точке приведения, направлен против движения звена приведения, а линия его действия является перпендикуляром к оси звена. Наличие приведенной силы на звене приведения служит причиной возникновения приведенного момента пары сил:

$$M_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot l_{\Pi} \quad (5.2)$$

Приведенный момент пары сил – это момент теоретической пары сил, который вынуждает звено приведения развивать мгновенную мощность, равную сумме мгновенных мощностей, развиваемых приводимыми силами.

Каждое звено технической системы обладает массой, следовательно, для сохранения эквивалентности динамической модели по отношению к состоянию технической системы массы приводимых звеньев заменяют приведенной массой.

Приведенная масса – это теоретическая масса, прикладываемая к точке приведения и обладающая кинетической энергией, равной удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев:

Приведенная масса прикладывается в точку приведения и является причиной возникновения приведенного момента инерции:

$$I_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot l_{\Pi}^2 \quad (5.3)$$

Приведенный момент инерции – это теоретический момент инерции, которым должно обладать звено приведения, чтобы его кинетическая энергия была равна удвоенной сумме кинетических энергий приводимых звеньев.

5.3 Синтез диаграммы приведенного момента сил механизма.

5.3.1 Используя следствие из теоремы Жуковского, перенесем все силовые факторы, действующие на звенья в одноименные точки действительного плана скоростей для каждого положения начального звена.

Переносим на планы скоростей вектора сил, повернутые на 90° против хода вращения кривошипа, при этом мы не учитываем инерционные составляющие, то есть не учитываем \vec{F}_u и M_u .

Учитываем силы:

- на рабочем ходу:

$\vec{G}_i, \vec{F}_y, \vec{P}_{ПС}$ (не считая крайних положений);

- на холостом ходу:

\vec{G}_i, \vec{F}_y .

На рабочем ходу уравновешивающая сила берется со знаком «+», на холостом ходу – с произвольным знаком.

5.3.2 Выполнив синтез расчетных моделей, установим статическое равновесие и вычислим величину уравновешивающей силы для каждого положения механизма.

План скоростей представляется как жесткий рычаг, подвижно закрепленный в полюсе. Таки образом система находится в статическом равновесии.

Для определения величины уравновешивающей силы составим уравнение равновесия моментов всех сил, действующих на данную систему, относительно полюса плана скоростей для каждого положения механизма.

$$\sum M(F_i)_p = 0 \quad (5.4)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 9.

5.3.3 Определим значения приведенной силы и приведенного момента пар сил для каждого положения начального звена.

Величины приведенной и уравновешивающей сил равны по модулю и противоположны по направлению:

$$|\vec{F}_П| = -|\vec{F}_y| \quad (5.5)$$

Наличие приведенной силы на звене служит причиной возникновения приведенного момента пары сил, который вычисляется по формуле (5.2). За звено приведения принимается кривошип OA , тогда формула (5.2) будет иметь следующий вид:

$$M_П = F_П \cdot l_{OA} \quad (5.6)$$

Величины приведенной силы и приведенного момента пары сил для каждого положения механизма представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Результаты расчета (п. 5.3.2 – 5.3.3)

№ положения	F_y, H	F_{II}, H	$M_{II}, H \cdot m$
0, 13	53,204	-53,204	-1,649
1	354,278	-354,278	-10,983
2	510,968	-510,968	-15,84
3	386,53	-386,53	-11,982
4	300,093	-300,093	-9,303
5	252,476	-252,476	-7,827
6	145,534	-145,534	-4,512
7	22,011	-22,011	-0,682
8	-3,454	3,454	0,107
9	-3,781	3,781	0,117
10	-22,005	22,005	0,682
11	-36,625	36,625	1,135
12	-50,59	50,59	1,568

5.3.4 Выбрав масштабные коэффициенты осей приведенных моментов пар сил и угла поворота звена приведения, выполним синтез диаграммы приведенных моментов пар сил сопротивления и приведенных моментов движущих сил.

Рассчитаем масштабный коэффициент приведенных моментов по формуле:

$$\mu_{M_{II}} = \frac{|M_{II, \max}|}{|y|} = \frac{15,84}{100} = 0,1584, \left[\frac{H \cdot m}{мм} \right], \quad (5.7)$$

где $|M_{II, \max}|$ – максимальное значение приведенного момента, $H \cdot m$;

$|y|=100, мм$ – произвольно выбранный отрезок, изображающий максимальное значение приведенного момента на диаграмме.

Масштабный коэффициент угла поворота ведущего звена рассчитаем по формуле:

$$\mu_{\varphi} = \frac{2\pi}{|L|} = \frac{2\pi}{130} = 0,0483, \left[\frac{рад}{мм} \right], \quad (5.8)$$

где $|L|=130, мм$ – произвольно выбранный отрезок.

Для построения диаграмм приведенных моментов сил сопротивления и движущих сил улавливаем, что рассматриваемый механизм относится к механизмам двигателей, то есть:

$$M_{IIc} = const; M_{IIд} = f(\varphi_1) \quad (5.9)$$

Приведенный момент движущих сил является функцией угла поворота ведущего звена, а приведенный момент сил сопротивления – величина постоянная, действующая на протяжении всего цикла работы механизма.

Вдоль оси φ_1 откладываем отрезок $|L|$, по оси приведенных моментов в соответствующих положениях механизма откладываем значения $|M_{II}|$ в мм.

Соединив полученные точки плавной кривой, получаем диаграмму приведенных моментов движущих сил $M_{IIд}$.

Величину приведенного момента сил сопротивления рассчитаем по формуле:

$$M_{\Pi c} = \frac{\sum_{i=1}^S M_{\Pi i}}{S} = \frac{-59,176}{13} = -4,552, (H \cdot m), \quad (5.10)$$

где $\sum_{i=1}^S M_{\Pi i}$ – сумма приведенных моментов;

S – число положений звена приведения за промежуток времени.

В таблице 10 представлены значения приведенных моментов сил сопротивления и движущих сил, переведенные в мм с помощью масштабного коэффициента.

Таблица 10 – Пересчитанные в мм. значения найденных величин

№ положения	$ M_{\Pi d} , мм$	$ M_{\Pi c} , мм$
0, 13	-10,41	-28,737
1	-69,337	
2	-100	
3	-75,644	
4	-58,731	
5	-49,413	
6	-28,485	
7	-4,306	
8	0,676	
9	0,739	
10	4,306	
11	7,165	
12	9,899	

5.4 Осуществив преобразования диаграммы приведенных моментов пар сил, выполним синтез диаграммы работ и вычислим значение масштабного коэффициента оси работ, а также приращение работы и величину работы для каждого положения начального звена.

$$A_d = \int_0^{2\pi} M_{\Pi d} \cdot d\varphi \quad (5.11)$$

$$A_c = \int_0^{2\pi} M_{\Pi c} \cdot d\varphi = M_{\Pi c} \cdot \varphi \quad (5.11)$$

На диаграмме приведенных моментов замеряем величину приведенного момента в точках, расположенных посередине между соседними положениями механизма. Данную величину делим на коэффициент деления m и откладываем на диаграмме работ. Для последующих положений величину отрезка прибавляем к полученной ранее, также уменьшая в m раз и откладывая на диаграмме. Соединяя все полученные точки плавной кривой, получаем диаграмму работ движущих сил $A_d = f(\varphi_1)$. Соединяя начальную и конечную точки прямой линией, получим диаграмму сил сопротивления $A_c = f(\varphi_1)$.

Найдем масштабный коэффициент работ по формуле:

$$\mu_A = \mu_{M_{II}} \cdot \mu_\varphi \cdot \Delta\varphi \cdot t = 0,1584 \cdot 0,0483 \cdot 10 \cdot 4 = 0,3060288, \left[\frac{\text{Дж}}{\text{мм}} \right] \quad (5.12)$$

где $\Delta\varphi = 10, \text{ мм}$ – шаг оси угла поворота звена приведения;

$t = 1, 2, 3, \dots, \infty$ – коэффициент деления, принимаем $t = 4$.

Величина работы для каждого положения механизма представлена в таблице 11.

5.5 Выбрав значение масштабного коэффициента оси изменения кинетической энергии (разности работ), выполним синтез диаграммы изменения кинетической энергии (разности работ), используя метод графического вычитания.

Диаграмма строится методом графического вычитания значений работ A_D и A_C при условии, что масштабный коэффициент кинетической энергии будет равен масштабному коэффициенту работ:

$$\mu_{\Delta E} = \mu_A = 0,3060288, \left[\frac{\text{Дж}}{\text{мм}} \right], \quad (5.13)$$

где $\Delta E = A_D - A_C$ – изменение кинетической энергии, Дж.

Измерим на диаграмме работ расстояния между линиями работы движущих сил и сил сопротивления и отложим данные величины на диаграмме изменения кинетической энергии. Соединяя все полученные точки плавной кривой, получаем диаграмму изменения кинетической энергии $\Delta E = A_D - A_C$.

Таблица 11 – Величины работ и изменения кинетической энергии в каждом положении механизма

№ положения	$A_D, \text{ Дж}$	$A_C, \text{ Дж}$	$\Delta E, \text{ Дж}$
0, 13	0	0	0
1	2,824	2,168	0,656
2	9,908	4,336	5,572
3	16,825	6,503	10,321
4	21,807	8,671	13,136
5	25,96	10,839	15,121
6	29,129	13,007	16,122
7	30,145	15,175	14,97
8	30,1	17,342	12,758
9	30,052	19,509	10,543
10	29,879	21,678	8,201
11	29,438	23,846	5,592
12	28,743	26,013	2,73

5.6 Синтез диаграммы приведенного момента инерции механизма.

5.6.1 Представим приведенный момент инерции механизма в виде суммы постоянной и переменной частей.

Приведенный момент инерции механизма определяется суммой двух частей, где 1-ая часть является постоянной, а 2-ая переменной:

$$I_{\Pi} = I_{\Pi}^I + I_{\Pi}^{II}, \quad (5.14)$$

где I_{Π}^I – постоянная часть;

I_{Π}^{II} – переменная часть.

$$m_{\Pi} = m_{\Pi}^I + m_{\Pi}^{II}, \quad (5.14)$$

где m_{Π}^I – постоянная часть;

m_{Π}^{II} – переменная часть.

5.6.2 Представив постоянную часть приведенного момента инерции механизма в виде суммы приведенных моментов инерции элементов привода (энергетическая машина, передаточный механизм и рабочая машина), определим ее значение.

Чтобы реализовать приведенную силу, нужно подобрать двигатель. Для рычажных механизмов используют трехфазные асинхронные электродвигатели, которые имеют свои характеристики (мощность, частоту, момент вращения).

Передаточный или преобразующий механизм предназначен для согласования механических характеристик энергетической машины с механическими характеристиками рабочей машины.

Подбор электродвигателя осуществляется по двум характеристикам: частоте вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}}$ и его мощности $N_{\text{дв}}$. Частоту вращения вала находим по формуле:

$$n_{\text{дв}} \geq n_1, \quad (5.15)$$

где $n_1 = n_{\text{OA}} = 250, \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения кривошипа 1.

Мощность находим по формуле:

$$N_{\text{дв}} \geq N_{\text{тр.дв}}, \quad (5.15)$$

где $N_{\text{тр.дв}}$ – минимальная требуемая мощность двигателя, Вт .

Запас мощности необходим для того, чтобы скачки энергии, различные вибрации не вывели двигатель из строя. Запас должен составлять около 20%.

$$N_{\text{тр.дв}} = M_{\Pi, \text{cp}} \cdot \omega_1, \quad (5.16)$$

где $M_{\Pi, \text{cp}}$ – среднее значение приведенного момента механизма, берется по модулю, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$\omega_1 = 26,18, \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость вращения кривошипа.

$$M_{\Pi, \text{cp}} = \frac{\left| \sum M_{\Pi i} \right|}{13} = \frac{59,176}{13} = 4,552, (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (5.17)$$

Тогда:

$$N_{\text{тр.дв}} = 4,452 \cdot 26,18 = 119,171, (\text{Вт}).$$

Следовательно наш двигатель должен обладать следующими характеристиками:

$$n_{\text{дв}} \geq 250$$

$$N_{\text{дв}} \geq 119,171$$

С учетом этого по каталогу выбираем асинхронный двигатель серии 4А типа 4А71В8У3 ($N_{\text{дв}} = 250 \text{ Вт}$, $n_{\text{дв}} = 650 \text{ мин}^{-1}$), его приведенный момент инерции ротора составляет $I_{\Pi}^{\text{э}} = 0,0019$, ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$).

Постоянная часть приведенного момента инерции механизма представляется в виде суммы приведенных моментов инерции элементов привода:

$$I_{\Pi}^{\text{л}} = I_{\Pi}^{\text{э}} + I_{\Pi}^{\text{п}} + I_{\text{с1}} = I_{\Pi}^{\text{э}} \cdot (1 + i_{\text{п1}}) + I_{\text{с1}}, \quad (5.18)$$

где $I_{\Pi}^{\text{э}}$, $I_{\Pi}^{\text{п}}$, $I_{\text{с1}}$ – приведенные моменты инерции, соответственно, энергетической машины, преобразующего устройства и ведущего звена плоского рычажного механизма рабочей машины.

Величина передаточного отношения рассчитывается по формуле:

$$i_{\text{п1}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1} = \frac{650}{250} = 2,6, \quad (5.19)$$

Зная, что $I_{\text{с1}} = 4,965 \cdot 10^{-5}$, ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$), найдем значение постоянной части приведенного момента инерции механизма, подставив все численные значения в формулу (5.18):

$$I_{\Pi}^{\text{л}} = 0,0019 \cdot (1 + 2,6) + 4,965 \cdot 10^{-5} = 0,0069, \quad (\text{кг} \cdot \text{м}^2).$$

5.6.3 Выведем уравнение и рассчитаем значения переменной части приведенного момента инерции для каждого положения механизма.

Переменная часть приведенного момента инерции определяется формулой:

$$I_{\Pi}^{\text{п}} = \frac{2 \cdot \sum E_i}{\omega_{\Pi}^2}, \quad (5.20)$$

где $\sum E_i$ – сумма кинетических энергий, развиваемых приводимыми звеньями;

$\omega_{\Pi} = \omega_{\text{ОА}} = 26,18$, с^{-1} – угловая скорость звена приращения.

Кинетическая энергия звеньев механизма зависит от видов движения, которые они совершают. Для звеньев, совершающих сложное движение (шатун), кинетическая энергия рассчитывается по формуле:

$$E = \frac{m_{\text{шат}} \cdot v_{\text{с}}^2}{2} + \frac{I_{\text{с}} \cdot \omega^2}{2}, \quad (5.21)$$

где $m_{\text{шат}}$ – масса шатуна, кг;

$v_{\text{с}}$ – скорость точки центра масс шатуна, м/с;

$I_{\text{с}}$ – момент инерции шатуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω – угловая скорость шатуна.

Для звеньев, совершающих вращательное движение (коромысло), кинетическая энергия рассчитывается по формуле:

$$E = \frac{I_{\text{с}} \cdot \omega^2}{2}, \quad (5.22)$$

где $I_{\text{с}}$ – момент инерции коромысла, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω – угловая скорость коромысла.

Для звеньев, совершающих поступательное движение (ползун), кинетическая энергия рассчитывается по формуле:

$$E = \frac{m_{\text{полз}} \cdot v_s^2}{2}, \quad (5.23)$$

где $m_{\text{полз}}$ – масса ползуна, кг;

v_s – скорость точки центра масс ползуна, м/с;

Таким образом, кинетическая энергия шатуна 2 определяется по формуле:

$$E_2 = \frac{m_2 \cdot v_{s2}^2}{2} + \frac{I_{s2} \cdot \omega_2^2}{2} = k_2 \cdot v_{s2}^2 + k_3 \cdot \omega_2^2, \quad (5.24)$$

где $k_1 = \frac{m_2}{2} = \frac{3,225}{2} = 1,6125$;

$$k_3 = \frac{I_{s2}}{2} = \frac{1,242}{2} \cdot 10^{-2} = 0,00621$$

Кинетическая энергия коромысла 3:

$$E_3 = \frac{I_{s3} \cdot \omega_3^2}{2} = k_4 \cdot \omega_3^2, \quad (5.25)$$

где $k_4 = \frac{I_{s3}}{2} = \frac{4,39}{2} \cdot 10^{-4} = 0,0002195$.

Кинетическая энергия шатуна 4:

$$E_4 = \frac{m_4 \cdot v_{s4}^2}{2} + \frac{I_{s4} \cdot \omega_4^2}{2} = k_5 \cdot v_{s4}^2 + k_6 \cdot \omega_4^2, \quad (5.26)$$

где $k_5 = \frac{m_4}{2} = \frac{2,25}{2} = 1,125$;

$$k_6 = \frac{I_{s4}}{2} = \frac{4,219}{2} \cdot 10^{-3} = 0,0021095$$

Кинетическая энергия ползуна 5:

$$E_5 = \frac{m_5 \cdot v_{s5}^2}{2} = k_7 \cdot v_{s5}^2, \quad (5.27)$$

где $k_7 = \frac{m_5}{2} = \frac{1,35}{2} = 0,675$.

Определим значение константы k_1 :

$$k_1 = \frac{2}{\omega_1^2} = \frac{2}{(26,18)^2} = 0,00292 \quad (5.28)$$

Преобразуем выражение (5.20):

$$I_{II}^I = k_1 \cdot (k_2 \cdot v_{s2}^2 + k_3 \cdot \omega_2^2 + k_4 \cdot \omega_3^2 + k_5 \cdot v_{s4}^2 + k_6 \cdot \omega_4^2) \quad (5.29)$$

Результаты расчета переменной части приведенного момента инерции представлены в таблице 12.

5.6.4 Определим величину приведенного момента инерции приведенной массы для каждого положения механизма.

Зная постоянную часть и переменную для каждого положения механизма, определим величину приведенного момента инерции приведенной массы для каждого положения механизма, подставив все числовые значения в формулу (5.14). Результаты представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Приведенные моменты инерции

№ положения	$I_{II}^I, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$I_{II}^{II}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$I_{II}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$ I_{II} , \text{мм}$
0, 13	0,069	0,0072	0,0141	95,918
1		0,0078	0,0147	100
2		0,0038	0,0107	72,789
3		0,0031	0,01	68,027
4		0,0046	0,0115	78,231
5		0,0052	0,0121	82,313
6		0,0031	0,01	68,027
7		0,0012	0,0081	55,102
8		0,0029	0,0098	66,667
9		0,003	0,0099	67,347
10		0,0058	0,0127	86,395
11		0,0059	0,0128	87,075
12		0,0052	0,0121	82,313

5.6.5 Определив значения масштабных коэффициентов осей приведенного момента инерции и угла поворота звена приведения, выполним синтез диаграмм приведенного момента инерции и приведенной массы механизма.

Выберем масштабный коэффициент приведенного момента инерции механизма:

$$\mu_{I_{II}} = \frac{I_{II, \max}}{|x|} = \frac{0,0147}{100} = 0,000147, \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}} \right], \quad (5.30)$$

где $I_{II, \max}$ – максимальный приведенный момент инерции механизма, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
 $|x|$ – произвольно выбранный отрезок, принимаем $|x| = 100, \text{мм}$.

Переводим в мм через масштабный коэффициент значения приведенных моментов для каждого положения механизма и заносим в таблицу 12.

Построим диаграмму приведенного момента инерции. По оси φ_1 откладываем отрезок $|L| = 130 \text{ мм}$, по оси приведенных моментов инерции в соответствующих положениях механизма откладываем значения $|I_{II}|$ в мм. Соединив полученные точки плавной кривой, получаем диаграмму приведенных моментов инерции $I_{II} = f(\varphi_1)$.

5.7 Методом графического исключения угла поворота звена приведения выполним синтез диаграмм «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса».

Для расчета величины дополнительной маховой массы воспользуемся методом Виттенбауэра, согласно которому значение маховой массы пропорционально величине ее момента инерции. Для определения величины дополнительной маховой массы построим диаграмму $\Delta E = f(I_{\Pi})$, которая является замкнутой кривой и называется диаграммой «энергия–масса».

Данная диаграмма строится методом графического пересечения значений ΔE и I_{Π} в каждом положении механизма. Для этого масштабные коэффициенты выбираются равными с предшествующих диаграмм и используют исключение осей φ_1 .

В каждом соответствующем положении на диаграммах изменения кинетической энергии и приведенного момента инерции проводим прямые до их пересечения, полученным точкам присваиваем порядковый номер. Соединяя последовательно точки, получаем замкнутую кривую.

5.8 Вычислив значения углов наклона, проведем касательные к замкнутой кривой на диаграммах «энергия-приведенный момент инерции» и «энергия-масса».

Для определения момента инерции маховой массы к диаграмме «энергия–масса» проводим касательные до пересечения с осью ΔE . Углы наклона касательных определяются по формулам:

$$\psi_{\max} = \arctg \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_{I_{\Pi}}}{\mu_{\Delta E}} \cdot (1 + \delta) \cdot \omega_{n.ср}^2 \right) \quad (5.31)$$

$$\psi_{\min} = \arctg \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_{I_{\Pi}}}{\mu_{\Delta E}} \cdot (1 - \delta) \cdot \omega_{n.ср}^2 \right) \quad (5.31)$$

где $\omega_{n.ср}$ – среднее значение угловой скорости звена приведения, c^{-1} ;

$\delta = \frac{1}{20} \div \frac{1}{40}$ – коэффициент неравномерности хода, принимаем

$$\delta = \frac{1}{25} = 0,04.$$

Тогда:

$$\psi_{\max} = \arctg \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{0,000147}{0,3060288} \cdot (1 + 0,04) \cdot (26,18)^2 \right) = 9,71^\circ.$$

$$\psi_{\min} = \arctg \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{0,000147}{0,3060288} \cdot (1 - 0,04) \cdot (26,18)^2 \right) = 8,98^\circ.$$

5.9 Определим значение момента инерции маховой массы.

Момент инерции маховой массы определяется по формуле:

$$I_{м.м.} = \frac{|ab| \cdot \mu_{\Delta E}}{\delta \cdot \omega_{пер}^2} \quad (5.32)$$

Замерив отрезок $|ab|$, лежащий на оси изменения кинетической энергии между касательными, получаем $|ab| = 56,735 \text{ мм}$.

Тогда:

$$I_{\text{м.м.}} = \frac{56,735 \cdot 0,3060288}{0,04 \cdot (26,18)^2} = 0,633, \text{ (кг} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Анализ и синтез простого плоского зубчатого механизма

4.1. Вычертим структурную схему механизма.

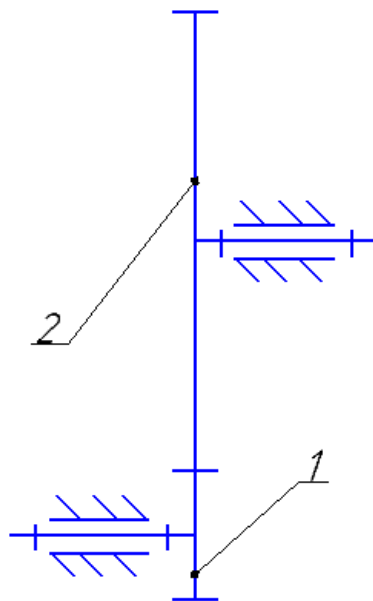


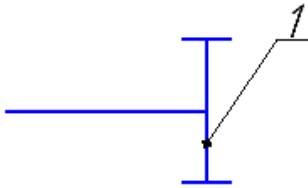
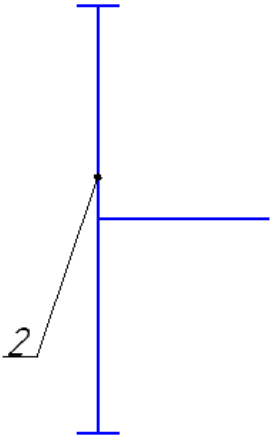

Рисунок 4.1 – Структурная схема зубчатого механизма

4.2. Данный простой зубчатый механизм является:

- 1) Цилиндрическим;
- 2) Плоским;
- 3) С параллельными геометрическими осями;
- 4) С эвольвентным профилем;
- 5) С круглыми колесами;
- 6) С внешним зацеплением.

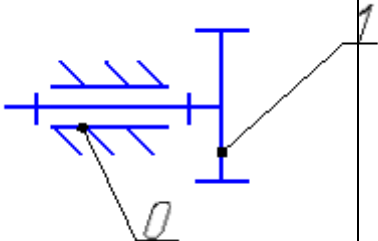
4.3. Определим название и вид совершаемого движения звеньев, результат представим в таблице 10:

Таблица 10 – звенья простого 3М

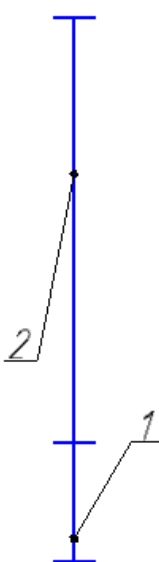
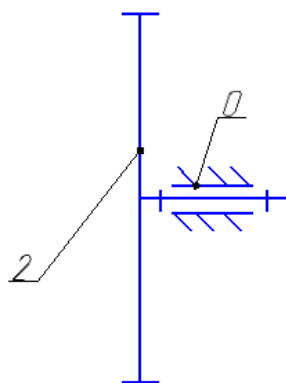
Номер звена	Название звена / вид подвижности	Схема
1	Шестерня/ вращательное	
2	Зубчатое колесо/ вращательное	
0	Стойка/ Неподвижное	

4.4. Для того, чтобы определить число, название, класс, подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар рассмотрим каждую кинематическую пару. Результат представим в виде таблицы 11.

Таблица 11 – Кинематические пары простого 3М

Номера звеньев / название	Схема	Класс / подвижность	Вид контакта / замыкание
0-1/ вращательна я		5/1	поверхность (низшая)/ геометрическое

Окончание таблицы 11

Номера звеньев / название	Схема	Класс / подвижность	Вид контакта / замыкание
1-2/ вращательная		4/2	линия (высшая)/ геометрическое
0-2/ вращательная		5/1	поверхность (низшая)/ геометрическое

4.5. Проанализировав механизм, получаем, что его структура не содержит дефектов – избыточных связей и местных подвижностей. Механизм обладает рациональной структурой.

4.6. Чтобы определить вид кинематической цепи необходимо рассмотреть в составе скольких кинематических пар содержится каждое звено. Нет ни одного звена, которое содержится в составе только одной кинематической пары. Звенья 1, 2, 0 содержатся в составе в двух кинематических парах. Следовательно, данная кинематическая цепь является простой и замкнутой.

Стойка представлена двумя элементами. Со стойкой взаимодействуют шестерня 1 и зубчатое колесо 2, следовательно, число присоединений равно 2.

4.7 Исходя из того, что 3М плоский, для определения подвижности механизма используем структурную формулу Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (4.1)$$

где n – число подвижных звеньев ;
 p_i – число кинематических пар i -го класса;

Проанализировав данные таблицы 10 видим, что данная структура механизма образована двумя подвижными звеньями, следовательно $n=2$.

Из данных таблицы 11 видим, что структура содержит 3 кинематических пары. Две из которых 5 класса и одна 4, $p_5 = 2$, а $p_4 = 1$.

Определим подвижность механизма по формуле (4.1)

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

Результат означает, что для однозначного математического описания взаимного расположения звеньев механизма данного вида на плоскости достаточно одной обобщенной координаты.

4.8. По заданному блокирующему контуру определим величины дополнительных исходных данных:

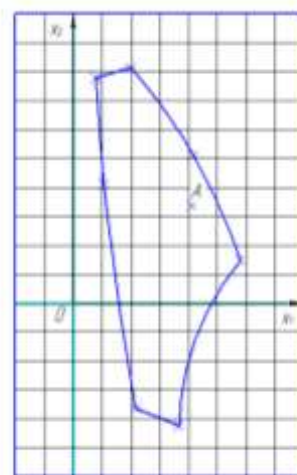


Рисунок 4.2 – Блокирующий контур зубчатого механизма

Рассчитаем минимальный коэффициент смещения шестерни:

$$x_{1 \min} = \frac{17-z_1}{17} = \frac{17-9}{17} = 0,47$$

$$x_1 = x_{1 \min} - 0,05 = 0,42$$

$$x_2 = x_\varepsilon - x_1 = 0,75 - 0,42 = 0,33$$

Рассчитаем инволюту угла зацепления:

$$inv(\alpha_w) = \frac{2x_\varepsilon \cdot \operatorname{tg}(20)}{z_1 + z_2} + inv(20) \quad (4.2)$$

$$inv(\alpha_w) = \frac{2 \cdot 0,75 \cdot 0,3639}{32+9} + 0,0149 = 0,028 \Rightarrow \alpha_w = 24,47^\circ$$

4.9. Вычислим значения геометрических параметров зубчатого зацепления:

Рассчитаем диаметр делительной окружности:

$$\text{Для шестерни: } d_1 = m * z_1 = 0,006 * 9 = 0,054\text{м}$$

$$\text{Для колеса: } d_2 = m * z_2 = 0,006 * 32 = 0,192\text{м}$$

Рассчитаем диаметр начальной окружности:

$$\text{Для шестерни: } d_{w_1} = d_1 * \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 0,054 * \frac{0,94}{0,91} = 0,056\text{м}$$

$$\text{Для колеса: } d_{w_2} = d_2 * \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 0,192 * \frac{0,94}{0,91} = 0,198\text{м}$$

Рассчитаем диаметр основной окружности:

$$\text{Для шестерни: } d_{b_1} = d_1 \cos(\alpha) = 0,051\text{м}$$

$$\text{Для колеса: } d_{b_2} = d_2 \cos(\alpha) = 0,18\text{м}$$

Рассчитаем диаметр окружности впадин ($h_f^*=1.25$):

$$\text{Для шестерни: } d_{f_1} = d_1 + 2m(x_1 - h_f^*) = 0,044\text{м}$$

$$\text{Для колеса: } d_{f_2} = d_2 + 2m(x_2 - h_f^*) = 0,181\text{м}$$

Рассчитаем диаметр окружности вершин ($h_a^* = 1$):

$$\text{Для шестерни: } d_{a_1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - \Delta y) = 0,07\text{м}$$

$$\text{Для колеса: } d_{a_2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - \Delta y) = 0,21\text{м}$$

Коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = x_\varepsilon - y = 0,75 - 0,67 = 0,08\text{м}$$

Коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{\alpha_w - a}{m} = 0,67\text{м}$$

Уточненное межосевое расстояние:

$$\alpha_w = \frac{d_{w_1} + d_{w_2}}{2} = 0,127\text{м}$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,123\text{м}$$

Высота зубьев:

$$h = \frac{d_{a_1} - d_{f_1}}{2} = 0,013\text{м}$$

Углы профиля на окружности вершин:

$$\text{Для шестерни: } \alpha_{a_1} = \arccos\left(\frac{d_{b_1}}{d_{a_1}}\right) = 43,72^\circ$$

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Для колеса: $\alpha_{a_2} = \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right) = 29,38^\circ$

Толщина зуба по окружности вершин:

Для шестерни: $s_1 = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a1})} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg}(\alpha) - z_1 \left(\operatorname{inv}(\alpha_{a1}) - \operatorname{inv}(\alpha) \right) \right) = 0,0112\text{м}$

Для колеса: $s_2 = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_{a2})} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg}(\alpha) - z_2 \left(\operatorname{inv}(\alpha_{a2}) - \operatorname{inv}(\alpha) \right) \right) = 0,012\text{м}$

4.10. Выполним проверку:

$$s_a \geq [s_a] \quad (4.3)$$

$$[s_a] = 0,3m = 0,3 * 0,006 = 0,0018\text{м}$$

Оба значения толщины зубьев по окружности вершин больше значения минимальной толщины, проверка сходится.

4.11. Выберем масштабный коэффициент длин:

$$\mu_l = \frac{h}{|x|} = \frac{0,013}{40} = 0,00033 \text{ м/мм}$$

4.12. Переведем все геометрические параметры зубчатых колес в данный масштабный коэффициент длин.

4.13. Определим радиус сопряжения переходной кривой:

$$r = 0,384 * 0,006 = 0,0023\text{м}$$

4.14. Приступим к метрическому синтезу эвольвентного зацепления зубчатых колес:

Отложим межосевое расстояние (a_w). Проведем начальную, делительную, основную окружности, а также окружности вершин и впадин зубьев для зубчатого колеса и шестерни.

Начальные окружности (d_{w1} и d_{w2}) должны сопрягаться в полюсе зацепления (P). Откладываем под углом (α_w) от линии центров (O_1O_2) для колеса и для шестерни лучи, пересекающие основные окружности в точках A и B . Через точки A и B проводим прямую - линию зацепления. Она проходит через полюс зацепления (P). Отрезок от точки сопряжения (P) до точки пересечения (A), делим на шесть равных частей a_i . Проецируем полученные точки на основную окружность, проводим через каждую из них касательную к основной окружности, и на касательных откладываем величину отрезка (PA), каждый раз уменьшая на величину a_i . Полученные точки соединяем плавной кривой и получаем нижнюю половину эвольвентного профиля зуба. Аналогично построим вторую половину профиля зуба, только увеличивая отрезок PA на

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

величину a_i . Откладываем толщину зуба по делительной окружности и ширину зуба по окружности вершин. Симметрично отобразим вторую половину профиля зуба. Аналогично строим профиль зуба шестерни.

4.15. Выполним метрический синтез кинематической схемы плоского зубчатого механизма:

6 Анализ и синтез сложного плоского зубчатого механизма

6.1 Вычертим структурную схему и начиная с ведущего звена шестерни 1, обозначим буквами латинского алфавита подвижные соединения звеньев, содержащиеся в структуре механизма.

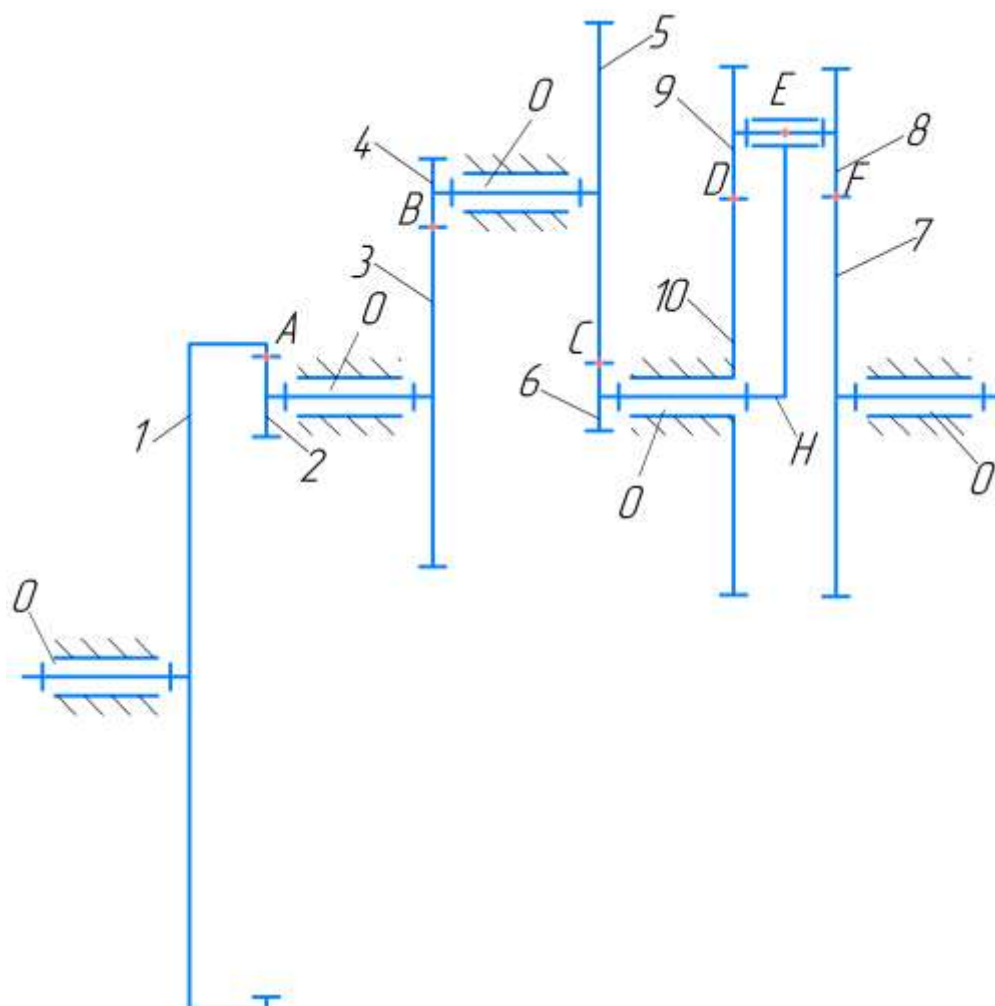


Рисунок 5 – Структурная схема сложного зубчатого механизма

6.2 Согласно классификации сложных зубчатых механизмов, установим тип заданной структурной схемы механизма.

Проведем классификацию данного сложного зубчатого механизма.

Рассматриваемый механизм имеет 4 ступени (типовые передачи):

- 1) 1-2 – типовая цилиндрическая передача с внутренним зацеплением;
- 2) 3-4 – типовая цилиндрическая передача с внешним зацеплением;
- 3) 5-6 – типовая цилиндрическая передача с внешним зацеплением;
- 4) *H*-7 – двухрядный планетарный зубчатый механизм с двумя внешними зацеплениями.

Данный механизм является многопоточным, так как количество сателлитов $k = 2 > 1$.

Механизм состоит из стойки 0, представленной пятью шарнирно-неподвижными опорами. Механизм имеет 3 блока зубчатых колес: 2-3, 4-5, 9-8. Блок колес рассматривается как одно подвижное звено.

Схема планетарного механизма содержит подвижное солнечное колесо 7, неподвижное солнечное колесо 10, водило *H* не является зубчатым колесом, оно представляет собой рычаг, на котором установлена сателлиты. Сателлиты в схеме планетарного механизма представлены блоком колес 9-8.

Все звенья данного сложного зубчатого механизма совершают движение параллельно одной плоскости, поэтому рассматриваемый механизм относится к плоским механизмам.

6.3 Выберем структурную формулу, соответствующую заданной структурной схеме механизма.

Для определения подвижности плоских механизмов применяется структурная формула Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (6.1)$$

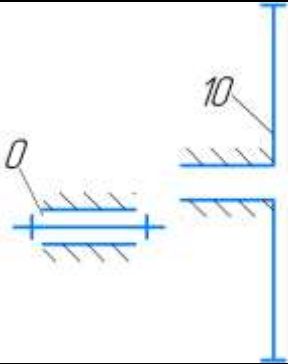
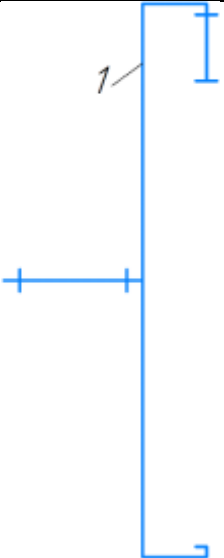
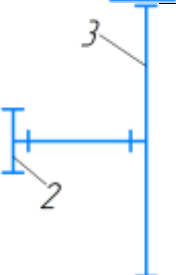
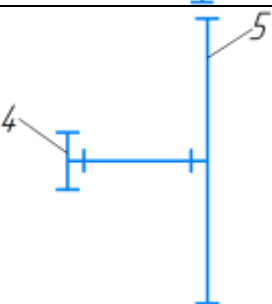
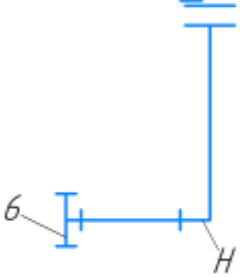
где n – количество подвижных звеньев;

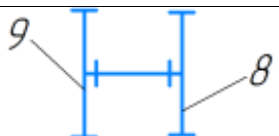

p_4 и p_5 – число кинематических пар 4 и 5 классов;

W – подвижность механизма.

6.4 Определим название и вид совершаемого движения звеньев. Результаты представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Звенья зубчатого механизма

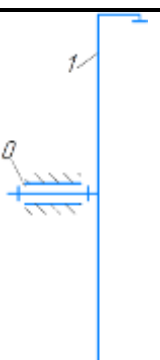
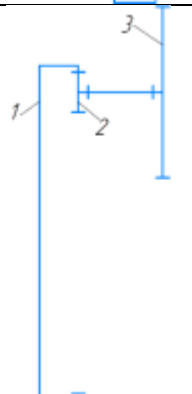
№ звена	Схема	Вид движения / название звена
0		Неподвижное / стойка 0, неподвижное солнечное колесо 10 (цилиндрическое колесо с внешними зубьями)
1		Вращательное / цилиндрическое колесо с внутренними зубьями
2		Вращательное / блок цилиндрических колес с внешними зубьями
3		Вращательное / блок цилиндрических колес с внешними зубьями
4		Вращательное / водило

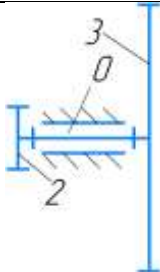
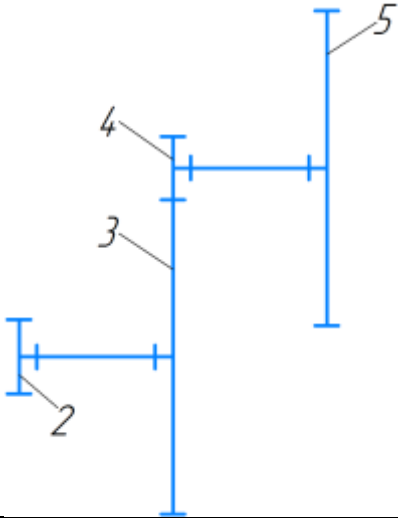
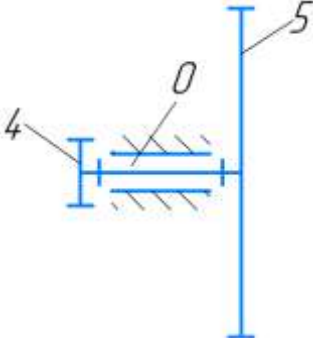
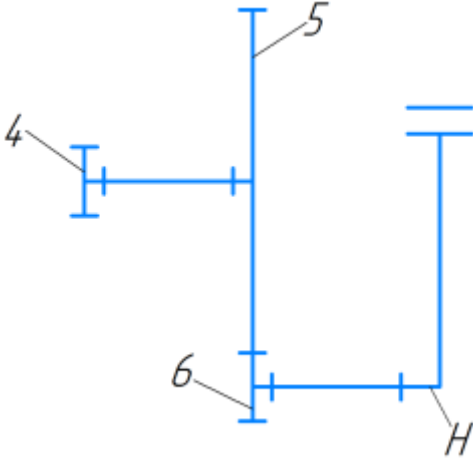
5		Вращательное / сателлит (цилиндрические колеса с внешними зубьями)
6		Вращательное / цилиндрическое колесо с внешними зубьями

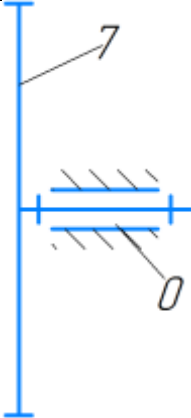
Из анализа таблицы следует, что схема механизма содержит 7 звеньев, из которых неподвижным является 1 (стойка 0), следовательно, $n = 6$. Неподвижное солнечное колесо 10 также относится к элементам стойки.

6.5 Выявим название, класс подвижность, вид контакта и замыкания всех кинематических пар. Результаты представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Кинематические пары зубчатого механизма

Вид контакта / замыкание	Схема КП	Класс / подвижность	№ звеньев / название КП
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	0-1 / вращательная
Точка (высшая) / геометрическое		4 / 2	1-2 / зубчатая

Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	0-2 / вращательная
Точка (высшая) / геометрическое		4 / 2	2-3 / зубчатая
Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	0-3 / вращательная
Точка (высшая) / геометрическое		4 / 2	3-4 / зубчатая

Поверхность (низшая) / геометрическое		5 / 1	0-6 / вращательная
---	---	-------	-----------------------

6.6 Определим вид кинематической цепи, выявим количество элементов стойки (число присоединений подвижных звеньев к стойке).

Из анализа таблиц 13 и 14 можно сделать вывод, что кинематическая цепь этого механизма является сложной, так как на схеме присутствуют звенья, которые входят в состав более 2-ух кинематических пар, а именно – трех, также эта кинематическая цепь является замкнутой.

В данном механизме к стойке присоединены 5 подвижных звеньев.

6.7 Обосновав значения коэффициентов, определим подвижность (степень подвижности) механизма.

Данный механизм имеет 11 кинематических пар: 5 с подвижностью, равной 2 ($p_4 = 5$), и 6 с подвижностью, равной 6 ($p_5 = 6$).

$$p_5 = 6; p_4 = 5; n = 6 \Rightarrow W = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 5 = 1.$$

Подвижность исследуемого механизма $W = 1$, это означает, что достаточно одной обобщенной координаты для однозначного определения положений всех звеньев механизма на плоскости.

6.8 Определим числа зубьев всех колес механизма

Для ступеней, состоящих из типовых простых зубчатых механизмов, подберем числа зубьев колес, используя условия метрического синтеза.

Распишем общее передаточное отношение механизма:

$$i_{17} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{H7}^{10} = \frac{1}{(1,1...8)} \cdot \frac{1}{(1...6)} \cdot \frac{1}{(1...6)} \cdot \frac{1}{(20...250)} = \frac{1}{(22...72000)} \quad (6.2)$$

Проверим возможность реализации заданного передаточного отношения:

$$\begin{aligned}
 i_{17} &= i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{H7}^{10} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \frac{1}{i_{7H}^{10}} = \\
 &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(-\frac{z_8}{z_7} \right) \cdot \left(-\frac{z_{10}}{z_9} \right)} \right) = \\
 &= \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \cdot \left(1 - \frac{z_9 \cdot z_7}{z_{10} \cdot z_8} \right) = +5 \cdot 10^{-3}
 \end{aligned} \quad (6.3)$$

Знак «+» означает, что входное и выходное звенья сложного зубчатого механизма вращаются в одинаковых направлениях. Данная схема механизма реализует заданное передаточное отношение i_{17} .

Разложим общее передаточное отношение i_{17} по ступеням (рядам) на основе реализации возможного предела передаточных чисел:

$$i_{17} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{H7}^{10} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{25} = 0,005 \quad (6.4)$$

Подберем числа зубьев для типовой цилиндрической передачи 1-2 с внутренним зацеплением. Исходя из условия интерференции или подреза зубьев колес для передачи с внутренним зацеплением устанавливаются некоторые ограничения:

$$z_{внутр} \geq 20; z_{вн} \geq 85; |z_{вн} - z_{внутр}| \geq 8 \quad (6.5)$$

Тогда число зубьев передачи 1-2:

$$\frac{1}{8} = i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i_{12}$$

Принимаем $z_2 = 20 \Rightarrow z_1 = 160$.

Подберем числа зубьев для типовой цилиндрической передачи 3-4 с внешним зацеплением. Исходя из условия интерференции или подреза зубьев колес с внешними зубьями $z_4 \geq z_{\min}$, где при угле профиля $\alpha = 20^\circ$ минимальное возможное число зубьев $z_{\min} = 17$. Тогда число зубьев передачи 3-4:

$$-\frac{1}{5} = i_{34} = -\frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = z_3 \cdot i_{34}$$

Принимаем $z_4 = 17 \Rightarrow z_3 = 85$.

Подберем числа зубьев для типовой цилиндрической передачи 5-6 с внешним зацеплением. Условие отсутствия интерференции для этой передачи будет таким же, как для передачи 3-4. Тогда число зубьев передачи 5-6:

$$-\frac{1}{5} = i_{56} = -\frac{z_6}{z_5} \Rightarrow z_6 = z_5 \cdot i_{56}$$

Принимаем $z_4 = 17 \Rightarrow z_3 = 85$.

Для ступени $H-7$, состоящей из двухрядного планетарного зубчатого механизма с двумя внешними зацеплениями, подберем числа зубьев, используя метод множителей. Определим, какое число приходится на внутреннее передаточное отношение механизма:

$$\frac{1}{25} = i_{H7}^{(10)} = \frac{1}{i_{7H}^{(10)}} = 1 - \frac{1}{i_{710}^{(H)}} \Rightarrow i_{710}^{(H)} = \frac{1}{1 - i_{H7}^{(10)}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{7H}^{(10)}}} = 1 - i_{7H}^{(10)} = 1 - \frac{1}{25} = \frac{24}{25} \quad (6.6)$$

Внутреннее передаточное отношение передаточного механизма:

$$i_{710}^{(H)} = \frac{24}{25} = \left(-\frac{z_8}{z_7} \right) \cdot \left(-\frac{z_{10}}{z_9} \right) = \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} \quad (6.7)$$

Введем множители:

$$z_7 = A, z_8 = B, z_9 = C, z_{10} = D \Rightarrow \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{B}{A} \cdot \frac{D}{C} \quad (6.8)$$

Руководствуясь пределами передаточных чисел каждого ряда планетарного механизма, подберем три варианта отношения сомножителей таким образом, чтобы в произведении данные сомножители давали передаточное отношение $i_{710}^{(H)}$.

Соотношения рядов планетарного механизма:

- внешнее зацепление

$$\frac{B}{A} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{1}{(1...6)} \quad (6.9)$$

- внешнее зацепление

$$\frac{D}{C} = \frac{z_{10}}{z_9} = (1...6) \quad (6.10)$$

Тогда:

$$\frac{24}{25} = \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{3}{5} \cdot \frac{8}{5} = \frac{4}{12,5} \cdot \frac{6}{2} = \frac{2}{5} \cdot \frac{12,5}{5} \quad (6.11)$$

Для планетарной ступени записываем условие соосности через числа зубьев и сомножители. Данное условие гласит, что оси центральных колес должны лежать на одной линии.

$$z_7 + z_8 = z_{10} + z_9 \quad (6.12)$$

С учетом сомножителей:

$$A + B = D + C \quad (6.13)$$

Преобразуем к виду:

$$a \cdot (A + B) = b \cdot (D + C) \quad (6.14)$$

Тогда:

$$a = (D + C), b = (A + B) \Rightarrow \quad (6.15)$$

$$\Rightarrow z_7 = A \cdot a \cdot q, z_8 = B \cdot a \cdot q, z_9 = C \cdot b \cdot q, z_{10} = D \cdot b \cdot q$$

где q – произвольный сомножитель, обеспечивающий выполнение условия отсутствия интерференции зубьев и условие отсутствия заклинивания зубьев во внутреннем зацеплении.

В таблице 15 представлены сомножители и числа зубьев для каждого варианта подбора.

Таблица 15 – Варианты подбора чисел зубьев

№ варианта	A	B	C	D	a	b	z_7	z_8	z_9	z_{10}	q
1	5	3	5	8	13	8	65	39	40	64	1
							65	39	40	64	
2	12,5	4	2	6	8	16,5	100	32	33	99	1
							100	32	33	99	
3	5	2	5	12,5	17,5	7	87,5	35	35	87,5	2
							175	70	70	175	

Полученный верхний ряд зубьев каждого из вариантов проверяем по условиям отсутствия интерференции. Для каждого ряда планетарного механизма: $z_{\min} = 17$.

Все варианты проходят данную проверку, но так как в 3 варианте числа зубьев z_7 и z_{10} получились не целыми, то умножаем данный ряд на $q = 2$.

Полученные нижние ряды чисел зубьев проверяем по условиям соседства и сборки. Условие соседства гласит, что зубья сателлитов не должны касаться друг друга. Данное условие определяется по формуле:

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{\max(z_{8,9}) + 2}{z_7 + z_8}, \quad (6.16)$$

где $k=2$ – число сателлитов;

$\max(z_{8,9})$ – большее из чисел зубьев колес сателлитов.

Подставляя числовые данные в формулу (6.16), получаем:

$$1) \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = 1 > \frac{z_9 + 2}{z_7 + z_8} = \frac{40 + 2}{39 + 65} = 0,4 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

$$2) \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = 1 > \frac{z_9 + 2}{z_7 + z_8} = \frac{33 + 2}{32 + 100} = 0,27 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

$$3) \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = 1 > \frac{z_9 + 2}{z_7 + z_8} = \frac{45 + 2}{55 + 44} = 0,48 \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

По условию сборки колеса сателлитов должны одновременно входить в зацепление с зубьями центральных колес. Данное условие определяется по формуле:

$$i_{H7}^{(10)} \cdot \frac{z_7}{k} \cdot (1 + k \cdot p) = B, \quad (6.17)$$

где z_7 – число зубьев ведущего колеса;

p – любое натуральное число;

B – любое целое число.

Условие сборки выполняется, если при любом параметре p , B получается только целым числом.

Подставляя числовые данные в формулу (6.17), получаем:

- для 1 варианта:

$$\frac{1}{25} \cdot \frac{65}{2} \cdot (1 + 2 \cdot p) = B$$

$$\frac{13}{10} \cdot (1 + 2 \cdot p) = B \Rightarrow \text{условие не выполняется.}$$

- для 2 варианта:

$$\frac{1}{25} \cdot \frac{100}{2} \cdot (1 + 2 \cdot p) = B$$

$$2 \cdot (1 + 2 \cdot p) = B \Rightarrow \text{условие выполняется.}$$

- для 3 варианта:

$$\frac{1}{25} \cdot \frac{175}{2} \cdot (1 + 2 \cdot p) = B$$

$$3,5 \cdot (1 + 2 \cdot p) = B \Rightarrow \text{условие не выполняется.}$$

За окончательный вариант чисел зубьев для четвертой ступени (ряда) выбираем вариант №2: $z_7 = 100$, $z_8 = 32$, $z_9 = 33$, $z_{10} = 99$

6.9 Рассчитаем диаметры начальных (делительных) окружностей колес по формуле:

$$d_i = m \cdot z_i, \quad (6.18)$$

где $m = 1,75$, мм = 0,00175, m – модуль.

$$d_1 = m \cdot z_1 = 0,00175 \cdot 160 = 0,28, \text{ (м).}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 0,00175 \cdot 20 = 0,035, \text{ (м).}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 0,00175 \cdot 85 = 0,14875, \text{ (м).}$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 0,00175 \cdot 17 = 0,02975, \text{ (м).}$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 0,00175 \cdot 85 = 0,14875, \text{ (м).}$$

$$d_6 = m \cdot z_6 = 0,00175 \cdot 17 = 0,02975, \text{ (м).}$$

$$d_7 = m \cdot z_7 = 0,00175 \cdot 100 = 0,175, \text{ (м).}$$

$$d_8 = m \cdot z_8 = 0,00175 \cdot 32 = 0,056, \text{ (м).}$$

$$d_9 = m \cdot z_9 = 0,00175 \cdot 33 = 0,05775, \text{ (м).}$$

$$d_{10} = m \cdot z_{10} = 0,00175 \cdot 99 = 0,17325, \text{ (м).}$$

6.10 Выберем масштабный коэффициент длин по формуле:

$$\mu_l = \frac{d_{\max}}{|y|} = \frac{0,28}{100} = 0,0028, \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right], \quad (6.19)$$

где $|y|$ – произвольно выбранный отрезок, мм.

6.11 Переводя вычисленные значения диаметров начальных (делительных) окружностей колес в масштабный коэффициент длин, выполним синтез кинематической схемы механизма.

Переводим полученные значения диаметров через масштабный коэффициент по формуле:

$$|d_i| = \frac{d_i}{\mu_l}, \quad (6.20)$$

Результаты представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Диаметры зубчатых колес механизма

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d, \text{ м}$	0,28	0,035	0,14875	0,02975	0,14875	0,02975	0,175	0,056	0,05775	0,17325
$\mu_l, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$	0,0028									
$ d , \text{ мм}$	12,5	100	53,125	10,625	53,125	10,625	62,5	20	20,625	61,875

Построим кинематическую схему данного сложного зубчатого механизма в найденном масштабном коэффициенте. Расстояние между колесами берем произвольно, так как оно не влияет на передаточную функцию механизма.

6.12 Определим характерные точки механизма.

Проставим на кинематической схеме характерные точки, для которых определяются величины линейных и угловых скоростей. Этими точками являются точки, принадлежащие геометрическим осям колес, а также полюса зацепления колес.

6.13 Выбрав масштабные коэффициенты осей длин и линейных скоростей, выполним синтез планов линейных и угловых скоростей.

Правее от кинематической схемы проводим ось длин параллельно расположению зубчатых колес механизма. Ось линейных скоростей лежит на одной прямой с осью ведущего колеса. Характерные точки механизма проецируем на ось длин.

Рассчитаем линейную скорость подвижной точки A ведущего колеса по формуле:

$$v_A = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{0,28}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 0,001}{30} = 0,147 \cdot 10^{-4}, \text{ (м/с)}, \quad (6.21)$$

где $n_1 = \frac{1}{1000}$, мин^{-1} – частота вращения колес.

Масштабный коэффициент линейных скоростей определим по формуле:

$$\mu_v = \frac{v_A}{|AA'|} = \frac{0,147 \cdot 10^{-4}}{2} = 0,735 \cdot 10^{-5}, \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right], \quad (6.22)$$

где $|AA'|$ – отрезок, характеризующий скорость точки A , мм.

Построим план линейных скоростей. Все вектора линейных скоростей лежат параллельно оси скоростей. Вектор скорости \vec{v}_A подвижной точки A ведущего колеса берем в положительном направлении оси скоростей, вектора скоростей остальных точек механизма строим годографами, то есть прямыми линиями, проходящими через вершину вектора линейной скорости подвижной точки звена и его мгновенный центр скоростей МЦС.

Ниже оси скоростей параллельно вычертим ось угловых скоростей. Точка пересечения оси длин с осью угловых скоростей является точкой O плана. План угловых скоростей построим, используя метод параллельного переноса линий, параллельных годографам каждого звена.

6.14 Вычислим значения линейных скоростей характерных точек и угловых скоростей звеньев.

Значения линейных скоростей определим с помощью масштабного коэффициента по формуле:

$$v_i = |x|_i \cdot \mu_v, \quad (6.23)$$

где $|x|_i$ – отрезок, характеризующий скорость определенной точки, мм.

Результаты представлены в таблице 17.

Таблица 17 – Скорости характерных точек зубчатого механизма

	A	B	C	D	E	F
$v, м/с$	$0,147 \cdot 10^{-4}$	$0,631 \cdot 10^{-4}$	$3,154 \cdot 10^{-4}$	0	$24,49 \cdot 10^{-4}$	$0,735 \cdot 10^{-4}$

$$\frac{\omega_1}{|01|} = \frac{\omega_{2,3}}{|02,3|} = \frac{\omega_{4,5}}{|04,5|} = \frac{\omega_{6,H}}{|06,H|} = \frac{\omega_7}{|07|} = \frac{\omega_{8,9}}{|08,9|}, \quad (6.24)$$

Чтобы определить угловые скорости ведомых звеньев механизма, выразим их через угловую скорость ведущего колеса:

$$\omega_{2,3} = \omega_1 \cdot \frac{|02,3|}{|01|} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \frac{|02,3|}{|01|} = \frac{\pi \cdot 0,001}{30} \cdot \frac{3,231}{0,4} = 0,846 \cdot 10^{-3}, (c^{-1}) \quad (6.25)$$

$$\omega_{4,5} = \omega_1 \cdot \frac{|04,5|}{|01|} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \frac{|04,5|}{|01|} = \frac{\pi \cdot 0,001}{30} \cdot \frac{16,155}{0,4} = 4,229 \cdot 10^{-3}, (c^{-1}) \quad (6.26)$$

$$\omega_{6,H} = \omega_1 \cdot \frac{|06,H|}{|01|} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \frac{|06,H|}{|01|} = \frac{\pi \cdot 0,001}{30} \cdot \frac{80,773}{0,4} = 21,146 \cdot 10^{-3}, (c^{-1}) \quad (6.27)$$

$$\omega_7 = \omega_1 \cdot \frac{|07|}{|01|} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \frac{|07|}{|01|} = \frac{\pi \cdot 0,001}{30} \cdot \frac{3,2}{0,4} = 0,838 \cdot 10^{-3}, (c^{-1}) \quad (6.28)$$

$$\omega_{8,9} = \omega_1 \cdot \frac{|08,9|}{|01|} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \frac{|08,9|}{|01|} = \frac{\pi \cdot 0,001}{30} \cdot \frac{322,573}{0,4} = 76,004, (c^{-1}) \quad (6.29)$$

6.15 Вычислим фактическое прямое и обратное передаточные отношения механизма.

Прямое передаточное отношение:

$$i_{17} = \frac{\omega_1}{\omega_7} = \frac{|01|}{|07|} = \frac{0,4}{3,2} = 0,125 \quad (6.30)$$

Обратное передаточное отношение:

$$i_{71} = \frac{\omega_7}{\omega_1} = \frac{|07|}{|01|} = \frac{3,2}{0,4} = 8 \quad (6.30)$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Теория механизмов и машин : учеб. пособие / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 199 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

2. Теория механизмов и машин : практикум / М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 133 с. – (Теория механизмов и машин : УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

3. Теория механизмов и машин : метод. указания по самостоятельной работе / сост. М. А. Мерко, П. Н. Сильченко, А. В. Колотов [и др.]. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 32 с. – (Теория механизмов и машин: УМКД № 363-2007 / рук. творч. коллектива П. Н. Сильченко).

					КП 15.03.02-123456789 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		