

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Н.А. МОРОЗОВ
А.А. МУЛЛАБАЕВ

АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ «КОМПАС»

Рекомендовано Ученым советом государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве учебного пособия для студентов механических специальностей

Оренбург 2009

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.41я73
М 80

Рецензент
кандидат технических наук, доцент А.М. Ефанов

Морозов, Н.А.
М 80 Анализ рычажных механизмов с использованием системы
«Компас»: учебное пособие / Н.А. Морозов, А.А. Муллабаев -
Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2009. - 114 с.

В учебном пособии изложены материалы по структурному, кинематическому и силовому анализу плоских рычажных механизмов. Рассмотрены основы работы в системе «Компас». Приведены справочные материалы, необходимые для выполнения и оформления анализа.

М 2702000000

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41я73

© Морозов Н.А.,
Муллабаев А.А., 2009
© ГОУ «ОГУ», 2009

Содержание

Введение.....	6
1 Машины и механизмы	7
1.1 Машины и машинные агрегаты.....	7
1.1.1 Машины. Классификация машин.....	7
1.1.2 Машинные агрегаты.....	10
1.2 Механизмы.....	10
1.2.1 Основные понятия.....	10
1.2.2 Классификация кинематических пар.....	11
1.2.3 Классификация кинематических цепей. Степень их подвижности.....	12
1.2.4 Классификация механизмов.....	16
1.2.5 Функциональные, структурные, кинематические и конструктивные схемы механизмов.....	17
2 Структурный анализ рычажных механизмов.....	22
2.1 Цель и задачи структурного анализа.....	22
2.2 Структурные группы.....	22
2.3 Формула строения механизма.....	24
3 Кинематический анализ рычажных механизмов.....	25
3.1 Цель, задачи и методы проведения кинематического анализа.....	25
3.2 Построение плана положений звеньев механизма.....	25
3.2.1 Метод засечек.....	26
3.2.2 Метод касательных.....	28
3.2.3 Метод проб и ошибок (метод последовательных приближений).....	29
3.3 Графоаналитический метод кинематического исследования механизмов.....	30
3.3.1 Алгоритм построения планов скоростей и ускорений для рычажных механизмов II класса.....	32
3.3.2 Пример построения планов скоростей и ускорений для рычажных механизмов II класса.....	32
3.4 Графический метод кинематического исследования механизмов (метод кинематических диаграмм).....	38
3.4.1 Метод хорд.....	39
3.4.2 Метод касательных.....	42
4 Силовой анализ плоских рычажных механизмов.....	45
4.1 Цель и задачи силового анализа, классификация сил.....	45
4.2 Определение внешних сил.....	46
4.3 Определение сил реакций в кинематических парах	47
4.3.1 Силовой анализ групп Ассура второго класса.....	49
4.3.1.1 Анализ группы Ассура первого вида.....	49
4.3.1.2 Анализ группы Ассура второго вида.....	55
4.3.1.3 Анализ группы Ассура третьего вида.....	56
4.3.2 Силовой анализ упрощенных групп Ассура второго класса.....	59

4.3.2.1 Анализ упрощенной группы Ассура первого вида.....	59
4.3.2.2 Анализ упрощенной группы Ассура второго вида.....	59
4.3.2.3 Анализ упрощенной группы Ассура третьего вида.....	61
4.3.2.4 Анализ упрощенной группы Ассура четвертого вида.....	62
4.3.2.5 Анализ упрощенной группы Ассура пятого вида.....	63
4.4 Определение необходимой уравновешивающей силы.....	64
4.4.1. Кинестатика ведущего звена.....	64
4.4.2.Определение уравновешивающей силы методом Жуковского.....	66
5 Основы работы в системе «Компас».....	69
5.1 Создание и сохранение документа	69
5.2 Выполнение чертежа.....	71
5.2.1 Инструментальная панель «Геометрия».....	72
5.2.2 Инструментальная панель «Обозначения».....	74
5.2.3 Инструментальная панель «Измерения».....	75
5.3 Редактирование чертежа.....	75
6 Общие требования к оформлению курсовых проектов, курсовых и расчетно-графических работ по теории механизмов и машин.....	77
6.1 Оформление пояснительной записки курсового проекта (работы).....	77
6.1.1 Структура пояснительной записки	77
6.1.2 Оформление текста	77
6.1.3 Оформление титульного листа.....	78
6.1.4 Оформление бланка задания.....	78
6.1.5 Оформление аннотации.....	78
6.1.6 Оформление основной части	79
6.1.6.1 Изложение текста.....	79
6.1.6.2 Оформление иллюстраций.....	81
6.1.6.3 Построение таблиц.....	81
6.1.7 Список использованных источников.....	82
6.2 Оформление графического материала курсового проекта.....	82
7 Пример выполнения пояснительной записки и графической части работы.....	83
7.1 Структурный анализ плоского рычажного механизма.....	83
7.1.1 Структурная схема.....	83
7.1.2 Число и названия звеньев механизма.....	84
7.1.3 Число и класс кинематических пар механизма.....	84
7.1.4 Степень подвижности механизма	84
7.1.5 Кинематические группы.....	85
7.1.6 Структурная формула механизма.....	85
7.2 Кинематический анализ плоского рычажного механизма.....	85
7.2.1 Построение плана положений механизма.....	85
7.2.2 Построение планов скоростей.....	87
7.2.3 Построение плана ускорений для 5-го положения механизма.....	91
7.2.4 Метод кинематических диаграмм.....	94
7.3 Силовой анализ рычажного механизма.....	96

7.3.1 Силовой анализ II группы Ассура	100
7.3.2 Силовой анализ I группы Ассура.....	101
7.3.3 Силовой анализ входной группы.....	103
7.3.4 Рычаг Н.Е. Жуковского.....	106
Список использованных источников.....	109
Приложение А Структура обозначения учебной документации.....	110
Приложение Б Пример оформления титульного листа курсового проекта...	111
Приложение В Пример бланка задания на курсовой проект	112
Приложение Г Пример оформления аннотации.....	113
Приложение Д Формы основных надписей.....	114

Введение

Рычажные механизмы нашли применение во многих отраслях, они используются в станках, двигателях, промышленных роботах, насосах и других машинах. Такое широкое применение рычажных механизмов ставит задачу изучения их строения, кинематических и динамических характеристик, т.е. проведения анализа данных механизмов.

В учебном пособии рассматриваются машины и механизмы, их классификация, звенья механизмов, кинематические пары и цепи. Особое внимание уделено рычажным механизмам, для которых рассмотрен структурный, кинематический и силовой анализ. Приведены справочные материалы, необходимые для выполнения и оформления анализа.

Современные условия и практика работы на предприятии показала необходимость использования для выполнения графического материала систем компьютерной графики. Поэтому авторами были описаны основы работы в системе «Компас» и рассмотрен пример выполнения анализа рычажных механизмов с помощью персонального компьютера. Это позволит студентам приобрести опыт работы в системе «Компас», широко используемой в настоящее время в машиностроении и других отраслях.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензенту за сделанные замечания и предложения.

1 Машины и механизмы

1.1 Машины и машинные агрегаты

1.1.1 Машины. Классификация машин

Машина – техническое устройство, выполняющее преобразование энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, повышения его качества и производительности.

В зависимости от выполняемых функций машины делятся на энергетические, рабочие и информационные (рисунок 1.1).

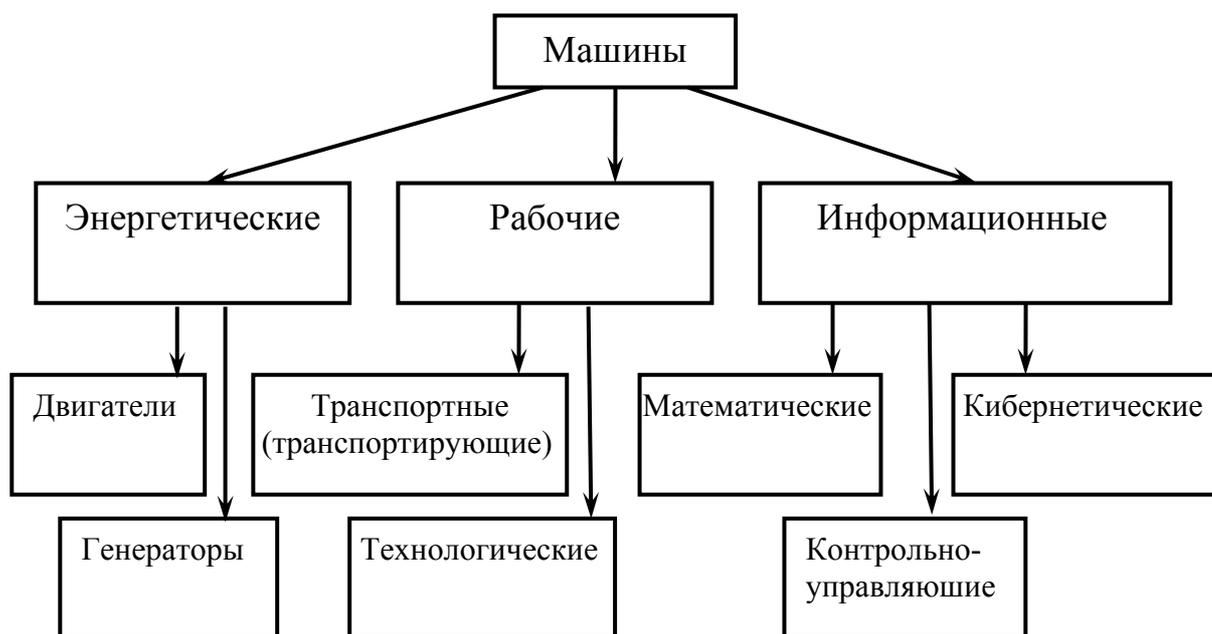


Рисунок 1.1 – Классификация машин

Энергетические машины (двигатели, генераторы) – машины, преобразующие один вид энергии в другой вид энергии.

Двигатели – машины, которые преобразуют любой вид энергии в механическую (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию, двигатели внутреннего сгорания преобразуют энергию расширения топлива при его сгорании) (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Принципиальная схема работы двигателя

Генераторы – машины, которые преобразуют механическую энергию в энергию другого вида (например, электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической турбины в электрическую) (рисунок 1.3).

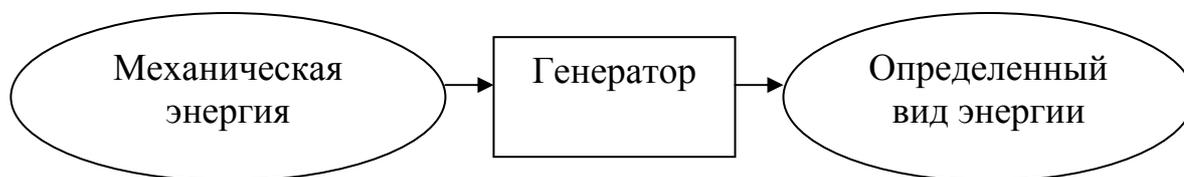


Рисунок 1.3 – Принципиальная схема работы генератора

Рабочие машины (транспортные, технологические) – машины, использующие механическую энергию для совершения работы по перемещению и преобразованию объектов.

Транспортные (транспортирующие) машины – машины, которые используют механическую энергию для изменения положения объекта (его координат) (рисунок 1.4).

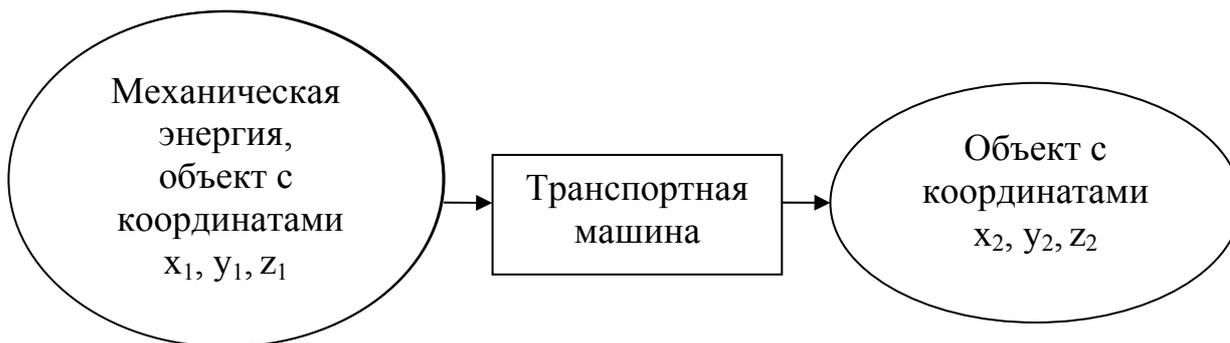


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема работы транспортной машины

Технологические машины – машины, которые используют механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров или состояния объекта (рисунок 1.5).

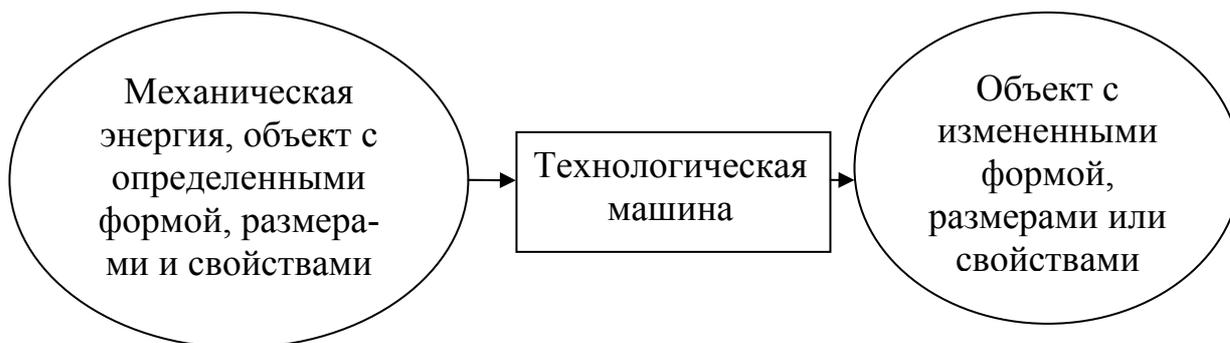


Рисунок 1.5 – Принципиальная схема работы технологической машины

Информационные машины (математические, контрольно-управляющие, кибернетические) – машины, предназначенные для обработки и преобразования информации.

Математические машины – машины, которые преобразуют входную информацию в математическую модель исследуемого объекта (рисунок 1.6).

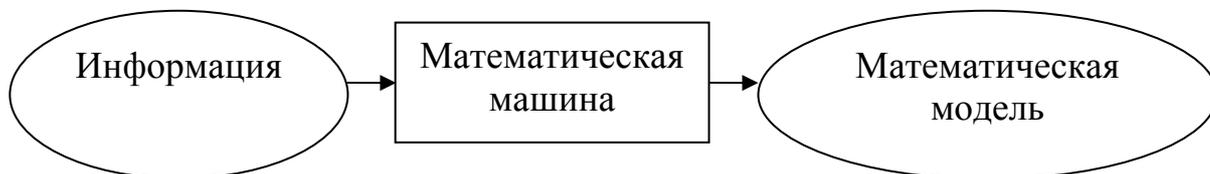


Рисунок 1.6 – Принципиальная схема работы математической машины

Контрольно-управляющие машины – машины, которые преобразуют входную информацию в сигналы управления рабочей или энергетической машиной (рисунок 1.7).



Рисунок 1.7 – Принципиальная схема работы контрольно-управляющей машины

Кибернетические машины (машины обладающие элементами искусственного интеллекта) – машины, которые преобразуют входную информацию в сигналы управления рабочей или энергетической машиной, но способны изменять программу своих действий в зависимости от состояния окружающей среды (рисунок 1.8).



Рисунок 1.8 – Принципиальная схема работы кибернетической машины

1.1.2 Машинные агрегаты

Машинным агрегатом называется техническая система, состоящая из одной или нескольких соединенных последовательно или параллельно машин и предназначенная для выполнения каких-либо требуемых функций. Обычно в состав машинного агрегата входят: двигатель, передаточный механизм и рабочая или энергетическая машина. Передаточный механизм в машинном агрегате необходим для согласования механических характеристик двигателя с механическими характеристиками рабочей или энергетической машины.

В настоящее время в состав машинного агрегата часто включается контрольно-управляющая или кибернетическая машина (рисунок 1.9). Такой агрегат называется автоматом. Совокупность нескольких автоматов образуют автоматическую линию. Совокупность нескольких автоматических линий – завод-автомат.

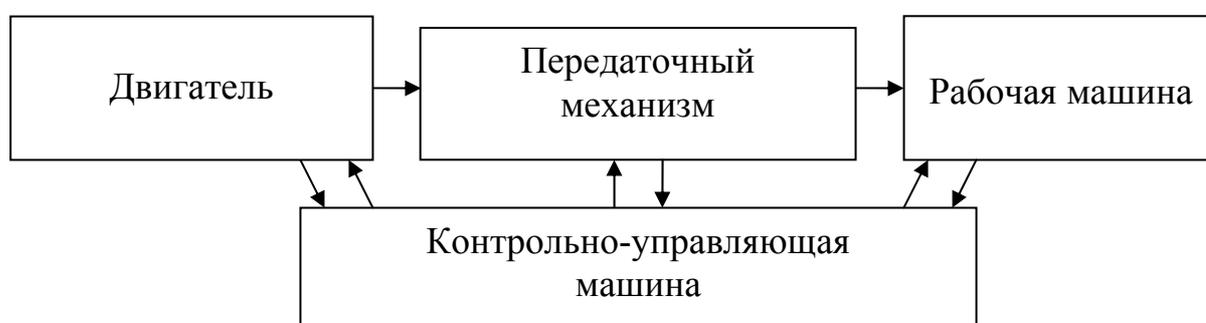


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема машинного агрегата

1.1 Механизмы

1.1.1 Основные понятия

Механизмом называется совокупность подвижно соединенных между собой звеньев, совершающих под действием приложенных к ним сил, определенные целесообразные движения.

В литературе встречаются также другие определения механизма:

- механизмом называется система твердых тел, предназначенная для передачи и преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемые движения других твердых тел;

- механизмом называется система, состоящая из звеньев и кинематических пар, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для передачи и преобразования перемещений входных звеньев и приложенных к ним сил в требуемые перемещения и силы на выходных звеньях;

- механизмом называется кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено (стойка) и число степеней свободы которой равно

числу обобщенных координат, характеризующих положение цепи относительно стойки.

Звеном называется совокупность деталей скрепленных друг с другом неподвижно. Деталью машины называют простейшую ее часть, в которой нет разъемных и неразъемных соединений.

Название звена определяется в зависимости от вида движения, совершаемого звеном:

- стойка – неподвижное звено;
- кривошип – звено, совершающее вращательное движение вокруг оси вращения (звено совершает полный оборот вокруг оси);
- коромысло – звено, совершающее возвратно-вращательное движение вокруг оси вращения (звено не совершает полный оборот вокруг оси);
- шатун – звено, совершающее сложное плоско-параллельное движение;
- ползун – звено, совершающее возвратно поступательное движение;
- кулиса – подвижное звено, имеющее направляющие для ползуна.

Входные (ведущие) звенья – звенья, которым сообщаются заданное движение и соответствующие силовые факторы (силы или моменты), приводящие механизм в движение; выходные (ведомые) звенья – звенья, преобразующие движение входного звена.

Название механизма образуется из названий первого и последнего подвижных звеньев механизма.

Кинематическая цепь – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их определенное относительное движение.

Число степеней свободы или подвижность механизма - число независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положение всех его звеньев на плоскости или в пространстве.

1.2.2 Классификация кинематических пар

Свободно движущееся звено имеет шесть степеней свободы (шесть обобщенных координат) – простейших движений, которыми может обладать звено. Это поступательные движения и вращательные движения относительно трех координатных осей (рисунок 1.10). Любая кинематическая пара ограничивает те или иные относительные движения каждого звена. Эти ограничения называют связями или уравнениями связей.

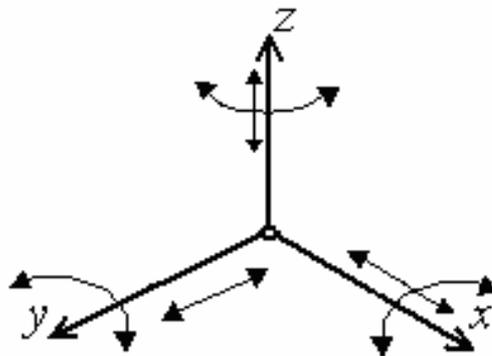


Рисунок 1.10 – Степени свободы звена

Кинематические пары (КП) классифицируются по следующим признакам:

а) по количеству условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев (число условий связи определяет класс КП) (таблица 1.1);

б) по числу подвижностей в относительном движении звеньев (число возможных движений определяет подвижность КП) (таблица 1.1);

в) по виду места контакта (места связи) поверхностей звеньев (таблица 1.1):

- низшие, в которых контакт звеньев осуществляется по плоскости или поверхности (пары скольжения);

- высшие, в которых контакт звеньев осуществляется по линиям или точкам (пары, допускающие скольжение с перекачиванием);

г) по способу замыкания (обеспечения контакта звеньев пары):

- силовое (за счет действия сил веса или силы упругости пружины);

- геометрическое (за счет конструкции рабочих поверхностей пары).

д) по относительному движению звеньев, образующих пару:

- вращательные;

- поступательные;

- винтовые;

- плоские;

- сферические.

1.2.3 Классификация кинематических цепей. Степень их подвижности

Кинематическая цепь – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

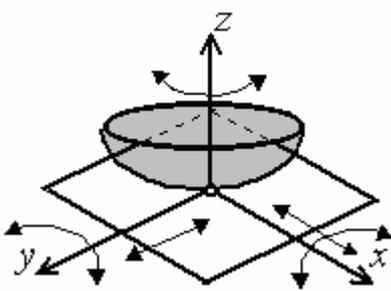
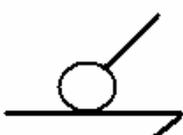
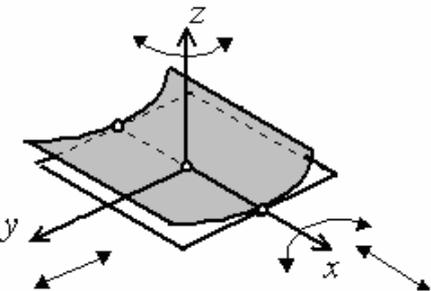
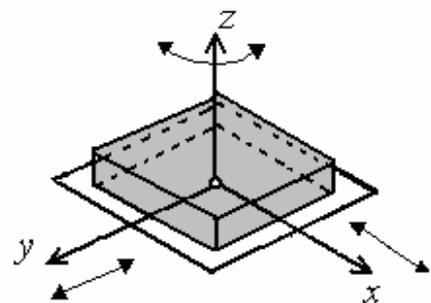
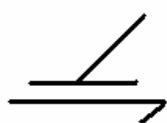
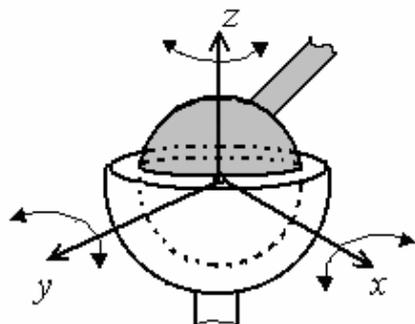
Кинематические цепи делятся на:

а) простые (каждое звено цепи входит в две кинематические пары) и сложные (хотя бы одно звено цепи входит более, чем в две кинематические пары);

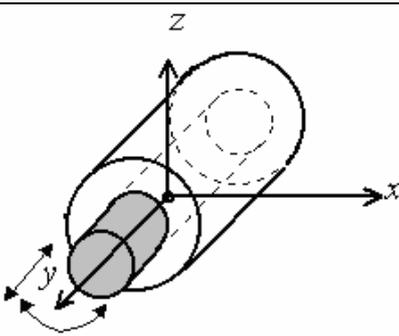
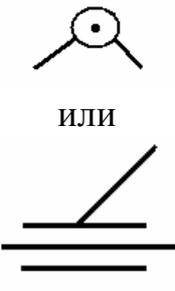
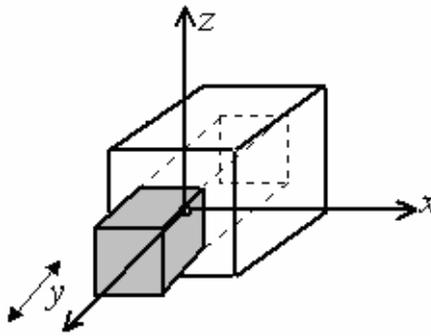
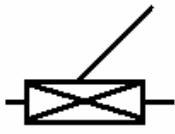
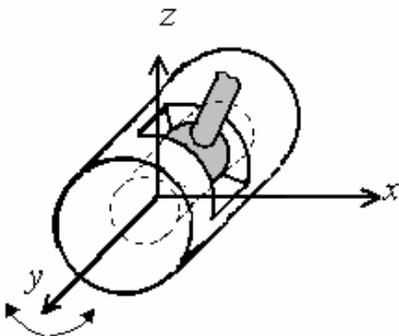
б) плоские и пространственные;

в) открытые (незамкнутые) (есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару) и закрытые (замкнутые) (каждое звено входит по крайней мере в две кинематические пары).

Таблица 1.1 – Кинематические пары

Схема КП	Условное обозначение	Вид контакта (элемент КП)	Подвижность КП	Класс КП
1	2	3	4	5
ВЫСШИЕ КП (силовое замыкание КП)				
		Точка	5 (P_5)	I
		Линия	4 (P_4)	II
НИЗШИЕ КП (геометрическое замыкание КП)				
		Поверхность (плоскость)	3 (P_3)	III
		Поверхность (сфера) (сфера)	3 (P_3) (вращательная КП)	III

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5
		Поверхность (цилиндр)	2 (P ₂)	II
		Поверхность	1 (P ₁) (поступательная КП)	I
		Поверхность	1 (P ₁) (вращательная КП)	I

Структурной характеристикой кинематической цепи и механизма в целом является степень подвижности. Степень подвижности кинематической цепи – число степеней свободы кинематической цепи относительно одного из ее звеньев. Для определения степени подвижности кинематической цепи (механизма) используются структурные формулы.

Основные структурные формулы для плоских механизмов были составлены Чебышовым П.Л. и Грюблером М., для пространственных - Сомовым П.О. и Малышевым А.П. Так как принципы, заложенные в построение всех этих формул одинаковы, то в обобщенном виде степень подвижности можно представить:

$$W = H \cdot n - \sum_{i=1}^{H-1} (H-i) \cdot P_i, \quad (1.1)$$



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.11 – Кинематические пары:

а) одноподвижная винтовая КП; б) сферическая трехподвижная низшая КП; в) одноподвижная поступательная низшая КП («ласточкин хвост»); г) четырехподвижная высшая КП (типа шар в цилиндре); д) пятиподвижная КП (со связью между звеньями типа нерастяжимой нити); е) двухподвижная КП

где H - число степеней подвижности твердого тела (соответственно при рассмотрении механизма в пространстве $H=6$, на плоскости $H=3$);

n - число подвижных звеньев в механизме;

i - число подвижностей в КП;

P_i - число кинематических пар с i подвижностями.

Таким образом, структурные формулы для пространственных (формула 1.2) и плоских (формула 1.3) механизмов будут иметь вид:

$$W = 6 \cdot n - (5P_1 + 4P_2 + 3P_3 + 2P_4 + P_5), \quad (1.2)$$

$$W = 3 \cdot n - (2P_1 + P_2). \quad (1.3)$$

Степень подвижности показывает количество ведущих звеньев в механизме.

1.2.4 Классификация механизмов

Механизмы классифицируются по следующим признакам:

- 1) по виду преобразования движения на механизмы преобразующие:
 - а) вращательное движение во вращательное:
 - редукторы $\omega_{\text{вх}} > \omega_{\text{вых}}$;
 - мультипликаторы $\omega_{\text{вх}} < \omega_{\text{вых}}$;
 - муфты $\omega_{\text{вх}} = \omega_{\text{вых}}$;
 - б) вращательное движение в поступательное;
 - в) поступательное движение во вращательное;
 - г) поступательное движение в поступательное;
- 2) по движению и расположению звеньев в пространстве:
 - а) пространственные;
 - б) плоские;
 - в) сферические;
- 3) по изменяемости структуры механизма на механизмы:
 - а) с неизменяемой структурой;
 - б) с изменяемой структурой;
- 4) по числу подвижностей механизма:
 - а) с одной подвижностью $W=1$;
 - б) с несколькими подвижностями $W>1$:
 - суммирующие (интегральные);
 - разделяющие (дифференциальные);
- 5) по виду кинематических пар (КП):

- а) с низшими КП (все КП механизма низшие);
- б) с высшими КП (хотя бы одна КП высшая);
- в) шарнирные (все КП механизма вращательные - шарниры);
- б) по способу передачи и преобразования потока энергии:
 - а) фрикционные (сцепления);
 - б) зацеплением;
 - в) волновые (создание волновой деформации);
 - г) импульсные.
- 7) по форме, конструктивному исполнению и движению звеньев:
 - а) рычажные (рисунки 1.12, 1.13);
 - б) зубчатые (рисунок 1.14);
 - в) кулачковые (рисунок 1.15);
 - г) манипуляторы (рисунок 1.16).
- 8) по области применения и функциональному назначению:
 - а) механизмы станков;
 - б) механизмы двигателей внутреннего сгорания;
 - в) механизмы промышленных роботов (манипуляторы);
 - г) механизмы насосов и т.д.
- 9) по виду передаточной функции на механизмы:
 - а) с постоянной передаточной функцией;
 - б) с переменной передаточной функцией:
 - с нерегулируемой (синусные, тангенсные);
 - с регулируемой (со ступенчатым регулированием (коробки передач) и с бесступенчатым регулированием (вариаторы)).

1.2.5 Функциональные, структурные, кинематические и конструктивные схемы механизмов

Структура любой технической системы определяется функционально связанной совокупностью элементов и отношений между ними. При этом для механизмов под элементами понимаются звенья, группы звеньев или типовые механизмы, а под отношениями подвижные (КП) или неподвижные соединения. Структура механизма – совокупность его элементов и отношений между ними, т.е. совокупность звеньев, групп или типовых механизмов и подвижных или неподвижных соединений.

Структура механизма может быть на разных стадиях проектирования описываться различными средствами, с разным уровнем абстрагирования: на функциональном уровне - функциональная схема, на уровне звеньев и структурных групп - структурная схема, на уровне изучения движения звеньев механизма – кинематическая схема, на конструктивном уровне – конструктивная схема механизма.

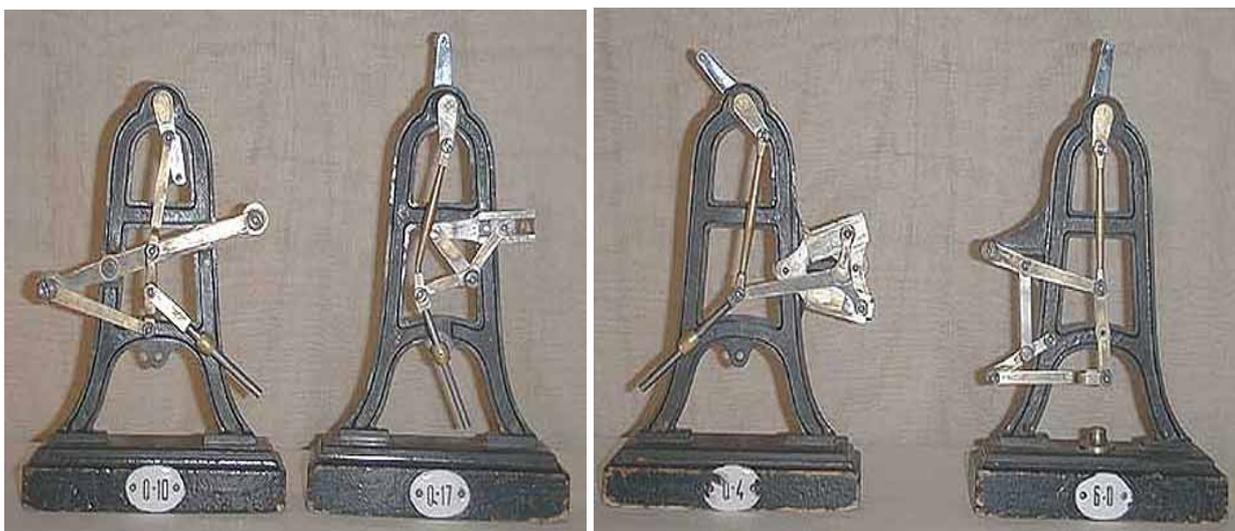


Рисунок 1.12 – Восьмизвенные плоские рычажные механизмы с низшими кинематическими парами

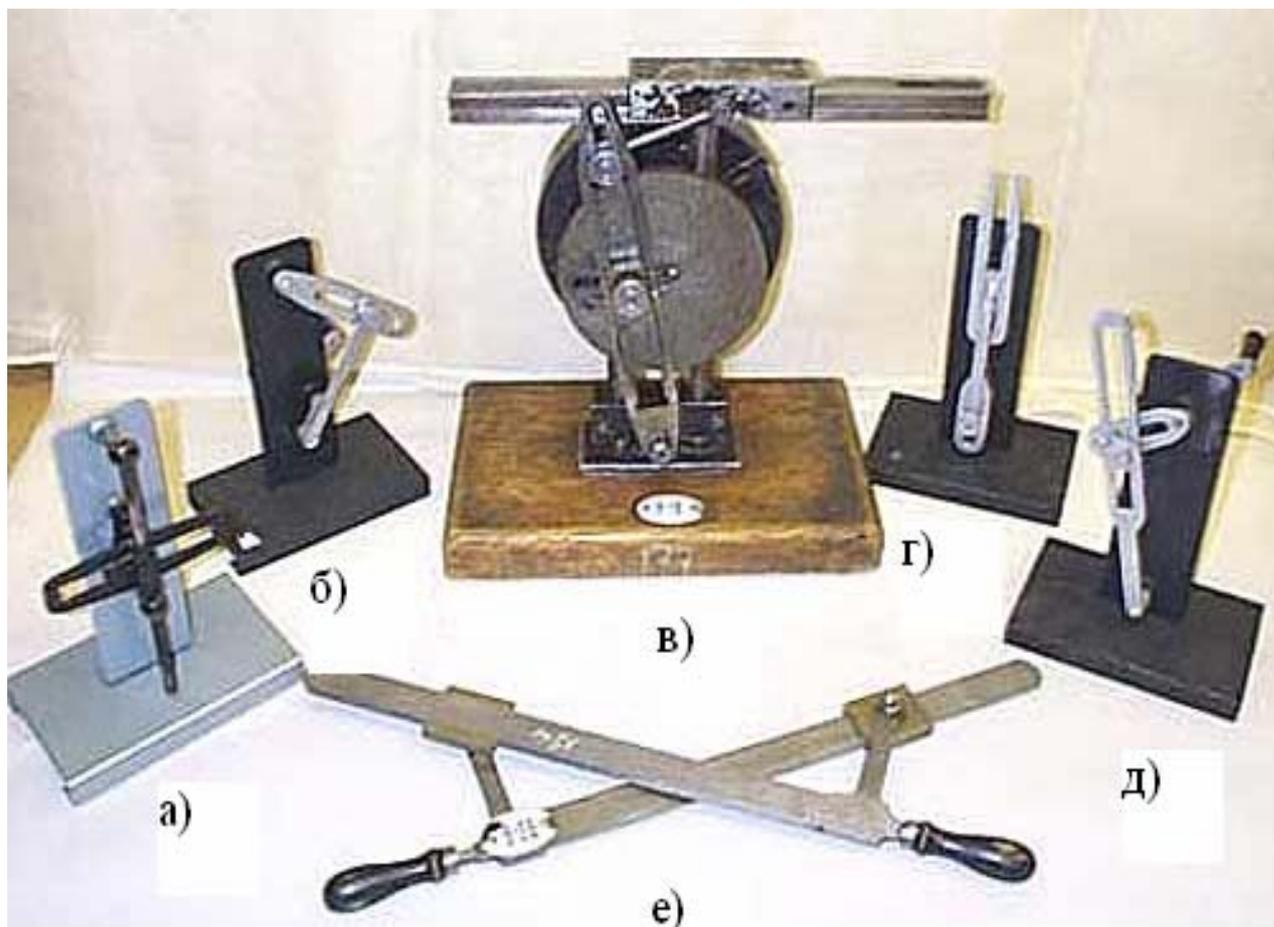
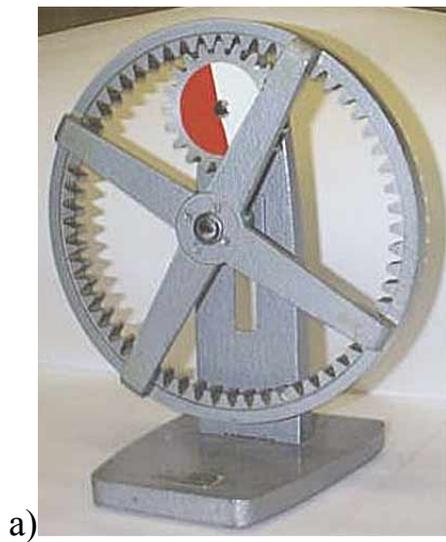


Рисунок 1.13 – Рычажные механизмы:
 а) синусный; б) четырехшарнирный; в) шестизвенный кулисный;
 г) кривошипно-ползунный; д) четырехзвенный кулисный; е) тангенсный



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.14 – Зубчатые механизмы:

- а) эвольвентная прямозубая цилиндрическая зубчатая передача внутреннего зацепления; б) спироидная зубчатая передача; в) червячный зубчатый механизм; г) цилиндрическая зубчатая передача с некруглыми колесами; д) цевочный механизм; е) коническая зубчатая передача



Рисунок 1.15 – Модель кулачкового механизма с плоским дисковым кулачком и с тремя видами толкателей: поступательным с роликом, поступательным без ролика, коромысловым с роликом



Рисунок 1.16 – Исполнительный механизм копирующего манипулятора

Для уяснения общего принципа работы механизма любой механизм может быть представлен структурной схемой. Структурная схема – графическое изображение механизма, выполненное с использованием условных обозначений рекомендованных стандартом или принятых в специальной литературе, содержащее информацию о числе и расположении элементов (звеньев,

групп), а также о виде и классе кинематических пар, соединяющих эти элементы.

Для исследования кинематических характеристик механизмов используются кинематические схемы. Кинематическая схема – графическая модель механизма, предназначенная для исследования его кинематики. Кинематическая схема содержит информацию о размерах звеньев, кинематических характеристиках входного звена и вычерчивается в выбранном масштабе.

Конструктивные особенности звеньев механизма, не оказывающие влияние на движение механизма, но необходимые для его конструирования изображаются на конструктивной схеме.

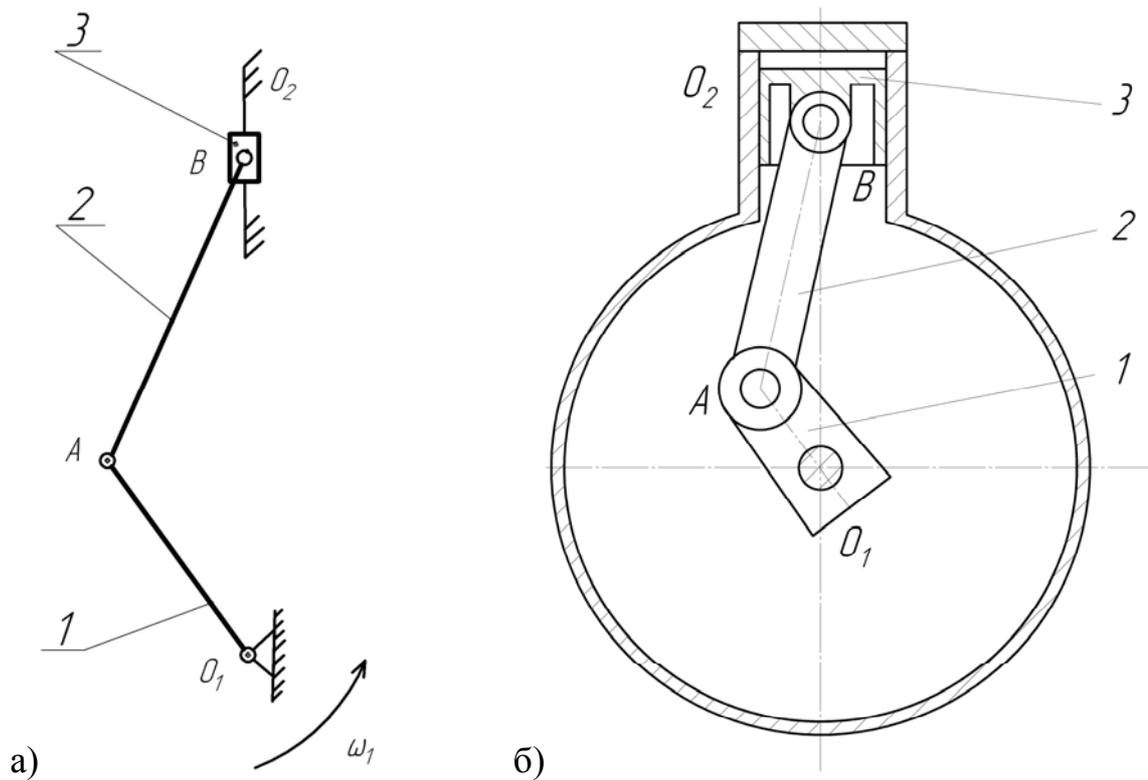


Рисунок 1.17 – Кривошипно-ползунный механизм:
а) кинематическая схема; б) конструктивная схема

2 Структурный анализ рычажных механизмов

2.1 Цель и задачи структурного анализа

Цель структурного анализа механизмов заключается в разложении механизма на структурные группы и начальные звенья (начальные механизмы).

Задачами структурного анализа являются:

- 1) определение числа и названия звеньев механизма, а также названия механизма в целом;
- 2) определение числа и класса кинематических пар механизма;
- 3) определение степени подвижности механизма;
- 4) определение класса и порядка структурных групп механизма и класса механизма в целом;
- 5) установление формулы строения механизма (порядка его сборки).

2.2 Структурные группы

Под начальным плоским механизмом понимают механизм, состоящий из двух звеньев (одно из которых неподвижное) образующих кинематическую пару с одной степенью подвижности (таблица 2.2).

Структурной группой Ассура (или группой нулевой подвижности) называется кинематическая цепь, образованная только подвижными звеньями механизма, подвижность которой равна нулю.

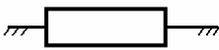
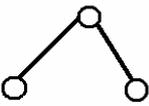
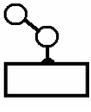
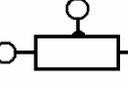
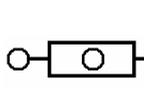
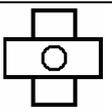
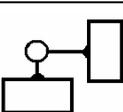
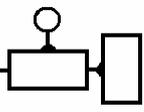
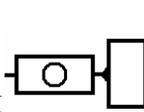
Конечные звенья групп Ассура, входящие в две кинематические пары, из которых одна имеет свободный элемент звена, называются поводками.

Группы могут быть различной степени сложности. Структурные группы Ассура делятся на классы в зависимости от числа звеньев, образующих группу, числа поводков в группе, числа замкнутых контуров внутри группы. Класс группы Ассура определяется числом кинематических пар в наиболее сложном замкнутом контуре. В пределах класса группы подразделяются по числу поводков на порядки (порядок группы равен числу ее поводков).

Механизмы классифицируются по степени сложности групп входящих в их состав. Класс механизма определяется классом той входящей в него группы, класс которой является наивысшим среди классов других групп, входящих в состав данного механизма.

Особенность структурных групп Ассура - их статическая определенность. Если группу Ассура свободными элементами звеньев присоединить к стойке, то образуется статически определимая ферма. Используя группы Ассура удобно проводить структурный, кинематический и силовой анализ механизмов. Наиболее широко применяются простые рычажные механизмы, состоящие из групп Ассура I класса 2-го порядка. Число разновидностей таких групп для плоских механизмов с низшими парами невелико, их всего пять (таблица 2.2).

Таблица 2.2 - Структурные группы

	Условное обозначение на структурной схеме	Степень подвижности	Класс	Порядок	Модификация	Виды движения в парах	Обозначение
Начальные механизмы		1	I	-	1	Вращательное (В)	I ₁
		1	I	-	2	Поступательное (П)	I ₁
Группы Ассура		0	II	2	1	ВВВ	II ₁
	 или 	0	II	2	2	ВВП	II ₂
	 или 	0	II	2	3	ВПВ	II ₃
	 или 	0	II	2	4	ПВП	II ₄
	 или 	0	II	2	5	ВПП	II ₅

При проведении структурного анализа механизма необходимо пользоваться следующими рекомендациями:

- 1) в первую очередь отсоединяются структурные группы наиболее удаленные от ведущего звена;
- 2) отделяются наиболее простые группы II класса;
- 3) большое внимание уделяется следующим положениям:
 - а) степень подвижности механизма до и после отделения каждой структурной группы должна оставаться неизменной;
 - б) каждое звено и каждая кинематическая пара входят только в одну структурную группу;
 - в) класс, порядок и вид групп Ассура и механизма в целом зависят не только от самого механизма, но и от того, какое звено является ведущим.

Если в плоском механизме имеются высшие кинематические пары, то их необходимо заменить низшими. При этом должно соблюдаться условие структурной эквивалентности, т.е. число условий связи заменяющей низшей и заменяемой высшей кинематических пар должно быть одинаковым. Таким

образом, высшая кинематическая пара будет эквивалентна звену, входящему в две низшие пары.

Например, кулачковый механизм может быть заменен кривошипно-ползунным (рисунок 2.1). Высшая кинематическая пара заменяется звеном 2 и двумя низшими парами А и В. Высшие кинематические пары сложнее и дороже в изготовлении, механизмы с такими парами часто обладают меньшей жесткостью и точностью, чем механизмы с низшими КП.

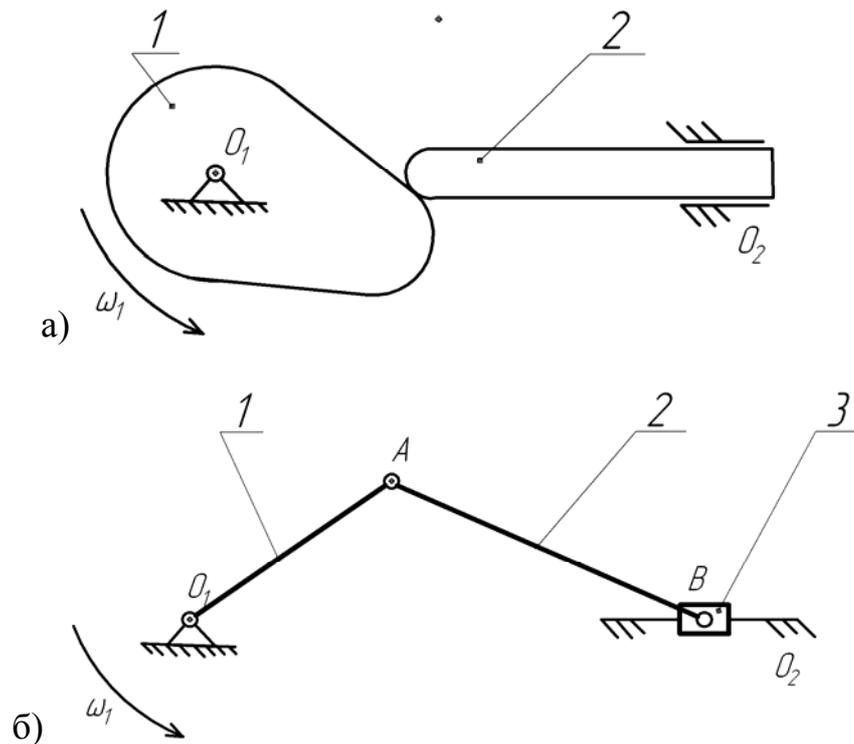


Рисунок 2.1 – Механизмы с эквивалентной структурой:
а) кулачковый; б) кривошипно-ползунный.

2.3 Формула строения механизма

Построение формулы строения механизма (порядка сборки) производится в порядке обратном порядку отсоединения структурных групп механизма при структурном анализе. При этом, начиная с входного звена, указываются обозначения структурных групп с указанием номеров звеньев, образующих группу. Например:

$$I_1(0,1) \rightarrow II_2(2,3) \rightarrow II_2(4,5).$$

3 Кинематический анализ рычажных механизмов

3.1 Цель, задачи и методы проведения кинематического анализа

Целью кинематического анализа является определение кинематических характеристик механизмов без учета сил, вызывающих движение.

Задачами кинематического анализа являются:

- 1) определение положений звеньев за полный цикл движения механизма и построения траекторий движения отдельных точек;
- 2) определение основных кинематических характеристик механизмов.

Движение звеньев механизма характеризуется:

- 1) видом движения (поступательное, вращательное, плоское);
- 2) перемещением (угловое, линейное);
- 3) траекторией;
- 4) скоростью (угловая, линейная);
- 5) ускорением (угловое, линейное).

Исходными данными для кинематического анализа являются:

- 1) кинематическая схема механизма;
- 2) размеры звеньев механизма;
- 3) величина и направление скорости ведущего звена.

Допущения, принимаемые при проведении кинематического анализа:

- 1) звенья механизма являются абсолютно жесткими;
- 2) зазоры в кинематических парах отсутствуют.

Методы проведения кинематического исследования:

- 1) графоаналитический (метод планов скоростей и ускорений);
- 2) графический (метод кинематических диаграмм).

3.2 Построение плана положений звеньев механизма

Планом положений называется графическое представление относительных положений его звеньев, построенное в соответствии с выбранным масштабным коэффициентом. Построение плана положений механизма выполняется для определения габаритных размеров механизма, построения планов скоростей и ускорений.

Масштабным коэффициентом называется отношение изображаемой физической величины к длине отрезка на чертеже, изображающего эту величину (в мм). При построении плана положений необходимо выбрать масштабный коэффициент длины μ_l (м/мм).

Значение масштабного коэффициента длины определяется следующей формулой и округляется до четвертого знака после запятой:

$$\mu_l = \frac{G}{300}, \quad (3.1)$$

где G – габаритный размер механизма по вертикали, м.

Длины отрезков, изображающих звенья на чертеже, определяют по формуле:

$$\bar{l}_k = \frac{l_k}{\mu_l}, \quad (3.2)$$

где l_k - длина соответствующего звена, м;

\bar{l} - длина отрезка, изображающего соответствующее звено, мм;

μ_l - масштабный коэффициент длины, м/мм.

Для построения плана положений механизма необходимо определить крайние положения звеньев механизма в моменты начала рабочего хода и начала холостого хода. План положений начинают строить с исходного (нулевого) положения механизма. За нулевое положение принимается начало рабочего хода выходного звена. При движении из нулевого положения выходное звено начинает преодолевать силу или момент полезного сопротивления.

Начальные положения точек механизмов обозначаются индексом «0», конечные – штрихом.

Для определения крайних положений звеньев механизма используются:

- 1) метод засечек;
- 2) метод касательных;
- 3) метод проб и ошибок.

3.2.1 Метод засечек

Пример определения крайних положений звеньев механизма с помощью метода засечек представлен на рисунке 3.1.

Сначала необходимо определить положение входного звена в моменты начала и конца рабочего хода. Для данного случая в моменты начала и конца рабочего хода звенья 1 и 2 будут лежать на одной прямой. Исходя из заданного направления момента полезного сопротивления, началом рабочего хода будет положение механизма, при котором звено 1 совпадает со звеном 2.

Определяют положение точек механизма в момент начала рабочего хода следующим образом.

Строим неподвижные точки O_1 и O_2 . Из точки O_1 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_1A} , которая является траекторией точки А. Из точки O_2 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_2B} , которая является траекторией точки В.

Из точки O_1 проводим окружность радиусом равным $(\bar{l}_{AB} - \bar{l}_{O_1A})$. Находим точку пересечения данной окружности и траектории точки В. Данную точку обозначаем B_0 .

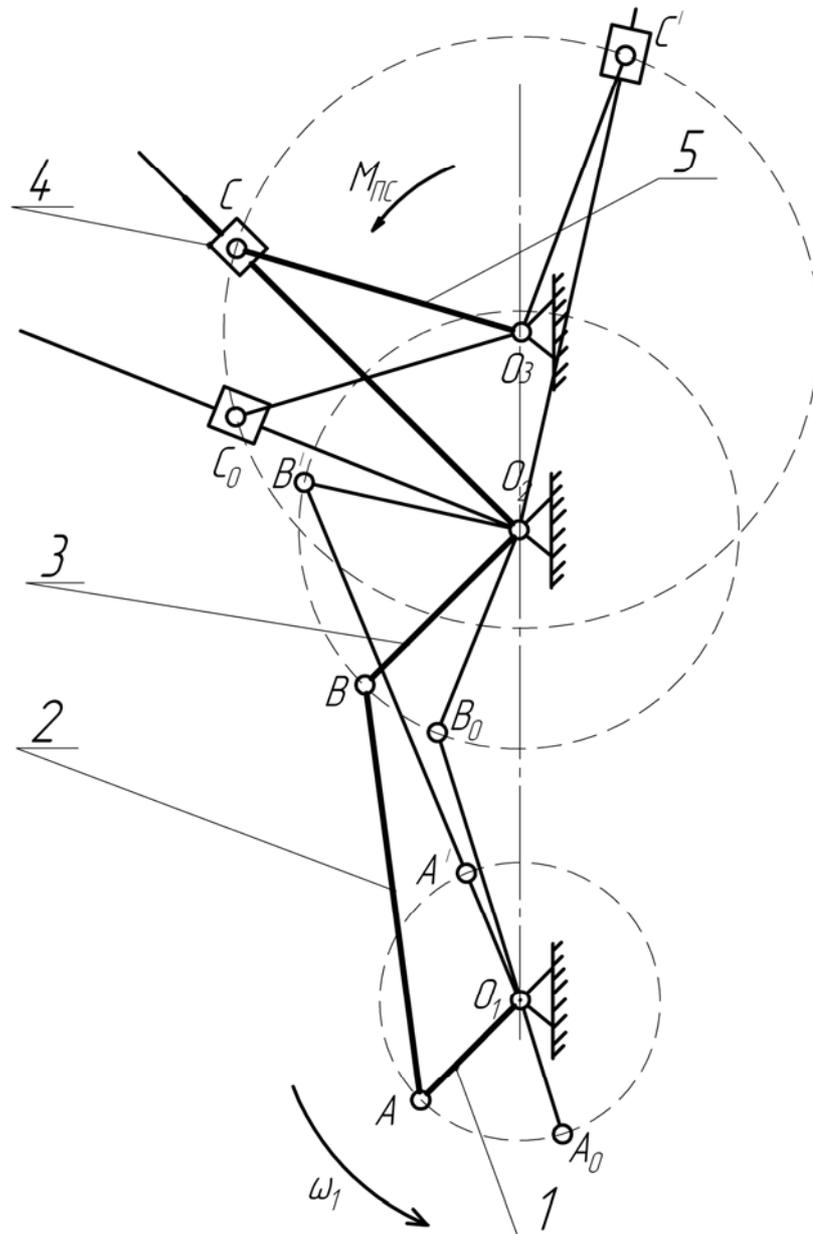


Рисунок 3.1 - Определение крайних положений звеньев механизма с помощью метода засечек

Из точки B_0 проводим прямую через точку O_1 . Пересечение этой прямой с траекторией движения точки A даст нам точку A_0 .

Из точки O_3 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_3C} , которая является траекторией точки C . Проводим прямую, перпендикулярную отрезку O_2B_0 . Пересечение данной прямой с траекторией движения точки C даст нам положение точки C_0 .

При нахождении положений точек механизма в момент конца рабочего хода для определения положения точек A' и B' , из точки O_1 проводят окружность радиусом равным $(\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{O_1A})$. Остальные действия проводятся аналогично.

3.2.2 Метод касательных

Пример определения крайних положений звеньев механизма с помощью метода касательных представлен на рисунке 3.2.

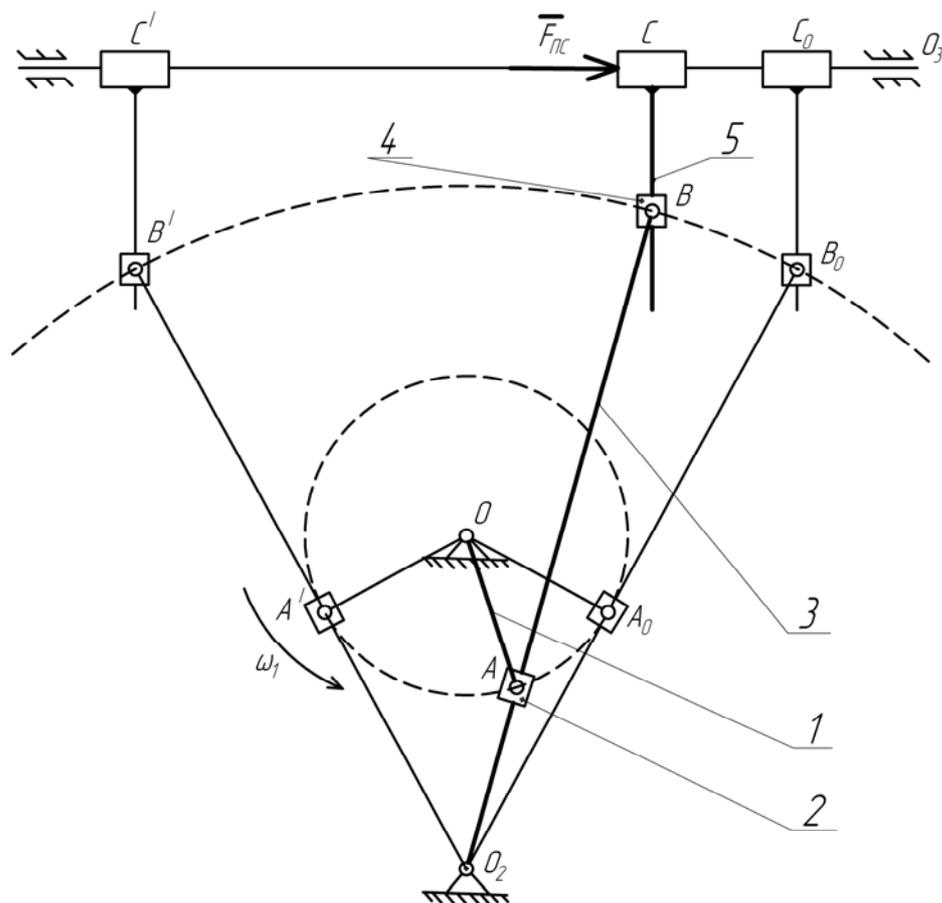


Рисунок 3.2 - Определение крайних положений звеньев механизма с помощью метода касательных

Из точки O_1 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_1A} , которая является траекторией точки A. В данном случае для определения положения точки A в моменты начала и конца рабочего хода из точки O_2 проводят касательные к траектории точки A. Потом, в зависимости от направления силы полезного сопротивления, определяют какая точка соответствует началу рабочего хода, а какая – его концу.

Для определения положения остальных точек механизма необходимо произвести последовательность следующих операций. Из точки O_2 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_2B} , которая является траекторией точки В. Проводим прямую O_2A . Точка В является точкой пересечения данной прямой и траектории точки В. Пересечение перпендикуляра, опущенного из точки В на ось опор O_3 , с данной осью опор даст нам положение точки С.

3.2.3 Метод проб и ошибок (метод последовательных приближений)

Пример определения крайних положений звеньев механизма с помощью метода проб и ошибок представлен на рисунке 3.3.

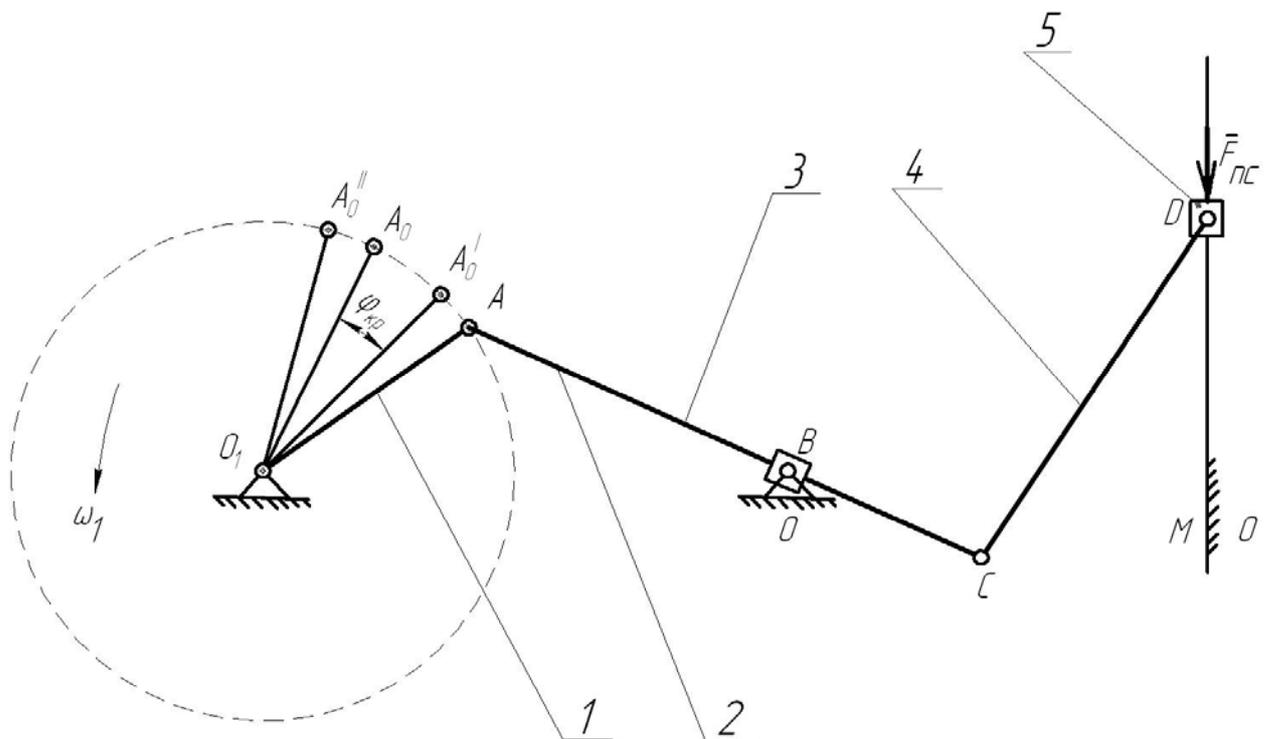


Рисунок 3.3 - Определение крайних положений звеньев механизма с помощью метода проб и ошибок

Из точки O_1 проводим окружность радиусом равным \bar{l}_{O_1A} , которая является траекторией точки А. На данной траектории произвольно выбираем положение точки A_0' . Строим план скоростей для данного положения механизма. Если скорость точки С и сила полезного сопротивления имеют одинаковое направление, то в данный момент имеет место холостой ход механизма, в противном случае – рабочий ход.

Рассматриваем другое положение механизма, когда кривошип O_1A повернется на 30° (точка A_0''). Строим план скоростей для данного положения механизма. Если скорость точки C имеет такое же направление, как и для предыдущего рассмотренного положения механизма, то исследуем следующее положение механизма (поворачиваем кривошип на 30° по направлению вращения) пока не получим для двух рассмотренных соседних положений различное направление скорости точки C (рисунок 2.4).

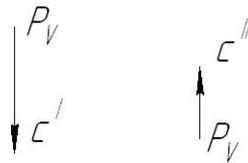


Рисунок 3.4 - Скорость точки C для двух рассмотренных соседних положений механизма

В данном случае это означает, что механизм перешел от холостого хода к рабочему ходу, т.е. начальное положение точки A (A_0) лежит между точками A_0' и A_0'' . Угол наклона отрезка A_0O_1 к отрезку $A_0'O_1$ будет определяться по формуле:

$$\varphi_{кр} = \frac{30^\circ \cdot P_V c'}{P_V c' + P_V c''}. \quad (3.3)$$

От полученной точки A_0 разбиваем траекторию на двенадцать равных частей в направлении вращения кривошипа, получая при этом двенадцать положений звена 1.

Положение конца рабочего хода определяется аналогично.

3.3 Графоаналитический метод кинематического исследования механизмов

Данный метод заключается в проведении графического решения системы двух векторных уравнений скоростей (ускорений) характерных точек механизма (построение планов скоростей и ускорений). В основе метода лежат теоремы Архимеда о сложении скоростей (ускорений) точек: абсолютная скорость (абсолютное ускорение) точки равно геометрической сумме переносной скорости (переносного ускорения) поступательного движения и относительной скорости (относительного ускорения) вращательного движения.

$$\bar{V}_a = \bar{V}_r + \bar{V}_e, \quad (3.4)$$

$$\bar{a}_a = \bar{a}_r + \bar{a}_e = \bar{a}_r^\tau + \bar{a}_r^n + \bar{a}_e, \quad (3.5)$$

где $\bar{V}_a, \bar{V}_r, \bar{V}_e$ - соответственно абсолютная, относительная и переносная скорости точки, м/с;

$\bar{a}_a, \bar{a}_r (\bar{a}_r^\tau, \bar{a}_r^n), \bar{a}_e$ - соответственно абсолютное, относительное (тангенциальное и нормальное) и переносное ускорения точки, м/с².

Для кулисных механизмов, в которых звенья соединены поступательной кинематической парой, ползун совершает переносное (вращательное) движение вместе с кулисой и относительное (поступательное) движение по направляющей кулисы. Тогда уравнение (3.5) будет иметь вид:

$$\bar{a}_a = \bar{a}_r + \bar{a}_e + \bar{a}_K = \bar{a}_r + \bar{a}_e^n + \bar{a}_e^\tau + \bar{a}_K, \quad (3.6)$$

где \bar{a}_K - ускорение Кориолиса.

Свойства планов (рисунок 3.5):

- 1) если точка P – мгновенный центр вращения звена ABC, то скорости (ускорения) точек A, B, C пропорциональны отрезкам PA, PB и PC;
- 2) отрезки P_va, P_vb, P_vc (P_aa, P_ab, P_ac) представляют собой вектора скоростей (ускорений) точек A, B, C;
- 3) жесткие контуры – звенья ABC, отображаются на плане скоростей и ускорений подобно: на плане скоростей звенья повернуты на 90° в сторону вращения (по направлению угловой скорости), на плане ускорений звенья повернуты на 180° (при условии, что угловое ускорение равно нулю).

При построении необходимо учитывать правило подобия: треугольники на плане положений механизма подобны треугольникам на планах скоростей и ускорений.

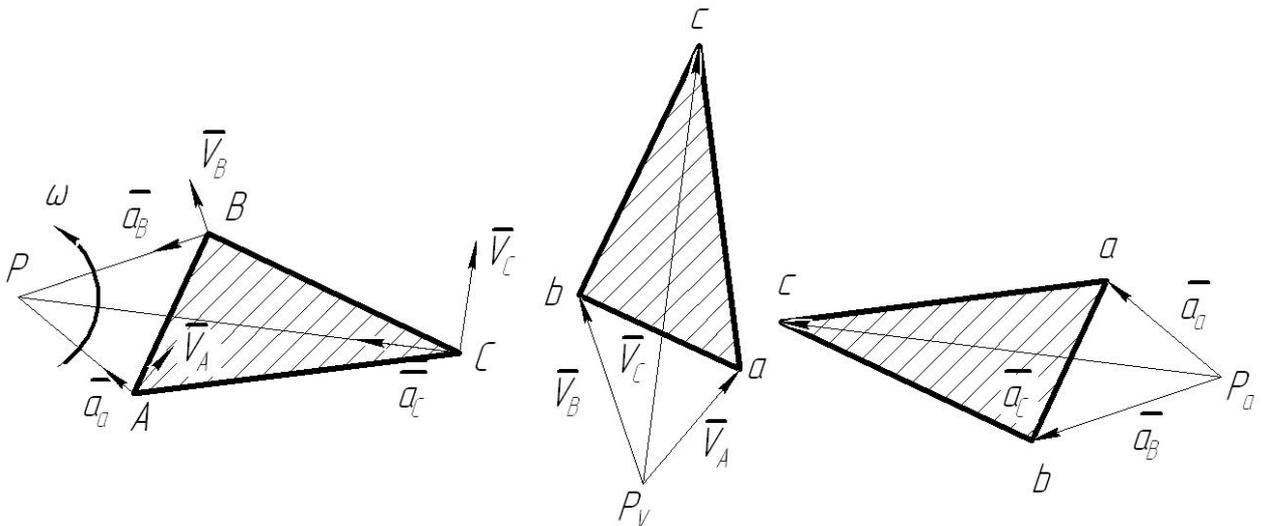


Рисунок 3.5 - Планы положений, скоростей и ускорений

3.3.1 Алгоритм построения планов скоростей и ускорений для рычажных механизмов II класса

Построение плана скоростей (ускорений) необходимо проводить в следующей последовательности:

- 1) определяем скорость (ускорение) точки на конце ведущего звена;
- 2) определяем масштабный коэффициент плана скоростей μ_v (масштабный коэффициент плана ускорений μ_a) и длину вектора скорости (ускорения) точки на конце ведущего звена;
- 3) составляем векторные уравнения скорости (ускорения) средней точки первой группы Ассура (для этого необходимо выразить скорость (ускорение) через скорости (ускорения) крайних точек группы Ассура), полученные векторные уравнения решаем графически;
- 4) по свойству подобия определяем скорость (ускорение) крайней точки второй группы Ассура;
- 5) составляем векторные уравнения скорости (ускорения) средней точки второй группы Ассура, выражая ее (его) через скорости (ускорения) крайних точек, и решаем полученные векторные уравнения графически;
- 6) по свойству подобия находим положения центров тяжести весовых звеньев на плане скоростей (плане ускорений) и определяем их скорости (ускорения);
- 7) по величинам относительных скоростей (относительных тангенциальных ускорений) определяем угловые скорости (ускорения) звеньев.

3.3.2 Пример построения планов скоростей и ускорений для рычажных механизмов II класса

Рассмотрим кривошипно-кулисный механизм (рисунок 3.6).

Исходными данными для расчета являются: $n_{кр} = 50$ об/мин; $l_{O_1A} = 0,2$ м; $l_{AB} = 0,64$ м; $l_{AS_2} = 0,3$ м; $l_{O_2B} = 0,39$ м; $l_{O_3C} = 0,48$ м; $l_{O_3S_5} = 0,2$ м.

Построим план скоростей для заданного положения механизма в соответствии с приведенным ранее алгоритмом.

1 Определяем скорость точки А, лежащей на кривошипе

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 5,236 \cdot 0,2 = 1,047 \text{ м/с,}$$

где $\omega_1 = \pi \cdot n_{кр} / 30 = 3,14 \cdot 50 / 30 = 5,236$ рад/с.

2 Определяем масштаб планов скоростей

$$\mu_V = \frac{V_A}{\bar{V}_A} = \frac{V_A}{P_V a} = \frac{1,047}{50} \approx 0,021 \text{ м/(с·мм)}.$$

Уточняем : $P_V a = \frac{1,047}{0,021} = 49,9 \text{ мм}.$

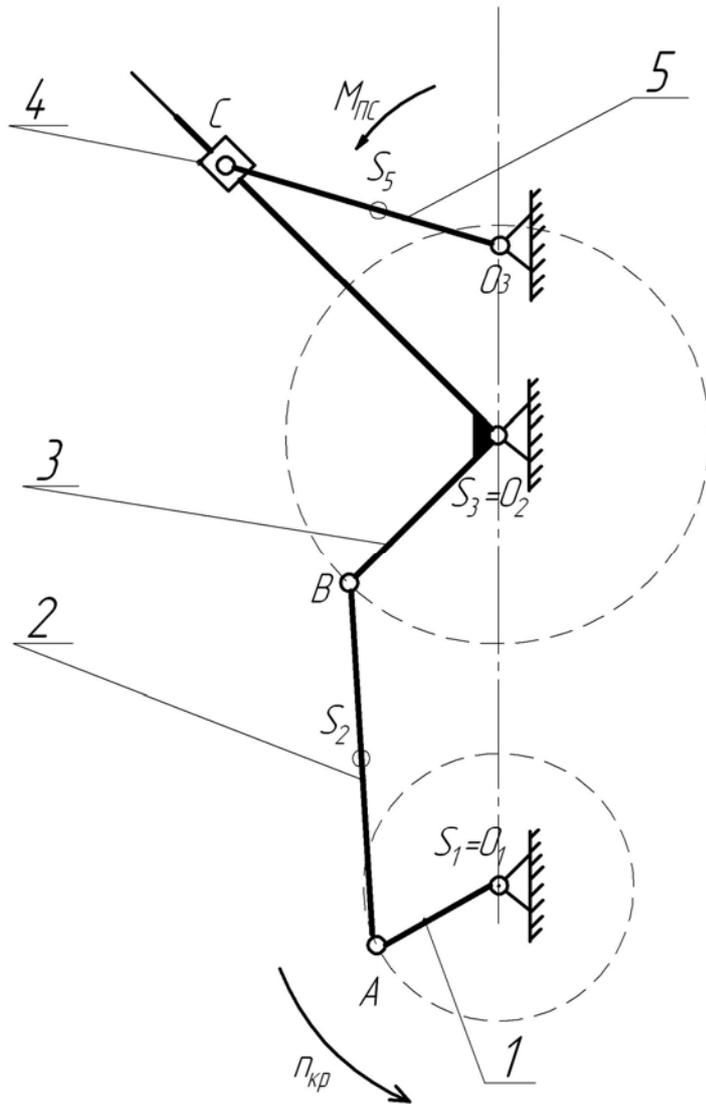


Рисунок 3.6 - Структурная схема механизма

3 Средней точкой I группы Ассур является точка B , крайними точками – A, O_2

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{BO_2},$$

где $\bar{V}_A \perp O_1A$; $\bar{V}_{BA} \perp AB$; $\bar{V}_{O_2} = 0$; $\bar{V}_{BO_2} \perp AO_2$ (рисунок 3.7).

4 Средней точкой II группы Ассур является точка $C(C_4, C_5)$, крайними точками – C_3, O_3

Из подобия: $\frac{O_2C_3}{O_2B} = \frac{P_Vc_3}{P_Vb}$.

Следовательно: $P_Vc_3 = P_Vb \frac{O_2C_3}{O_2B} = 61 \frac{72}{39} = 112,6$ мм.

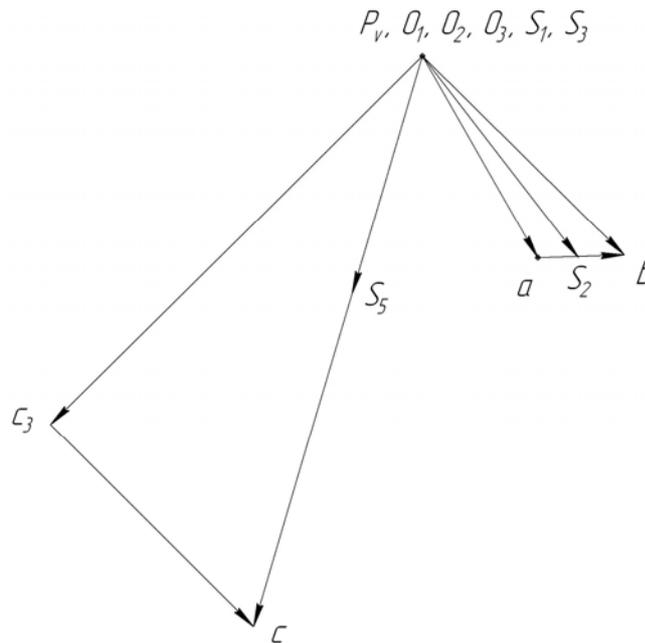


Рисунок 3.7 - План скоростей

$$\vec{V}_C = \vec{V}_{C_3} + \vec{V}_{CC_3} = \vec{V}_{O_3} + \vec{V}_{CO_3},$$

где $\vec{V}_{C_3} \perp O_2C$, $\vec{V}_{CC_3} \parallel O_2C$, $\vec{V}_{O_3} = 0$, $\vec{V}_{CO_3} \perp CO_3$ (рисунок 3.7).

5 Определяем положение центров тяжести звеньев на плане скоростей

S_1 - находится в точке O_1 ;

Из подобия: $\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_{32}}{ab}$.

Следовательно: $as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 18,6 \frac{0,3}{0,64} = 8,7$ мм

S_3 - находится в точке O_2 ;

S_4 - невесомое звено;

Из подобия:
$$\frac{O_3 S_5}{O_3 C} = \frac{P_V S_5}{P_V c} .$$

Следовательно:
$$P_V S_5 = P_V c \frac{O_3 S_5}{O_3 C} = 128,4 \frac{0,2}{0,48} = 53,4 \text{ мм}$$

6 Определяем угловые скорости звеньев механизма

$$\omega_1 = const = 5,236 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_V}{l_{AB}} = \frac{18,6 \cdot 0,021}{0,64} = 0,61 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \omega_4 = \frac{V_{B02}}{l_{B02}} = \frac{P_V b \cdot \mu_V}{l_{B02}} = \frac{61 \cdot 0,021}{0,39} = 3,285 \text{ рад/с};$$

$$\omega_5 = \frac{V_{CO3}}{l_{CO3}} = \frac{P_V c \cdot \mu_V}{l_{CO3}} = \frac{128,4 \cdot 0,021}{0,48} = 5,618 \text{ рад/с}.$$

7 Определяем скорости центров тяжести звеньев

$$V_{S2} = P_V S_2 \cdot \mu_V = 54,9 \cdot 0,021 = 1,153 \text{ м/с};$$

$$V_{S5} = P_V S_5 \cdot \mu_V = 53,4 \cdot 0,021 = 1,121 \text{ м/с}.$$

Построим план ускорений.

1 Определяем ускорение точки А

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{O1A} = 5,236^2 \cdot 0,2 = 5,483 \text{ м/с}^2.$$

2 Определяем масштаб плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_A}{\bar{a}_A} = \frac{a_A}{P_a a} = \frac{5,483}{100} \approx 0,055 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Уточняем : $P_a a = \frac{5,483}{0,055} = 99,7 \text{ мм.}$

3 Определяем ускорение средней точки I группы Ассура (рисунок 3.8)

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}^n_{BA} + \bar{a}^r_{BA} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}^n_{BO_2} + \bar{a}^r_{BO_2},$$

где $\bar{a}_A \parallel O_1A$; $\bar{a}^r_{BA} \perp AB$; $\bar{a}^n_{BA} \parallel AB$; $\bar{a}_{O_2} = 0$; $\bar{a}^n_{BO_2} \parallel BO_2$;
 $\bar{a}^r_{BO_2} \perp BO_2$.

$$a^n_{BA} = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 0,61^2 \cdot 0,64 = 0,238 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}^n_{BA} = \frac{a^n_{BA}}{\mu_a} = \frac{0,238}{0,055} = 4,3 \text{ мм.}$$

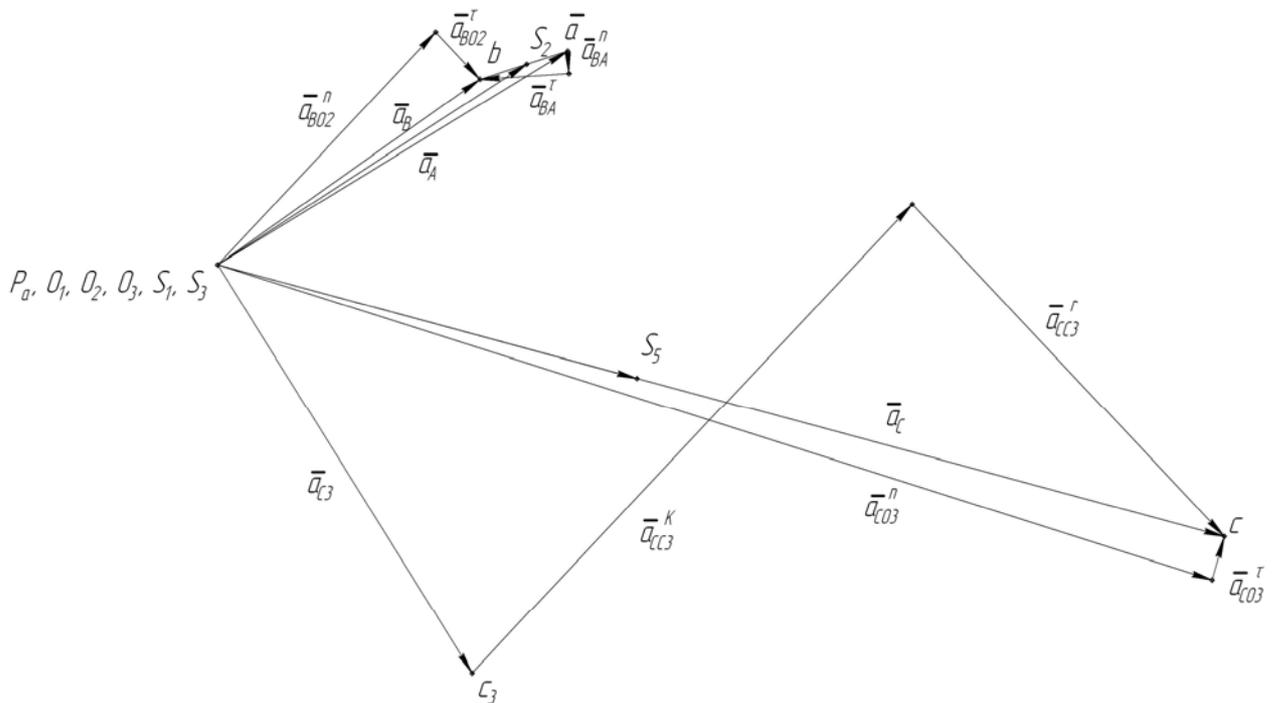


Рисунок 3.8 - План ускорений

$$a^n_{BO_2} = \omega_3^2 \cdot l_{BO_2} = 3,285^2 \cdot 0,39 = 4,209 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}^n_{BO_2} = \frac{a^n_{BO_2}}{\mu_a} = \frac{4,209}{0,055} = 76,5 \text{ мм.}$$

4 Определяем ускорение средней точки II группы Ассура

Из подобия: $\frac{O_2C_3}{O_2B} = \frac{P_a c_3}{P_a b}$.

Следовательно: $P_a c_3 = P_a b \frac{O_2C_3}{O_2B} = 78 \frac{72}{39} = 114,0 \text{ мм}$.

$$\bar{a}_C = \bar{a}_{C_3} + \bar{a}^K_{CC_3} + \bar{a}^r_{CC_3} = \bar{a}_{O_3} + \bar{a}^n_{CO_3} + \bar{a}^r_{CO_3},$$

где $\bar{a}^r_{CC_3} \parallel O_2C$, $\bar{a}^K_{CC_3} \perp V_{CC_3}$, $\bar{a}_{O_3} = 0$, $\bar{a}^n_{CO_3} \parallel CO_3$; $\bar{a}^r_{CO_3} \perp CO_3$.

$$a^K_{CC_3} = 2\omega_3 \cdot V_{CC_3} = 2\omega_3 \cdot \bar{V}_{CC_3} \cdot \mu_V = 2 \cdot 3,285 \cdot 61,5 \cdot 0,021 = 8,485 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}^K_{CC_3} = \frac{a^K_{CC_3}}{\mu_a} = \frac{8,485}{0,055} = 154,3 \text{ мм}$$

$$a^n_{CO_3} = \omega_5^2 \cdot l_{CO_3} = 5,618^2 \cdot 0,48 = 14,15 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}^n_{CO_3} = \frac{a^n_{CO_3}}{\mu_a} = \frac{14,15}{0,055} = 257,3 \text{ мм}$$

5 Определяем положение центров тяжести звеньев на плане ускорений

S_1 - находится в точке O_1 ;

Из подобия: $\frac{AS_2}{AB} = \frac{as_{32}}{ab}$.

Следовательно: $as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 22,7 \frac{0,3}{0,64} = 10,6 \text{ мм}$

S_3 - находится в точке O_2 ;

S_4 - невесомое звено;

Из подобия: $\frac{O_3S_5}{O_3C} = \frac{P_a S_5}{P_a c}$.

$$\text{Следовательно: } P_a s_5 = P_a c \frac{O_3 S_5}{O_3 C} = 257,5 \frac{0,2}{0,48} = 107,3 \text{ мм}$$

6 Определяем угловые ускорения звеньев механизма

$$\varepsilon_1 = 0 \text{ т.к. } \omega_1 = const;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\bar{a}^{\tau}_{BA} \cdot \mu_a}{l_{AB}} = \frac{22,1 \cdot 0,055}{0,64} = 1,899 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{\bar{a}^{\tau}_{BO2} \cdot \mu_a}{l_{BO2}} = \frac{15,5 \cdot 0,055}{0,39} = 2,186 \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_5 = \frac{\bar{a}^{\tau}_{CO3} \cdot \mu_a}{l_{CO3}} = \frac{10,5 \cdot 0,055}{0,48} = 1,203 \text{ рад/с}^2.$$

7 Определяем ускорения центров тяжести звеньев

$$a_{S2} = P_a s_2 \cdot \mu_a = 89,7 \cdot 0,055 = 4,934 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S5} = P_a s_5 \cdot \mu_a = 107,3 \cdot 0,055 = 5,902 \text{ м/с}^2;$$

3.4 Графический метод кинематического исследования механизмов (метод кинематических диаграмм)

Кинематическими диаграммами называются графики зависимостей перемещений, скоростей и ускорений точек звеньев (углов поворота, угловых скоростей и угловых ускорений) от времени. Таким образом, в данных графиках по осям ординат будут откладываться в соответствующих масштабах перемещения, скорости и ускорения какой-либо точки механизма в течение одного цикла работы, а по оси ординат время.

Рассмотрим построение кинематических диаграмм на примере кривошипно-ползунного механизма (рисунок 3.9). Время одного цикла работы (время одного полного оборота входного звена) определяется по формуле:

$$T = 60 / n_1 = 2 \cdot \pi / \omega_1, \quad (3.7)$$

где n_1 - частота вращения входного звена, об/мин;

ω_1 - угловая скорость вращения входного звена, рад/с.

Для построения диаграмм сначала проводим две оси координат. На оси абсцисс откладываем отрезок произвольной длины \bar{l} , представляющий время одного цикла работы. Определяем масштабный коэффициент построения данного отрезка (масштабный коэффициент времени):

$$\mu_t = T / \bar{l} = 60 / (n_1 \cdot \bar{l}). \quad (3.8)$$

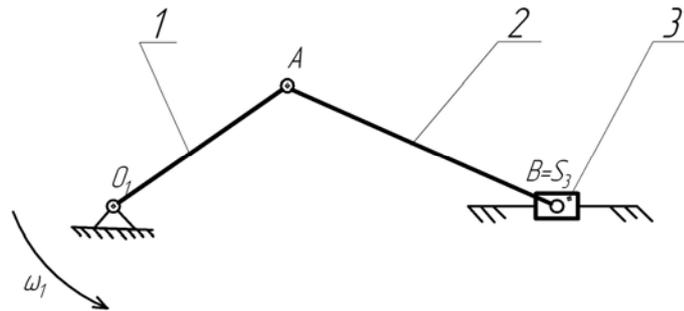


Рисунок 3.9 – Кривошипно-ползунный механизм

Отрезок \bar{l} необходимо разбить на целое число равных частей, соответствующее количеству показанных положений механизма (12 – для курсового проекта, 6 – для курсовой работы). Нумеруем полученные точки отрезков римскими цифрами (I, II, ... XII) (рисунок 2.9).

По оси ординат из точек I, II, ... XII в выбранном масштабе откладываем отрезки, равные величине перемещения центра тяжести последнего звена. Концы отрезков обозначаем точками 1, 2, ... 12. Соединяя данные точки, получим диаграмму перемещений (углов поворота) звена (рисунок 3.10).

Масштабный коэффициент диаграммы перемещений можно задавать равным масштабному коэффициенту построения плана положений ($\mu_S = \mu_l$).

Для получения диаграмм скоростей и ускорений (угловых скоростей и ускорений) используются методы графического дифференцирования: метод хорд и метод касательных.

3.4.1 Метод хорд

Алгоритм построения диаграммы скорости звена с помощью метода хорд (рисунок 3.10):

- 1) вводим новую систему координат (по оси абсцисс – время, по оси ординат – скорость звена);
- 2) на диаграмме перемещений соединяем соседние точки 0 и 1, 1 и 2 ... 11 и 12 хордами 01, 12 и т.д.;

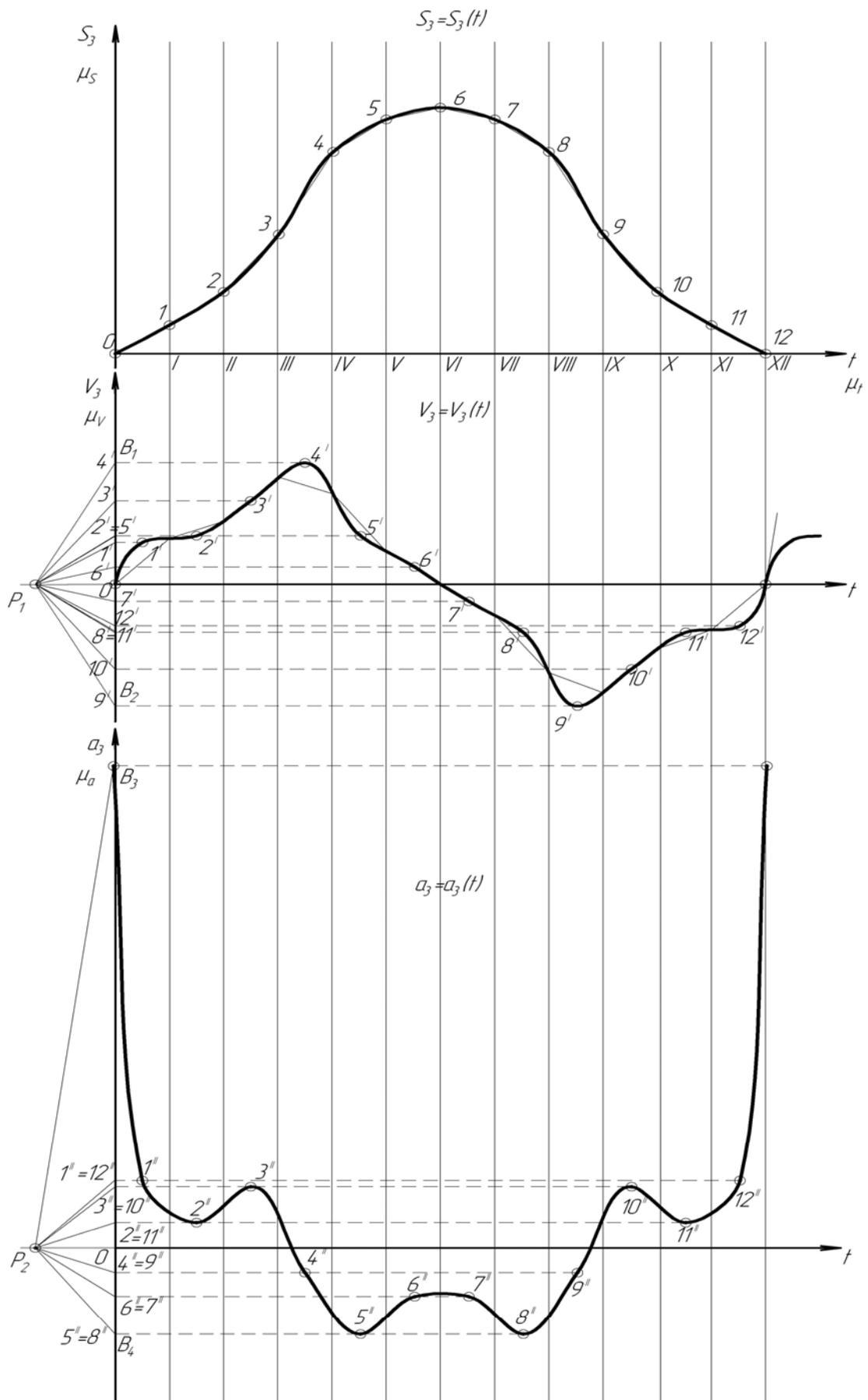


Рисунок 3.10 - Кинематические диаграммы
(диаграмма ускорения построена с помощью метода хорд)

- 3) выбираем хорду, имеющую наименьший угол наклона к вертикальной оси, в области возрастания перемещения и такую же хорду в области убывания перемещения;
- 4) на оси абсцисс диаграммы скорости наносим желаемые значения максимальной (точка B_1) и минимальной (точка B_2) скоростей;
- 5) из точки B_1 проводим линию параллельную хорде, выбранной из области возрастания перемещения, из точки B_2 - линию параллельную хорде, выбранной из области убывания перемещения, пересечение данных линий позволит получить в отрицательной области оси абсцисс точку P_1 (полнос графического дифференцирования);
- 6) из точки P_1 проводим линии параллельные хордам 01,12 и т.д., точки пересечения данных линий с осью ординат обозначаем $1', 2'$ и т.д.;
- 7) из середины отрезка 0I откладываем по оси ординат отрезок равный $01'$, получаем точку $1'$; из середины отрезка 0II откладываем по оси ординат отрезок равный $02'$ и т.д.;
- 8) соединяя точки 0, $1', 2' \dots 12'$ плавной кривой, получим диаграмму скорости;
- 9) определяем масштабный коэффициент диаграммы скорости по формуле:

$$\mu_V = \mu_S / (\mu_t \cdot H_1), \quad (3.9)$$

где H_1 - величина отрезка OP_1 (определяется с точностью до десятой доли мм).

Построение диаграммы ускорения звена с помощью метода хорд производится аналогично построению диаграммы скорости (рисунок 3.10):

- 1) вводим новую систему координат (по оси абсцисс – время, по оси ординат – ускорение звена);
- 2) на диаграмме скорости соединяем хордами соседние точки, соответствующие значениям времени 0 и I, I и II ... XI и XII;
- 3) для определения величины ускорения в начале цикла работы (точка 0) на диаграмме скорости кривую скорости на участке 0I пристраиваем справа к точке XII, к полученной кривой проводим касательную в точке XII;
- 4) выбираем хорду, имеющую наименьший угол наклона к вертикальной оси, в областях возрастания скорости и такую же хорду в областях убывания скорости (если угол наклона к вертикали у касательной, построенной для начала цикла, меньше данного угла у выбранной для областей возрастания скорости хорды, то касательная используется вместо хорды в дальнейших построениях);
- 5) на оси абсцисс диаграммы ускорения наносим желаемые значения максимального (точка B_3) и минимального (точка B_4) ускорений;
- 6) из точки B_3 проводим линию параллельную хорде, выбранной из областей возрастания скорости, из точки B_2 - линию параллельную хорде, выбранной из области убывания скорости, пересечение данных линий позволит

получить в отрицательной области оси абсцисс точку P_2 (полюс графического дифференцирования);

7) из точки P_2 проводим линии параллельные проведенным хордам, точки пересечения данных линий с осью ординат обозначаем $1''$, $2''$ и т.д.;

8) из середины отрезка OI откладываем по оси ординат отрезок равный $O1''$, получаем точку $1''$; из середины отрезка OII откладываем по оси ординат отрезок равный $O2''$ и т.д.;

9) для определения величины ускорения в начале цикла работы из точки P_2 проводим линию параллельную полученной касательной, пересечение этой линии и оси ординат даст нам искомое значение ускорения (точка $0''$);

10) соединяя точки $0''$, $1''$, $2'' \dots 12''$, $0''$ плавной кривой, получим диаграмму ускорения;

11) определяем масштабный коэффициент диаграммы ускорения по формуле:

$$\mu_a = \mu_v / (\mu_t \cdot H_2), \quad (3.10)$$

где H_2 - величина отрезка OP_2 (определяется с точностью до десятой доли мм).

3.4.2 Метод касательных

Построение диаграммы ускорения можно производить с помощью метода касательных. Алгоритм построения диаграммы ускорения звена с помощью метода касательных (рисунок 3.11):

1) вводим новую систему координат (по оси абсцисс – время, по оси ординат – ускорение звена);

2) на диаграмме скорости соединяем хордами соседние точки $0'$ и $1'$, $1'$ и $2'$... $11'$ и $12'$ хордами $0'1'$, $1'2'$ и т.д.;

3) для определения величины ускорения в начале цикла работы (точка 0) на диаграмме скорости кривую скорости на участке OI пристраиваем справа к точке XII , к полученной кривой проводим касательную в точке XII ;

4) положение точки P_2 определяем аналогично методу хорд;

5) из точки P_2 проводим линии параллельные проведенным хордам, точки пересечения данных линий с осью ординат обозначаем $1''$, $2''$ и т.д.;

6) из точки I откладываем по оси ординат отрезок равный $O1''$, получаем точку $1''$; из точки II откладываем по оси ординат отрезок равный $O2''$ и т.д.;

7) положение точки $0''$ определяем аналогично методу хорд;

8) соединяя точки $0''$, $1''$, $2'' \dots 12''$, $0''$ плавной кривой, получим диаграмму ускорения;

9) определяем масштабный коэффициент диаграммы ускорения.

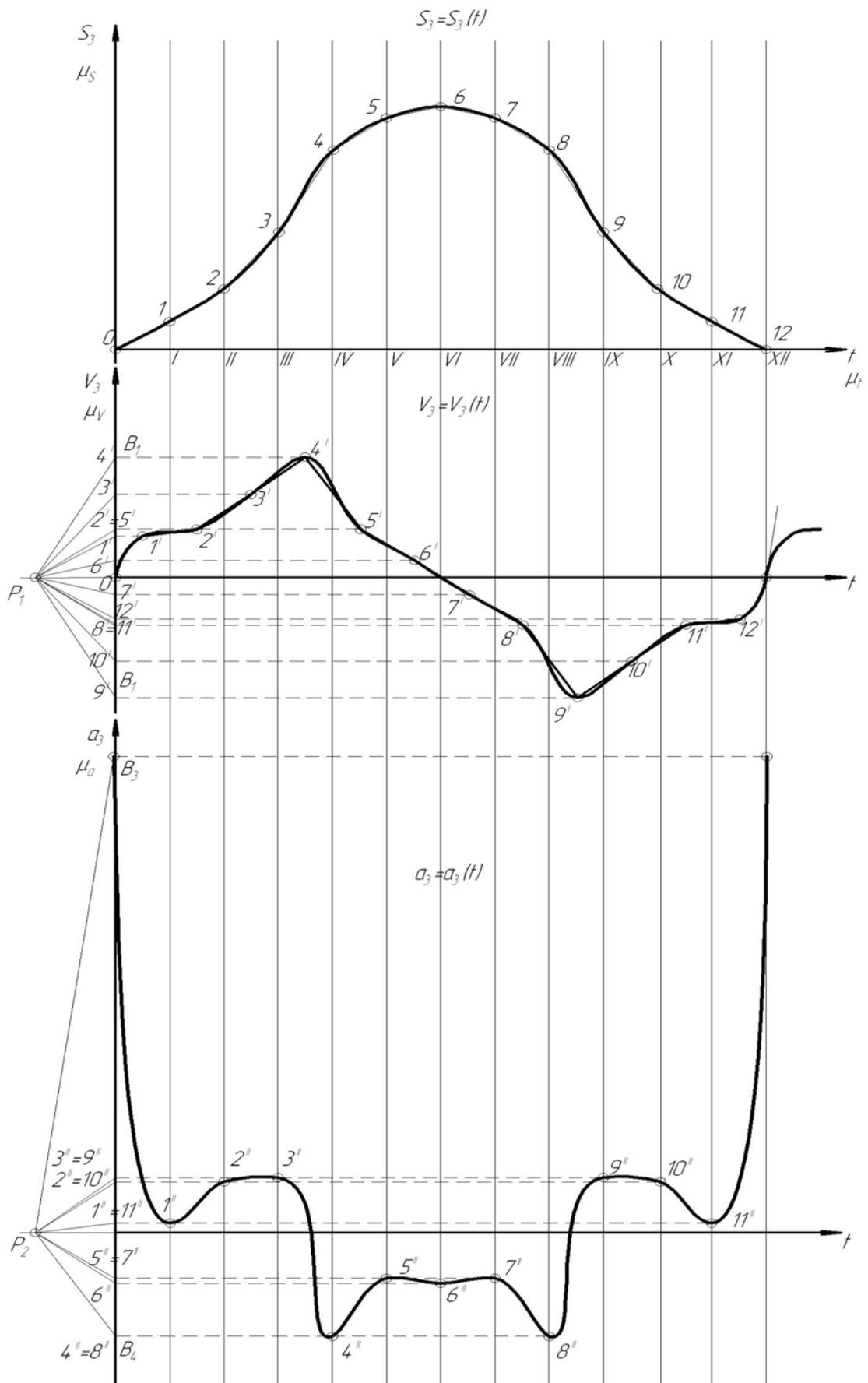


Рисунок 3.11 - Кинематические диаграммы
(диаграмма ускорения построена с помощью метода касательных)

При построении кинематических диаграмм необходимо учитывать, что если в какой-то точке функция имеет экстремум, то производная от функции в данной точке равна нулю.

Для получения истинных значений скорости V_3 и ускорения a_3 исследуемого звена в некоторый момент времени необходимо измерить величины скорости \bar{V}_3 и ускорения \bar{a}_3 звена для данного момента времени на кинематических диаграммах и умножить их на соответствующие масштабные коэффициенты:

$$V_3 = \bar{V}_3 \cdot \mu_V, \quad a_3 = \bar{a}_3 \cdot \mu_a. \quad (3.11)$$

4 Силовой анализ плоских рычажных механизмов

4.1 Цель и задачи силового анализа, классификация сил

Целью силового анализа является определение сил, действующих на звенья механизма.

Все силы, действующие на звенья механизма, условно подразделяются на:

1) внешние, действующие на исследуемую систему со стороны внешних систем и совершающие работу над системой:

а) движущие (работа которых положительна);

б) сопротивления (работа которых отрицательна):

- силы полезного (технологического) сопротивления - возникающие при выполнении механической системы ее основных функций (выполнение требуемой работы по изменению координат, формы или свойств изделия и т.п.);

- силы трения (диссипативные) - возникающие в месте связи в КП и определяемые условиями физико-механического взаимодействия между звеньями (работа всегда отрицательна);

в) взаимодействия с потенциальными полями (позиционные) - возникают при размещении объекта в потенциальном поле (поле силы тяжести, электромагнитном поле и др.), величина зависит от потенциала точки, в которой размещается тело (работа при перемещении из точки с низким потенциалом в точку с более высоким - положительна; за цикл, т.е. при возврате в исходное положение, работа равна нулю);

2) внутренние, действующие между звеньями механической системы (реакции в КП);

3) расчетные (теоретические) - силы, которые не существуют в реальности, а только используются в различных расчетах с целью их упрощения:

а) силы инерции - при добавлении этих сил к внешним силам, действующим на систему, устанавливается квазистатическое равновесие системы и ее можно рассчитывать, используя уравнения статики (метод кинетостатики);

б) приведенные (обобщенные) силы – силы, совершающие работу по обобщенной координате равную работе соответствующей реальной силы на эквивалентном перемещении точки ее приложения.

Необходимо отметить, что под силами понимаются равнодействующие соответствующих распределенных в месте контакта КП нагрузок. Все вышесказанное относительно сил распространяется и на моменты сил.

Основными задачами силового анализа рычажных механизмов являются:

1) определение внешних сил, которые действуют на отдельные звенья механизма;

- 2) определение сил реакций в кинематических парах механизма;
- 3) определение необходимого движущего (уравновешивающего) момента (силы).

Если при силовом анализе механизмов не учитываются силы инерции, то в этом случае пользуются методами статики, и такой расчет называют статическим.

Если при силовом анализе учитываются динамические силы, которые возникают в результате движения механизма (силы инерции), то расчет называется динамическим. Если при выполнении динамического расчета применяют метод кинетостатики, основанный на принципе Даламбера, то такой расчет называют кинетостатическим.

4.2 Определение внешних сил

Движущие силы - это силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления. Эти силы приложены к ведущему звену, направление их совпадает с направлением движения звена, т.е. движущие силы совершают положительную работу (на отдельных этапах цикла это условие может быть нарушено). Зависимость движущей силы от кинематических параметров называются механической характеристикой двигателя.

Силы сопротивления движению стремятся замедлить движение механизма. Их направление противоположно направлению движения, т.е. они совершают отрицательную работу.

В задании на курсовой проект силы полезного сопротивления – $F_{ПС}$ (или момент полезного сопротивления – $M_{ПС}$) заданы по модулю и по направлению и действуют только на рабочем ходу.

Силы тяжести (силы веса) (Н) приложены в центрах тяжести и направлены вниз:

$$F_{Gi} = m_i g, \quad (4.1)$$

где m_i – масса звена, кг;

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

Они производят положительную работу, когда центры тяжести звеньев опускаются, и отрицательную, когда центры тяжести поднимаются.

Результирующая сила инерции звена (Н):

$$\bar{F}_{инi} = -m_i \bar{a}_{Si}, \quad (4.2)$$

где m_i – масса звена, кг;

a_{Si} – вектор полного ускорения центра масс Si звена, м/с^2 .

Силы инерции звеньев приложены в их центрах масс и направлены в сторону противоположную полному ускорению центра масс (которое находится из плана ускорения, применяя свойство подобия).

При плоскопараллельном движении, если вращение звена неравномерное, возникает момент пары сил инерции (Н·м), направленный противоположно угловому ускорению ε :

$$\overline{M}_{инi} = -\overline{J}_{S_i} \varepsilon_i, \quad (4.3)$$

где J_{S_i} – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, кг·м² ;

ε_i – угловое ускорение звена, рад/с² .

При проведении кинетостатического анализа механизма момент пары сил инерции компенсируют переносом силы инерции (или силы веса) из центра тяжести звена параллельно самой себе в сторону, чтобы она давала такой же по направлению момент относительно центра тяжести как и момент пары сил.

Плечо переноса (м) и его чертежное значение (мм) определяются:

$$h_i = \frac{M_{инi}}{F_{инi}}, \quad (4.4)$$

$$\overline{h}_i = \frac{h_i}{\mu_i}. \quad (4.5)$$

При проведении кинетостатического анализа механизма в первом приближении расчет ведется без учета сил трения.

4.3 Определение сил реакций в кинематических парах

В результате действия на звенья механизма внешних сил в кинематических парах возникают силы реакции. Во вращательных парах известны точки приложения сил реакций (центры шарниров), а величины и направления этих сил неизвестны. В поступательных кинематических парах известна линия действия силы реакции (перпендикулярно к оси движения ползуна), а величина и точка приложения силы неизвестны. Таким образом, в любой кинематической паре из необходимых трех параметров известен один.

Для определения сил реакций механизм разбивается на структурные группы (группы Ассур), согласно проведенному структурному анализу. Известно, что группа Ассур является статически определимой системой. Дока-

жем это утверждение. Степень подвижности W_G группы Ассура равняется нулю и определяется по формуле (1.3):

$$W_G = 3n_G - 2P_1 = 0, \quad (4.6)$$

где n_G – число подвижных звеньев в группе Ассура;

$P_1 = P_V$ – число одноподвижных кинематических пар V-класса в группе.

Формулу (4.6) перепишем в виде:

$$3n_G = 2P_1. \quad (4.7)$$

Для каждого звена в плоскости можно написать три независимых уравнения статики. Тогда значение $3n_G$ – есть общее число независимых уравнений статики для всей группы Ассура. Каждая одноподвижная пара V-класса содержит два неизвестных параметра реакций. Таким образом, в правой части уравнения (4.7) получаем число неизвестных параметров реакции для всей группы Ассура. В результате число независимых уравнений статики для всей группы Ассура равняется числу неизвестных параметров реакций. Следовательно, группа Ассура является статически определимой системой.

Известно, что в группе Ассура второго класса мы имеем $n_G = 2$ звена и $P_1 = 3$ одноподвижные кинематические пары. Тогда по формуле (4.7) для группы Ассура второго класса имеем шесть независимых уравнений статики и шесть неизвестных параметров реакций. Задачу силового анализа группы Ассура второго класса можно было бы решить составлением шести независимых уравнений статики с шестью неизвестными. Но составление этой системы уравнений отняло бы много времени и сил, хотя решение этой системы можно произвести по стандартной программе на ЭВМ. Напомним, что при силовом анализе рычажных механизмов мы получаем систему линейных алгебраических уравнений. Как правило, эта система определена, т.е. совместна и имеет единственное решение. Существует два метода решения систем линейных алгебраических уравнений – метод Гаусса и метод Крамера. Однако, при составлении такой громоздкой системы уравнений вероятность ошибки очень велика.

Для каждого из пяти видов групп Ассура второго класса разработан свой оптимальный порядок силового анализа. При этом после каждого действия находятся неизвестные параметры реакций, и отпадает необходимость в составлении и решении систем уравнений.

Расчет начинается с группы наиболее удаленной от ведущего звена. Считается, что для данного положения механизма построены планы скоростей и ускорений. Внешние силы, действующие на звенья также известны.

К внешним кинематическим парам выделенной структурной группы прикладываются силы реакции, заменяющие действие отброшенных звеньев и под действием всех сил считаем, что группа находится в равновесии.

4.3.1 Силовой анализ групп Ассура второго класса

4.3.1.1 Анализ группы Ассура первого вида

На звенья 2 и 3 группы Ассура действуют внешние силы (рисунок 4.1).

Силы тяжести:

$$F_{G2} = m_2 g, \text{ Н};$$

$$F_{G3} = m_3 g, \text{ Н}.$$

Силы инерции:

$$F_{ин2} = m_2 a_{S2}, \text{ Н};$$

$$F_{ин3} = m_3 a_{S3}, \text{ Н}.$$

Моменты пар сил инерции:

$$M_{ин2} = J_{S2} \varepsilon_2, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{ин3} = J_{S3} \varepsilon_3, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент пары сил $M_{ин2}$ и силу инерции $F_{ин2}$, приложенную в точке S_2 , заменяем одной результирующей силой инерции - $F_{ин2}$, перенесенной параллельно самой себе на плечо:

$$h_2 = \frac{M_{ин2}}{F_{ин2}}, \text{ м};$$

$$\bar{h}_2 = \frac{h_2}{\mu_1}, \text{ мм}.$$

Перенесенная сила инерции $F_{ин2}$ должна давать такой же по направлению момент относительно точки S_2 , как и момент $M_{ин2}$.

Аналогично переносим $F_{ин3}$ на плечо \bar{h}_3 .

$$h_3 = \frac{M_{ин3}}{F_{ин3}}, \text{ м};$$

$$\bar{h}_3 = \frac{h_3}{\mu_1}, \text{ мм.}$$

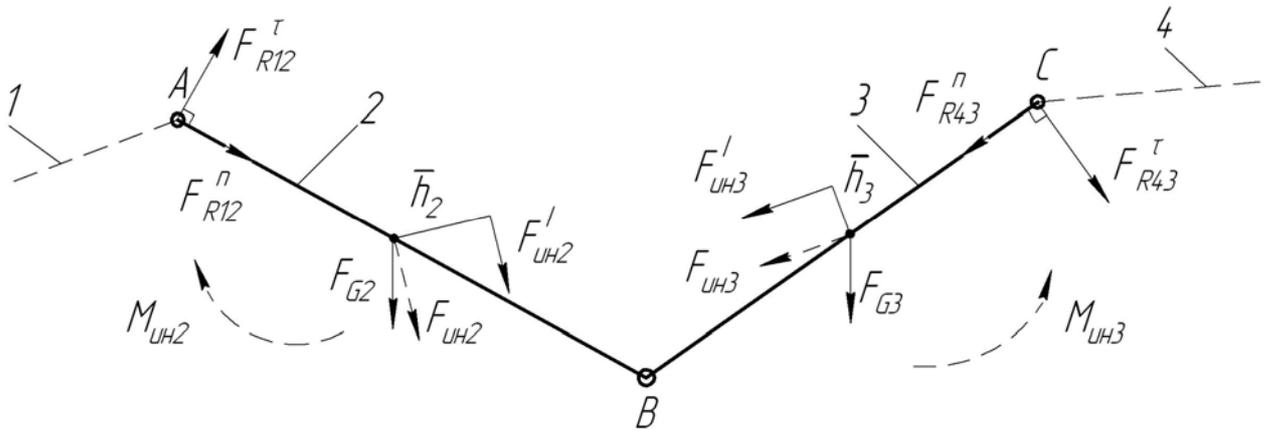


Рисунок 4.1 – Силы, действующие на группу Ассура второго класса первого вида

Отсоединим звено 2 от звена 1. Действие звена 1 на звено 2 заменяем силой реакции F_{R12} приложенной в центре кинематической пары A . Величина и направление этой силы неизвестны.

Звено 3 отсоединим от звена 4. Действие звена 4 на звено 3 заменяем силой реакции F_{R43} , приложенной в центре кинематической пары – C . Величина и направление этой силы неизвестны.

Имеем шесть неизвестных параметров реакций ($\bar{F}_{R12}, \bar{F}_{R23}, \bar{F}_{R43}$). Каждый вектор неизвестен по направлению и по модулю.

Каждое уравнение статики может быть или алгебраическим уравнением моментов всех сил относительно какой-либо точки или векторным уравнением плана сил. При этом уравнения можно составлять для каждого звена в отдельности или для всей группы в целом. Из алгебраического уравнения найдется один параметр реакции, а из векторного уравнения на плоскости – сразу два параметра. Уравнение моментов надо составлять относительно той точки, где пересекаются несколько неизвестных реакций.

Векторное уравнение сил, действующих на звенья:

$$\bar{F}_{R12} + \bar{F}'_{UH2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}'_{UH3} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{R43} = 0. \quad (4.8)$$

Внешние силы известны по всем трем параметрам. Силы реакций известны по одному параметру.

Раскладываем их на две составляющие: нормальные - параллельно звеньям и тангенциальные - перпендикулярно звеньям (рисунок 4.1):

$$\bar{F}_{R12} = \bar{F}_{R12}^n + \bar{F}_{R12}^\tau;$$

$$\bar{F}_{R43} = \bar{F}_{R43}^n + \bar{F}_{R43}^\tau.$$

Составляем сумму моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки B :

$$\sum M_B^{(2)} = -F_{R12}^\tau h_{F^\tau R12} + F_{G2} h_{FG2} + F_{ун2}' h_{F'ун2} = 0. \quad (4.9)$$

Откуда находим значение F_{R12}^τ :

$$F_{R12}^\tau = \frac{F_{G2} h_{FG2} + F_{ун2}' h_{F'ун2}}{h_{F^\tau R12}}, \text{ Н.}$$

Составляем сумму моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно той же точки B :

$$\sum M_B^{(3)} = -F_{R43}^\tau h_{F^\tau R43} - F_{G3} h_{FG3} + F_{ун3}' h_{F'ун3} = 0. \quad (4.10)$$

Откуда находим значение F_{R43}^τ :

$$F_{R43}^\tau = \pm \left(\frac{-F_{G3} h_{FG3} + F_{ун3}' h_{F'ун3}}{h_{F^\tau R43}} \right), \text{ Н.}$$

Если в результате расчета получим $F_{R43}^\tau < 0$, то надо сразу исправить направление этой реакции.

Теперь в третьем действии можно составить векторное уравнение плана сил. Сначала попытаемся составить векторное уравнение всех сил, действующих на звено 2. Будем иметь три неизвестных параметра реакции (F_{R12}^n , \bar{F}_{R32}). Напомним, что вектор F_{R12}^n содержит один неизвестный параметр (модуль), а направление нам известно – параллельно AB . Вектор \bar{F}_{R32} неизвестен по направлению и по модулю, т.е. содержит два неизвестных параметра.

Каждое векторное уравнение на плоскости может быть расписано на два алгебраических уравнения по проекциям сил на оси координат. Получим систему двух уравнений с двумя неизвестными. Следовательно, из одного векторного уравнения на плоскости можно найти только два неизвестных параметра реакций, а в нашей первой попытке мы имеем три неизвестных параметра. При этой попытке задача не решается.

Второй раз попытаемся составить векторное уравнение всех сил, действующих на звено 3. В этом случае мы также получим три неизвестных параметра реакции (F_{R43}^n, \bar{F}_{R23}). При второй попытке задача также не решается.

В третьей попытке составим векторное уравнение всех сил, действующих на всю группу Ассур. В этом случае реакция в шарнире B является внутренней и не учитывается, так как:

$$\bar{F}_{R23} + \bar{F}_{R32} = 0. \quad (4.11)$$

Остается два неизвестных параметра реакции (F_{R12}^n, F_{R43}^n). Задача при третьей попытке решается. Графическое решение полученного векторного уравнения называется планом сил.

Строим план сил для всей группы Ассур (рисунок 4.2).

Для возможности построения плана сил неизвестные векторы F_{R12}^n и F_{R43}^n должны быть записаны рядом. Остальные известные силы могут располагаться как угодно, но наиболее оптимальный порядок записи сил будет следующим. Сначала записываем силу F_{R12}^τ , найденную в первом пункте. Потом записываем все заданные силы, действующие на звено 2. Далее записываем все задаваемые силы, действующие на звено 3. Потом записываем найденную во втором пункте силу F_{R43}^τ . Далее записываем неизвестные силы F_{R43}^n и F_{R12}^n . Силы F_{R12}^n и F_{R12}^τ окажутся рядом, что облегчает построение плана сил. Кроме того, при таком порядке записи сил значительно облегчается задача нахождения реакции в шарнире B .

Таким образом, векторное уравнение для всей группы Ассур запишется в виде:

$$\sum F_i^{(2,3)} = \bar{F}_{R12}^\tau + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{un2}' + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{un3}' + \bar{F}_{R43}^\tau + \bar{F}_{R43}^n + \bar{F}_{R12}^n = 0. \quad (4.12)$$

Откуда найдем значения сил F_{R43}^n и F_{R12}^n после построения плана сил.

Масштаб плана сил назначается в зависимости от площади оставленного места на листе. В курсовых проектах можно рекомендовать масштаб:

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{\bar{F}_{\max}} = \frac{F_{\max}}{150}, \quad \frac{H}{\text{мм}}. \quad (4.13)$$

Этот масштаб надо округлить и определить чертежные силы.

$$\bar{F}_{R12}^\tau = \frac{F_{R12}^\tau}{\mu_F};$$

$$\bar{F}_{G2} = \frac{F_{G2}}{\mu_F}, \text{ и т.д.}$$

При этом наибольшая из известных сил $\bar{F}_{\max} \approx 150 \text{ мм}$.

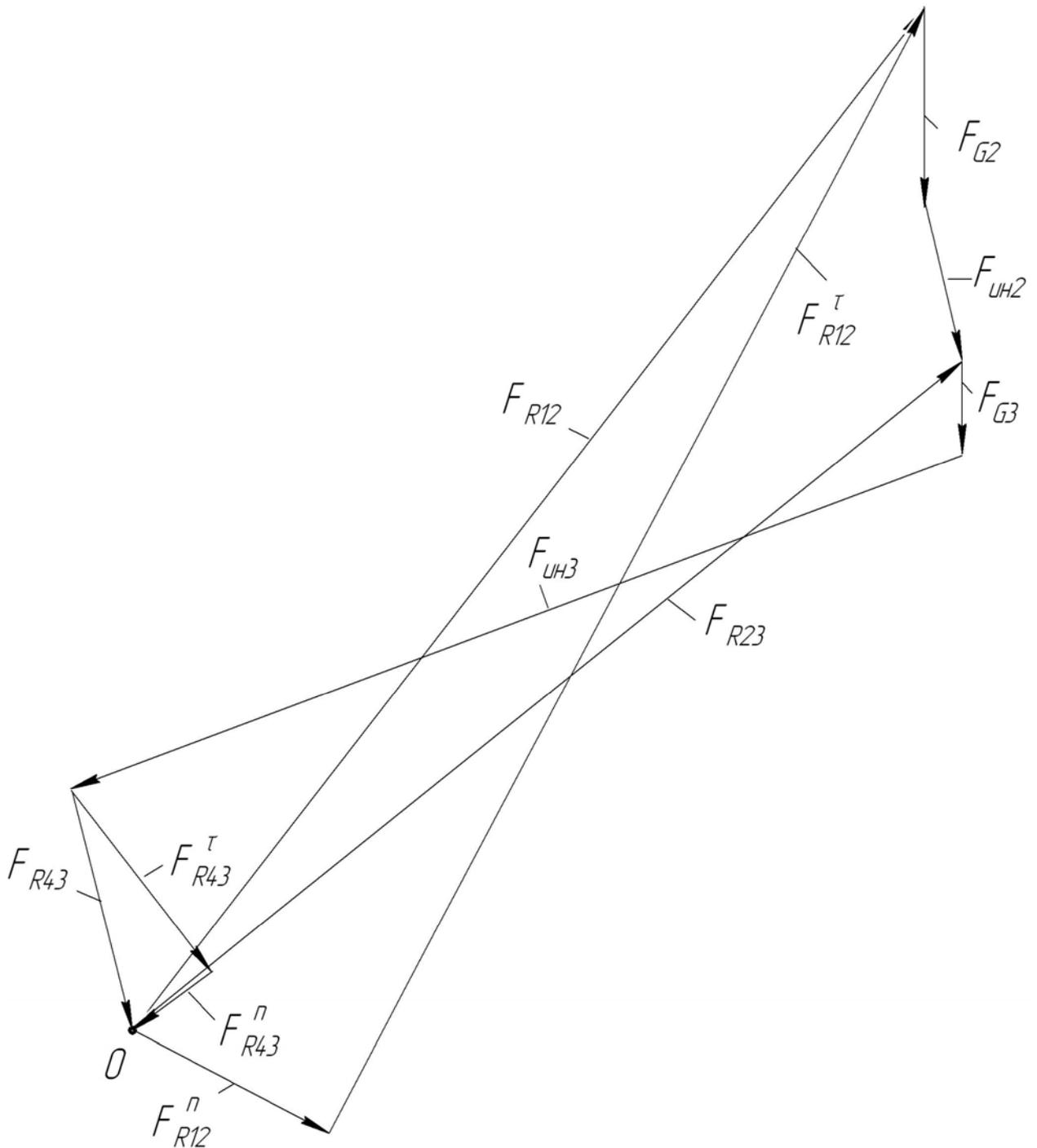


Рисунок 4.2 – План сил, действующих на группу Ассур второго класса первого вида

Рисуем все задаваемые и найденные силы. Затем из конца силы F_{R43}^τ проводим линию действия силы F_{R43}^n , из начала вектора силы F_{R12}^τ проводим линию действия силы F_{R12}^n . Сумма всех сил равна нулю, поэтому точка пересечения двух линий действия определит на плане сил полюс построения - O , а также величину и направление всех неизвестных сил. Сразу же можно найти полные реакции в шарнирах A и C :

$$\bar{F}_{R12} = \bar{F}_{R12}^n + \bar{F}_{R12}^\tau;$$

$$\bar{F}_{R43} = \bar{F}_{R43}^\tau + \bar{F}_{R43}^n.$$

Умножением на масштаб μ_F можно найти модули этих реакций:

$$F_{R12} = \bar{F}_{R12} \mu_F, \text{ Н};$$

$$F_{R43} = \bar{F}_{R43} \mu_F, \text{ Н}.$$

Эти реакции нужны для прочностного расчета шарниров.

Определяем реакцию в промежуточном шарнире B .

Реакцию в шарнире B можно найти методом РОЗУ (Разрезаем, Отбрасываем, Заменяем, Уравновешиваем). Изложим суть метода РОЗУ.

Р – разрезаем группу Ассур в шарнире «В».

О – отбрасываем второе звено.

З – заменяем действие отброшенного второго звена на третье реакцией \bar{F}_{23} .

У – уравновешиваем оставшееся звено 3.

Таким образом, векторное уравнение для нахождения реакции в промежуточном шарнире запишется:

$$\sum F_i^{(3)} = \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{ин3} + F_{R43}^\tau + \bar{F}_{R43}^n + \bar{F}_{R23} = 0. \quad (4.14)$$

Откуда реакцию \bar{F}_{R23} по направлению и по модулю.

Реакцию \bar{F}_{R23} можно было бы определить построением другого плана сил по векторному уравнению (4.14). Но при оптимальной записи сил в уравнении (4.12) для нахождения \bar{F}_{R23} достаточно на первом плане соединить конец вектора \bar{F}_{R43} с началом вектора F_{G3} . Дополнительный план сил не нужен.

Из плана сил находим:

$$F_{R23} = \bar{F}_{R23} \mu_F, \text{ Н.}$$

4.3.1.2 Анализ группы Ассур второго вида

Действие звена 1 на звено 2 заменяем силой реакции - F_{R12} (известна точка приложения). Действие звена 0 на звено 3 заменяем силой реакции F_{R03} (известна линия действия - перпендикулярно движению ползуна).

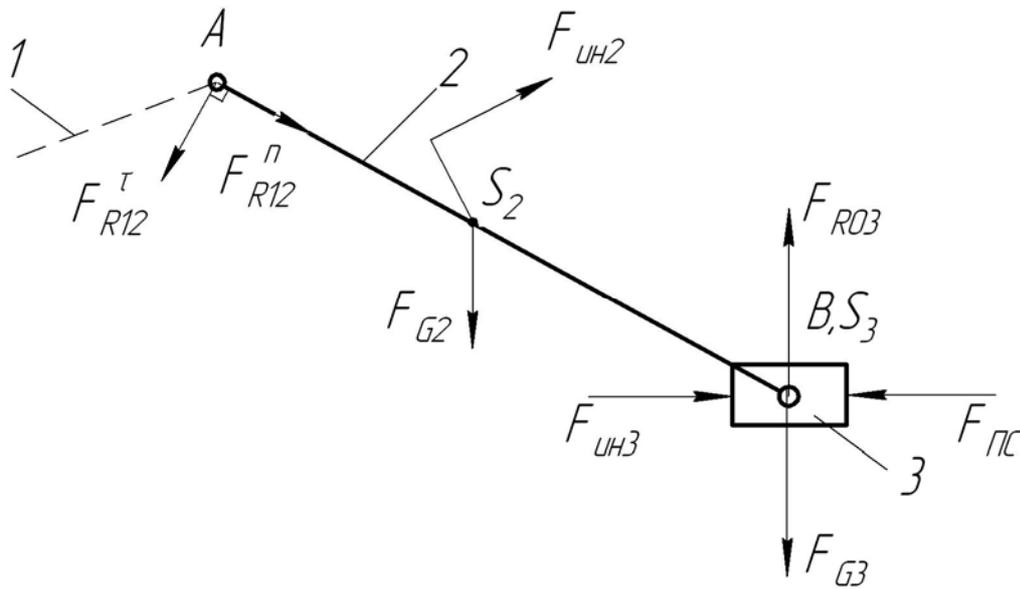


Рисунок 4.3 – Силы, действующие на группу Ассур второго класса второго вида

Векторное уравнение сил:

$$\bar{F}_{R12} + \bar{F}_{UH2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{UH3} + \bar{F}_{PI3} + \bar{F}_{R03} + \bar{F}_{G3} = 0; \quad (4.15)$$

$$\bar{F}_{R12} = \bar{F}_{R12}^n + \bar{F}_{R12}^{\tau}.$$

Из уравнения моментов, составленного для звена 2 относительно точки B , находим:

$$\sum M_B^{(2)} = F_{R12}^{\tau} h_{F_{R12}^{\tau}} - F_{UH2} h_{F_{UH2}} + F_{G2} h_{F_{G2}} = 0; \quad (4.16)$$

$$F_{R12}^{\tau} = \pm \left(\frac{F_{UH2} h_{F_{UH2}} - F_{G2} h_{F_{G2}}}{h_{F_{R12}^{\tau}}} \right), \text{ Н.}$$

Векторное уравнение (4.15) примет вид:

$$\overline{F}_{R12}^n + \overline{F}_{R12}^\tau + \overline{F}_{\text{ш}2} + \overline{F}_{G2} + \overline{F}_{\text{ш}3} + \overline{F}_{G3} + \overline{F}_{\text{ПС}} + \overline{F}_{R03} = 0. \quad (4.17)$$

Неизвестные силы реакций F_{R12}^n , F_{R12} , F_{R03} находим из плана сил (графическое решение векторного уравнения (4.17)), построенного в масштабе μ_F (рисунок 4.4)).

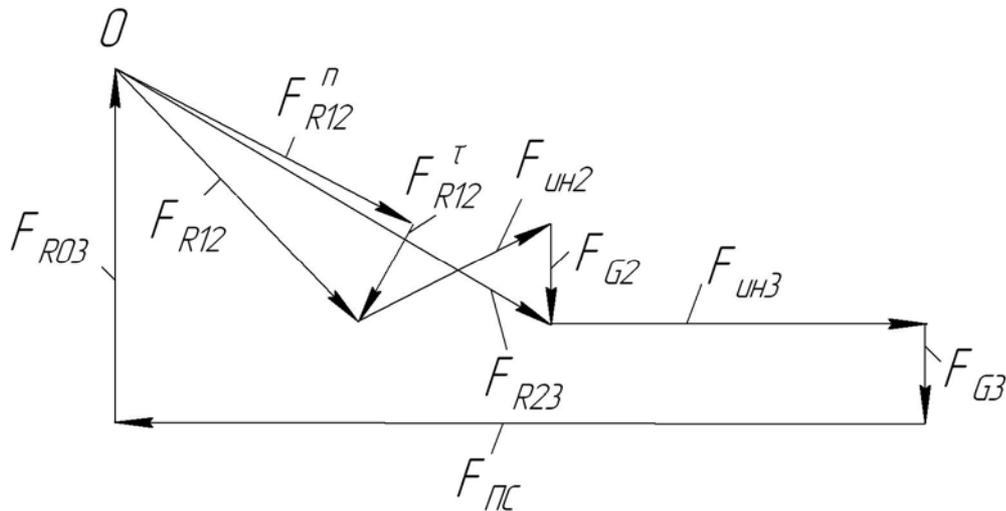


Рисунок 4.4 – План сил, действующих на группу Ассур второго класса второго вида

$$F_{R12}^n = \overline{F}_{R12}^n \mu_F, H;$$

$$F_{R12} = \overline{F}_{R12} \mu_F, H;$$

$$F_{R03} = \overline{F}_{R03} \mu_F, H;$$

$$F_{R32} = \overline{F}_{R32} \mu_F, H;$$

$$\overline{F}_{R32} = -\overline{F}_{R23}.$$

4.3.1.3 Анализ группы Ассур третьего вида

На звенья 2 и 3 (ползун, кулиса) группы третьего вида действуют внешние силы F_{G2} , $F_{\text{ш}2}$, F_{G3} , $F_{\text{ш}3}$ (рисунок 4.5).

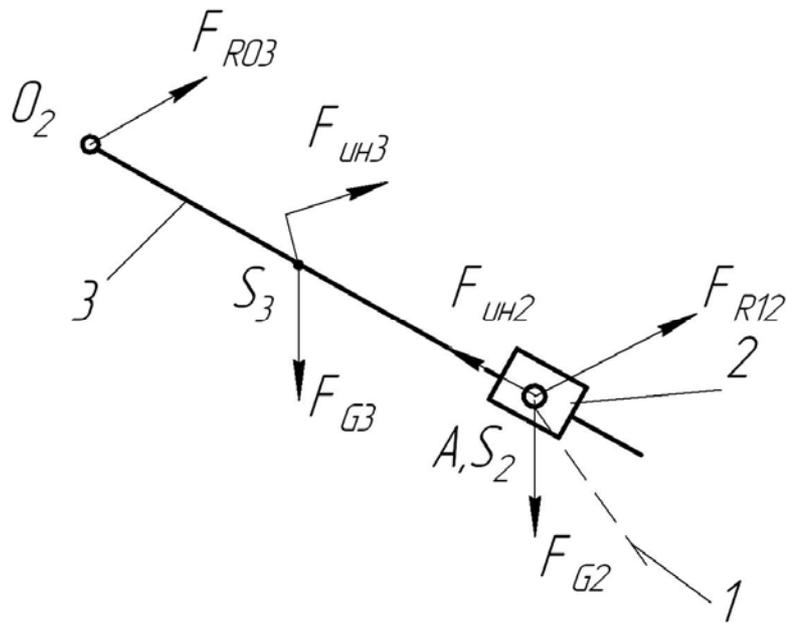


Рисунок 4.5 – Силы, действующие на группу Ассура второго класса третьего вида

В этом случае рассматриваем каждое звено в отдельности.
Векторное уравнение сил, действующих на звено 3 (рисунок 4.6):

$$\bar{F}_{R23} + \bar{F}_{UH3} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{R03} = 0. \quad (4.18)$$

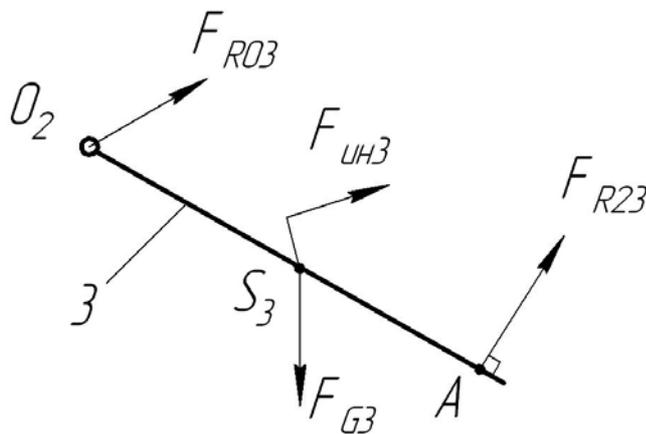


Рисунок 4.6 – Силы, действующие на звено 3

Сила реакции F_{R23} известна по линии действия – перпендикулярно звену 3. Направление и величину ее находим из уравнения моментов:

$$\sum M_{O_2}^{(3)} = F_{R23} h_{F_{R23}} - F_{G3} h_{F_{G3}} + F_{UH3} h_{F_{UH3}} = 0; \quad (4.19)$$

$$F_{R23} = \pm \left(\frac{F_{G3} h_{F_{G3}} - F_{UH3} h_{F_{UH3}}}{h_{F_{R23}}} \right), \text{ Н.}$$

В масштабе μ_F строим план сил (рисунок 4.7), откуда находим:

$$F_{R03} = \bar{F}_{R03} \mu_F, \text{ Н.}$$

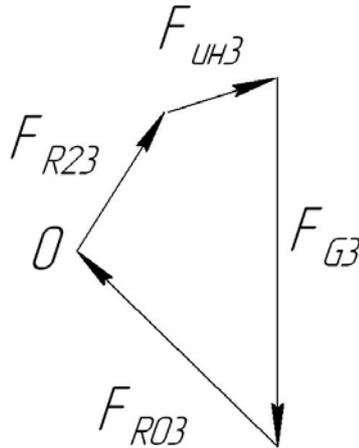


Рисунок 4.7 – План сил, действующих на звено 3

Векторное уравнение сил действующих на звено 2 (рисунок 4.8):

$$\bar{F}_{R32} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{UH2} + \bar{F}_{R12} = 0, \quad (4.20)$$

где F_{R32} - сила реакции со стороны звена 3 на звено 2 ($\bar{F}_{R32} = -\bar{F}_{R23}$);
 F_{R12} - сила реакции со стороны звена 1 на звено 2.

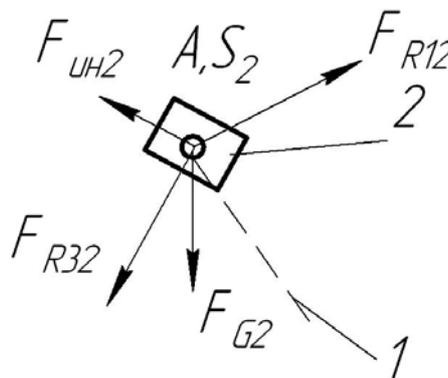


Рисунок 4.8 – Силы, действующие на звено 2

В масштабе μ_F строим план сил (рисунок 4.9), откуда находим:

$$F_{R12} = \overline{F}_{R12} \mu_F, \text{ Н.}$$

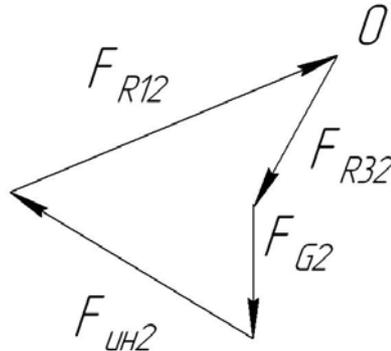


Рисунок 4.9 – План сил, действующих на звено 2

Аналогично рассматриваются структурные группы 4 и 5 вида.

Мы рассмотрели методику силового анализа групп Ассур второго класса общего вида. Но очень часто встречаются упрощенные группы, которые имеют особенности силового анализа.

4.3.2 Силовой анализ упрощенных групп Ассур второго класса

4.3.2.1 Анализ упрощенной группы Ассур первого вида

В группе Ассур второго класса первого общего вида звенья AB и BC могут быть искривлены (рисунок 4.1). Но мы можем мысленно соединить эти точки прямыми линиями, и тогда силовой анализ упрощенной группы Ассур первого вида не будет отличаться от силового анализа группы общего первого вида.

4.3.2.2 Анализ упрощенной группы Ассур второго вида

Эта группа приведена на рисунке 4.10. При этом, для простоты изложения материала, задаваемые силы не приведены (хотя они имеются).

По сравнению с группой общего вида упрощение состоит в следующем: точка B попадает в центр ползуна. Это означает, что если все силы, кроме F_{R03} , проходят через точку B , то сила F_{R03} тоже проходит через точку B , т.е. плечо $h_{F03} = 0$. При этом будет использовано одно из шести независимых

уравнений статики. Остается пять уравнений и пять неизвестных параметров реакций (\bar{F}_{R12} , \bar{F}_{R23} , F_{R03}).

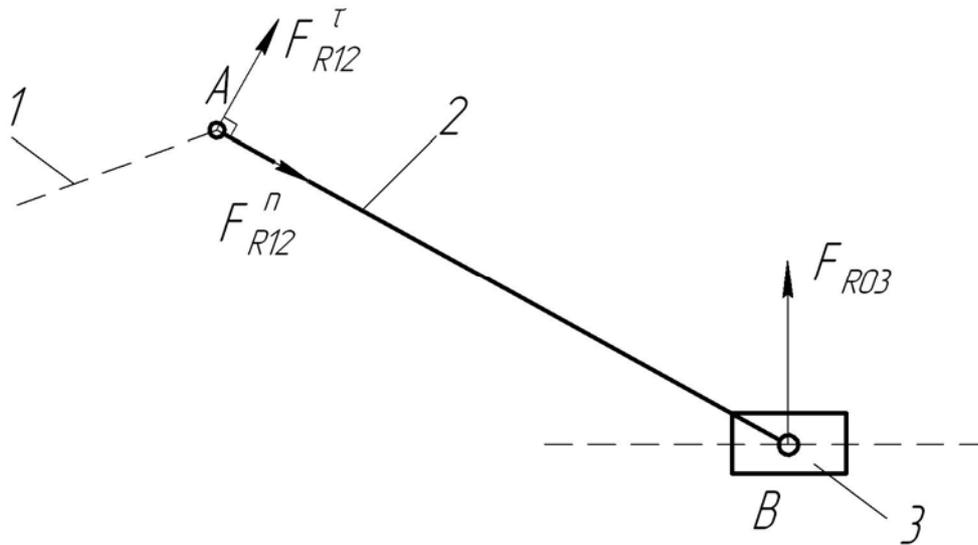


Рисунок 4.10 – Силы, действующие на упрощенную группу Ассура второго класса второго вида

Напомним, что F_{R03} имеет только один неизвестный параметр (модуль). Направление этой силы перпендикулярно движению ползуна (если не учитывать силу трения).

В первом действии составляем сумму моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно шарнира B и определяем реакцию F_{R12}^tau :

$$\sum M_B^{(2)}(F_i) = \dots = 0. \quad (4.21)$$

Откуда найдем реакцию F_{R12}^tau .

Во втором действии записываем векторное уравнение для сил, действующих на всю группу Ассура, и определяем реакции F_{R03} и F_{R12}^n :

$$\sum \bar{F}_i^{(2,3)} = \dots = 0. \quad (4.22)$$

Напомним, что уравнение (4.22) не содержит реакции F_{R23} , так как эта реакция для всей группы Ассура является внутренней.

Откуда из плана сил построением находим реакции F_{R03} и F_{R12}^n .

В третьем действии для определения реакции в шарнире B применяем метод вышеописанный метод РОЗУ. Находим векторную сумму всех сил, действующих на третье звено:

$$\sum \bar{F}_i^{(3)} = \dots = 0. \quad (4.23)$$

Откуда из достроенного плана сил находим реакцию \bar{F}_{R23} .

Реакция F_{R23} определяется сразу по модулю и по направлению.

Напомним, что уравнение (4.22) должно быть записано в оптимальном порядке. При оптимальной записи сил для нахождения \bar{F}_{R23} остается на первом плане сил провести всего одну прямую. Отпадает необходимость построения второго плана сил по уравнению (4.23).

4.3.2.3 Анализ упрощенной группы Ассурра третьего вида

Упрощение по сравнению с группой третьего общего вида состоит в том, что звено 3 является невесомым и звено 2 не искривлено (рисунок 4.11).

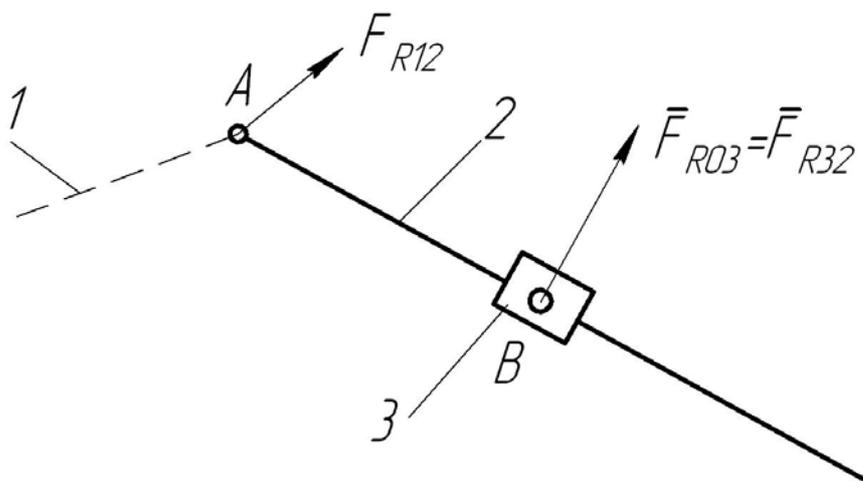


Рисунок 4.11 – Силы, действующие на упрощенную группу Ассурра второго класса третьего вида

В первом действии начнем с рассмотрения равновесия невесомого звена 3. Для этого звена сила тяжести и главный вектор сил инерции равны нулю. Если нет других задаваемых сил, действующих на звено 3, то можно записать

$$\sum \bar{F}_i^{(3)} = \bar{F}_{R03} + \bar{F}_{R23} = 0.$$

или

$$\bar{F}_{R03} = -\bar{F}_{R23}.$$

Поменяем знак перед реакцией F_{R23} .

$$\bar{F}_{R03} = \bar{F}_{R32}.$$

Остается рассмотреть равновесие одного звена 2. Имеем три независимых уравнения статики и три неизвестных параметра реакций (\bar{F}_{R12} , F_{R32}). Напомним, что реакция F_{R32} перпендикулярна звену 2. Поэтому эта реакция имеет только один неизвестный параметр – модуль.

Задача решается в два действия. Сначала составляем сумму моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно точки A и находим реакцию F_{R32} .

$$\sum M_A^{(2)}(F_i) = \dots = 0. \quad (4.24)$$

Откуда находим реакцию $\bar{F}_{R32} = \bar{F}_{R03}$.

Во втором действии записываем векторное уравнение плана сил для звена 2 и находим реакцию \bar{F}_{R12} (сразу по модулю и по направлению):

$$\sum \bar{F}_i^{(2)} = \dots = 0. \quad (4.25)$$

Откуда находим реакцию \bar{F}_{R12} .

На этом заканчивается силовой анализ упрощенной группы Ассур второго класса третьего вида, так как найдены все неизвестные параметры реакций.

4.3.2.4 Анализ упрощенной группы Ассур четвертого вида

Упрощение состоит в том, что направляющие ползунков проходят через центральный шарнир C и звено 4 невесомо (рисунок 4.12).

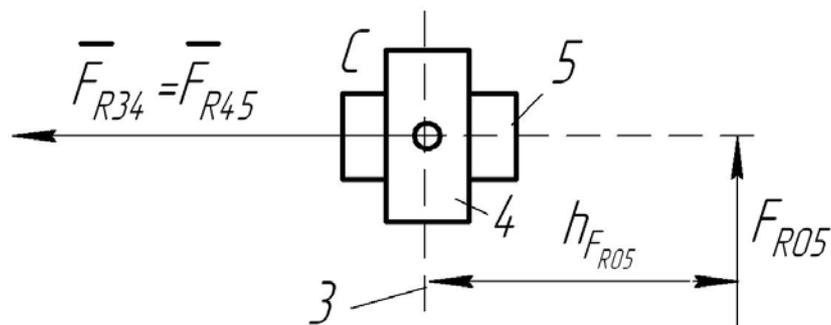


Рисунок 4.12 – Силы, действующие на упрощенную группу Ассур второго класса четвертого вида

Начнем с рассмотрения равновесия невесомого звена 4. Для него можно записать:

$$\sum \bar{F}_i^{(4)} = \bar{F}_{R34} + \bar{F}_{R54} = 0$$

или

$$\bar{F}_{R34} = -\bar{F}_{R54}.$$

Поменяем знак перед F_{R54} :

$$\bar{F}_{R34} = \bar{F}_{R45}.$$

Рассмотрим равновесие оставшегося звена 5. Имеем три независимых уравнения статики и три неизвестных параметра реакций (F_{R45} , F_{R05} , $h_{F_{R05}}$). Здесь направления реакций F_{R45} и F_{R05} известны. Они перпендикулярны направляющим.

В первом действии составляем векторное уравнение плана сил для звена 5 и, построив план сил, определяем реакции F_{R45} и F_{R05} .

$$\sum \bar{F}_i^{(5)} = \dots = 0. \quad (4.26)$$

Откуда находим реакции F_{R45} и F_{R05} после построения плана сил.

Во втором действии для нахождения плеча $h_{F_{R05}}$ составляем сумму моментов всех сил относительно точки C . Если все задаваемые силы проходят через точку C , то это плечо равно нулю. Уравнение равновесия для второго действия можно записать в виде:

$$\sum M_C^{(5)}(F_i) = \dots = 0. \quad (4.27)$$

Откуда находим плечо силы F_{R05} относительно точки C ($h_{F_{R05}}$).

4.3.2.5 Анализ упрощенной группы Ассуря пятого вида

Эта группа Ассуря имеет два упрощения: точка B попадает на направляющую ползуна 4 и звено 4 невесомо (рисунок 4.13).

Порядок силового анализа группы Ассуря пятого вида будет точно таким же, что и для группы Ассуря четвертого вида. Разница состоит только в том, что план сил для пятого вида представляет прямоугольник.

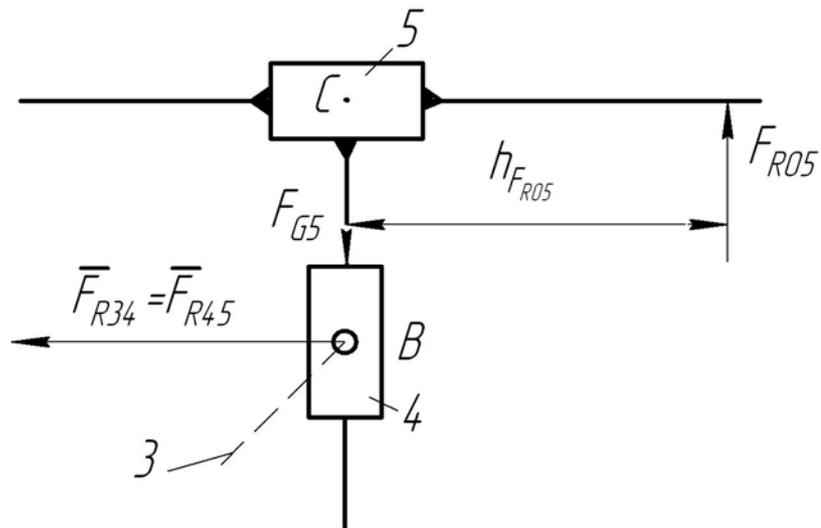


Рисунок 4.13 – Силы, действующие на упрощенную группу Ассур второго класса пятого вида

4.4 Определение необходимой уравновешивающей силы

4.4.1 Кинетостатика ведущего звена

Из механизма выделим ведущее звено 1 (рисунок 4.14).

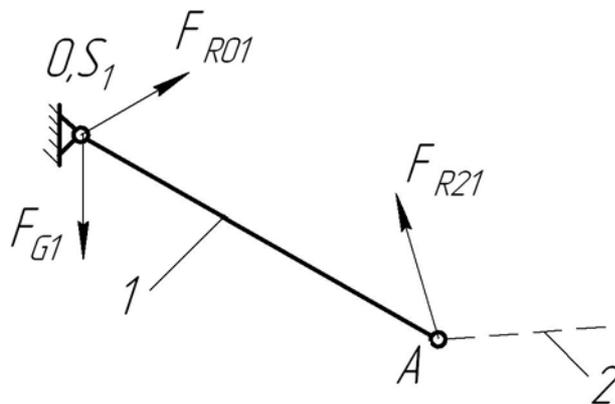


Рисунок 4.14 – Силы, действующие на ведущее звено

Векторное уравнение сил, действующих на звено 1:

$$\bar{F}_{R21} + \bar{F}_{G1} + \bar{F}_{R01} = 0, \quad (4.28)$$

где F_{R21} - сила реакции со стороны звена 2 на звено 1 ($\bar{F}_{R21} = -\bar{F}_{R12}$);

F_{R01} - сила реакции со стороны звена 0 на звено 1.

Находится F_{R01} из плана сил (рисунок 4.15):

$$F_{R01} = \overline{F}_{R01} \mu_F, H.$$

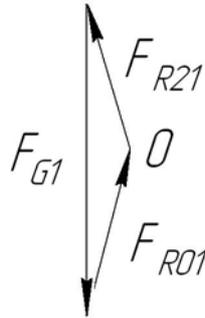


Рисунок 4.15 – План сил, действующих на ведущее звено

Степень подвижности ведущего звена:

$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

Таким образом, механизм первого класса не уравновешен.

Для уравновешивания прикладываем к концу ведущего звена уравновешивающую силу $F_{уп}$, направленную перпендикулярно звену в произвольном направлении (рисунок 4.16). Уравновешивающая (движущая) сила это сила, которую нужно приложить к ведущему звену, для преодоления всех сил сопротивления движению.

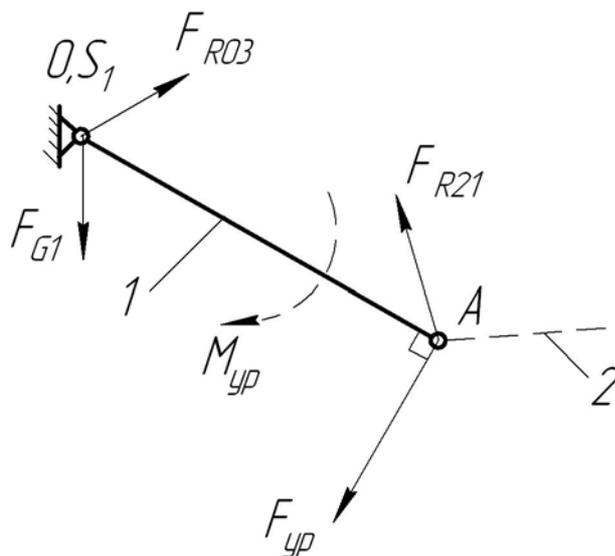


Рисунок 4.16 – Уравновешивание ведущего звена

Составляем сумму моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно шарнира O и определяем уравновешивающую силу F_{yp} :

$$\sum M_O^{(1)} = -F_{yp} h_{F_{yp}} + F_{R21} h_{FR21} = 0; \quad (4.29)$$

$$F_{yp} = \left(\frac{F_{R21} h_{FR21}}{h_{F_{yp}}} \right), H.$$

Уравновешивающий момент (необходимый движущий момент) (Н·м):

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_{0_1A}, \quad (4.30)$$

где F_{yp} - уравновешивающая сила, Н;

l_{0_1A} - длина первого звена, м.

4.4.2. Определение уравновешивающей силы методом Жуковского

Метод Н.Е. Жуковского основан на принципе возможных перемещений. Сумма работ сил, приложенных к какому-либо звену на возможном перемещении равно нулю.

$$\sum_{i=1}^n dA_i = 0 \quad (4.31)$$

Элементарная работа произвольной силы:

$$dA_i = F_i dS_i \cos \alpha_i,$$

где α_i - угол между направлением действия силы и направлением движения ее точки приложения.

Так как в механизмах возможные перемещения являются действительными, то удобнее перейти от уравнения работ к уравнению мощности:

$$P_i = \frac{dA_i}{dt} = F_i \frac{dS_i}{dt} \cos \alpha_i = F_i V_i \cos \alpha_i. \quad (4.32)$$

Пусть на звено AB в произвольной точке i действует произвольная сила F_i (рисунок 4.17) Известны скорости точек A и B (V_A и V_B). Найдем мгновенный центр относительного вращения – P как точку пересечения перпендикуляров к V_A и V_B . Угловая скорость вращения звена:

$$\omega = \frac{V_A}{PA} = \frac{V_B}{PB}, \frac{1}{c}.$$

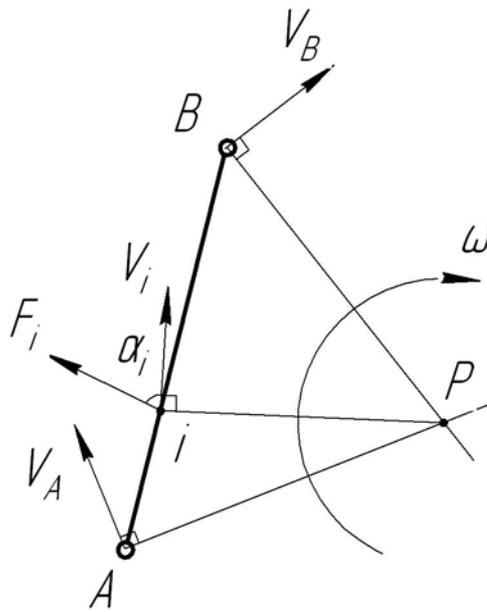


Рисунок 4.17 – Скорости точек звена

Соединим точку i с точкой P . Скорость точки i ($V_i = \omega \cdot \overline{Pi}$) будет направлена перпендикулярно Pi в стороны вращения. Угол между F_i и направлением скорости V_i будет равен α_i .

Построим план скоростей V_A, V_B, V_i в масштабе μ_v и повернем его на 90° в любую сторону вокруг полюса P_v (рисунок 4.18).

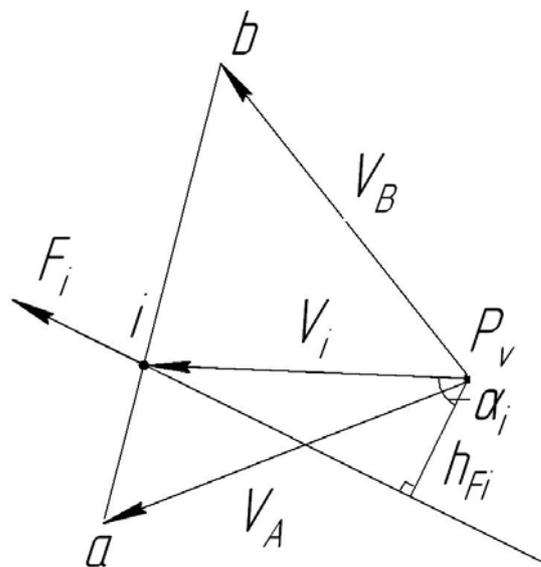


Рисунок 4.18 – Повернутый план скоростей

В точке i приложим силу F_i без изменения ее направления и отпустим на линию действия этой силы перпендикуляр из полюса P_V , который будет являться плечом действия силы F_i относительно полюса (h_{Fi}). Угол между \vec{V}_i и h_{Fi} равен α_i . Причем:

$$h_{Fi} = V_i \cos \alpha_i. \quad (4.33)$$

Подставляя (4.33) в уравнение мощности (4.32) имеем:

$$P_i = F_i h_{Fi}. \quad (4.34)$$

Если на звенья механизма действуют несколько сил, включая уравновешивающую силу, то мощность каждой силы можно определить как произведение этой силы на плечо относительно полюса повернутого плана скоростей.

Уравнение равновесия сил на повернутом плане скоростей:

$$\sum_{i=1}^n F_i h_{Fi} + F_{yp} h_{Fyp} = 0, \quad (4.35)$$

где h_{Fyp} - ее плечо относительно полюса P_V .

Из (4.35) находим:

$$F_{yp} = \pm \left(\frac{\sum F_i h_{Fi}}{h_{Fyp}} \right), H. \quad (4.36)$$

Повернутый на 90° план скоростей с приложенными к нему силами без изменения их направления, называется вспомогательным рычагом Н.Е.Жуковского и рассматривается как жесткий рычаг, вращающийся вокруг полюса.

Можно использовать обычный план скорости, но в этом случае повернуть все силы в любую, но одну и ту же сторону, на 90° .

5 Основы работы в системе Компас

В данном разделе описаны основы работы в системе Компас-3D V8 Plus, а также некоторые указания по их использованию при выполнении графической части курсового проекта (работы). Может использоваться другая версия Компас (желательно не ниже шестой).

Интерфейс Компас схож с другими распространенными программами, например с Microsoft Word, поэтому основные приемы работы в Компас являются аналогичными.

5.1 Создание и сохранение документа

После загрузки программы необходимо создать электронный документ, в котором будет проводиться планируемая работа. Для этого в меню **Файл** необходимо выбрать команду **Создать** (рисунок 5.1). Появится окно, в котором будет предложено выбрать тип создаваемого документа. При выполнении работ по теории механизмов и машин нам понадобятся либо **Чертеж**, либо **Фрагмент**. Выбираем документ и нажимаем **ОК**.

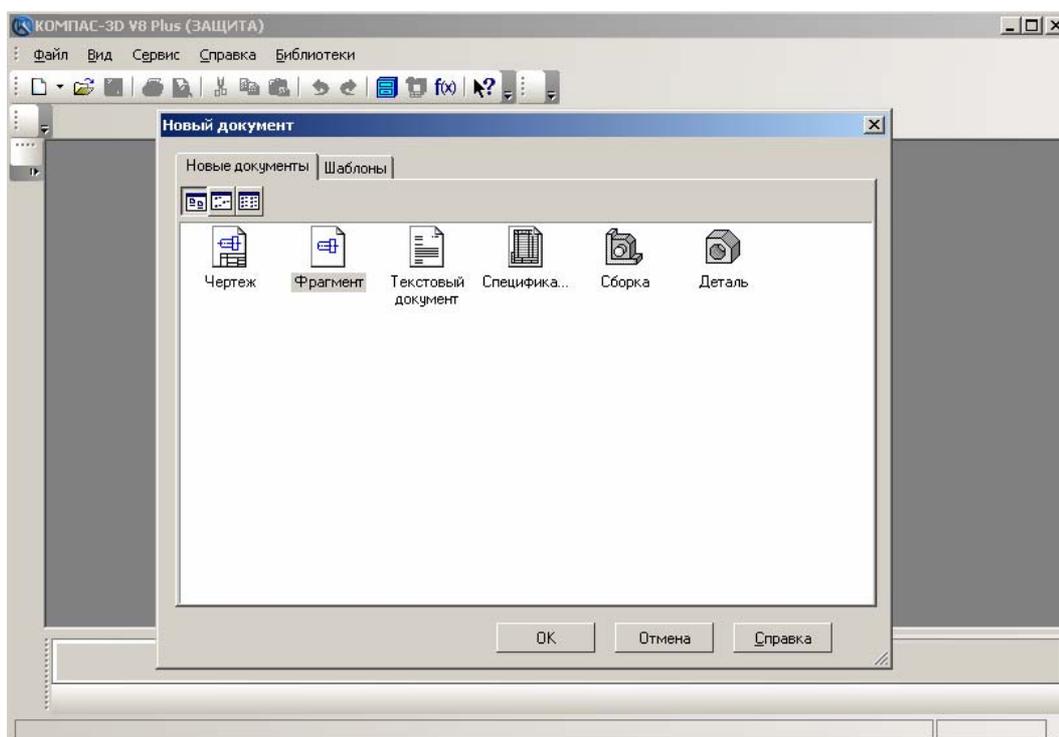


Рисунок 5.1 - Создание нового документа

Если выбран чертеж, то появится лист формата А4 с рамкой (рисунок 5.2а). Если был выбран фрагмент чертежа, то появится безграничная область чертежа (рисунок 5.2б). Фрагмент чертежа можно вставить в чертеж.

При необходимости работы с ранее сохраненным документом выбираем в меню **Файл** команду **Открыть** и указываем путь до нужного файла.

Если необходим другой стандартный формат чертежа или другая ориентация листа чертежа, их можно установить следующим образом. Щелкаем правой кнопкой мыши на поле чертежа, появляется окно, в котором необходимо выбрать команду **Параметры текущего чертежа**. В появившемся окне **Параметры** выбираем вкладку **Текущий чертеж**. В меню **Параметры первого листа** активируем пункт **Формат** (рисунок 5.3), что позволяет нам изменить формат листа и его ориентацию.

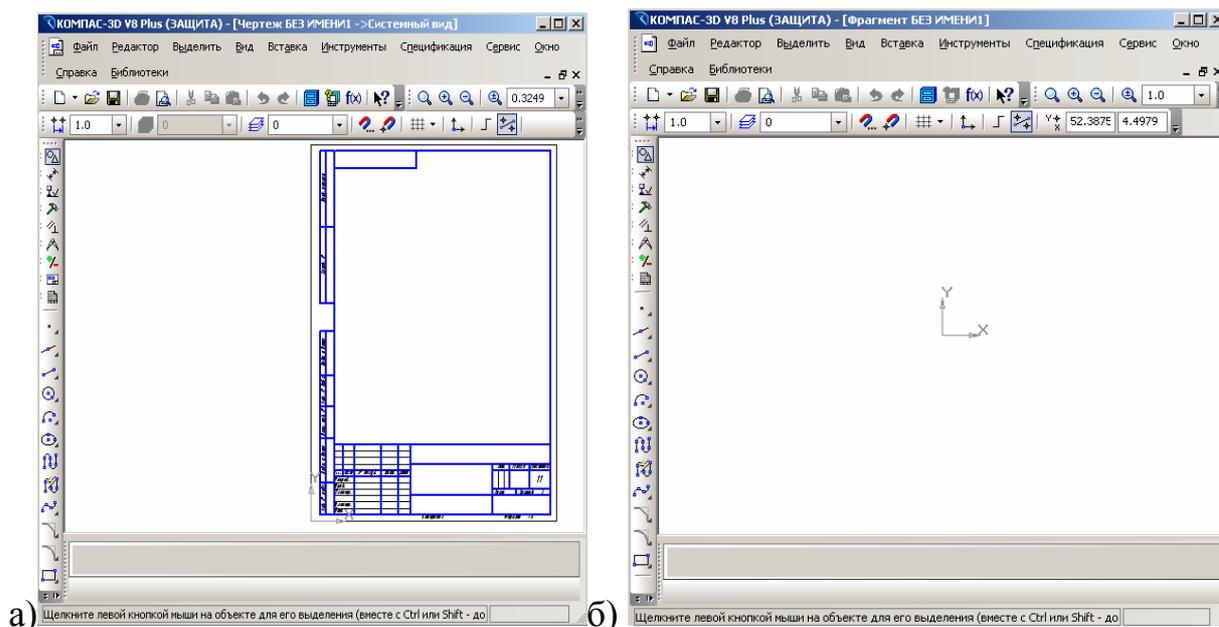


Рисунок 5.2 - Вид документа: а – чертеж, б – фрагмент чертежа

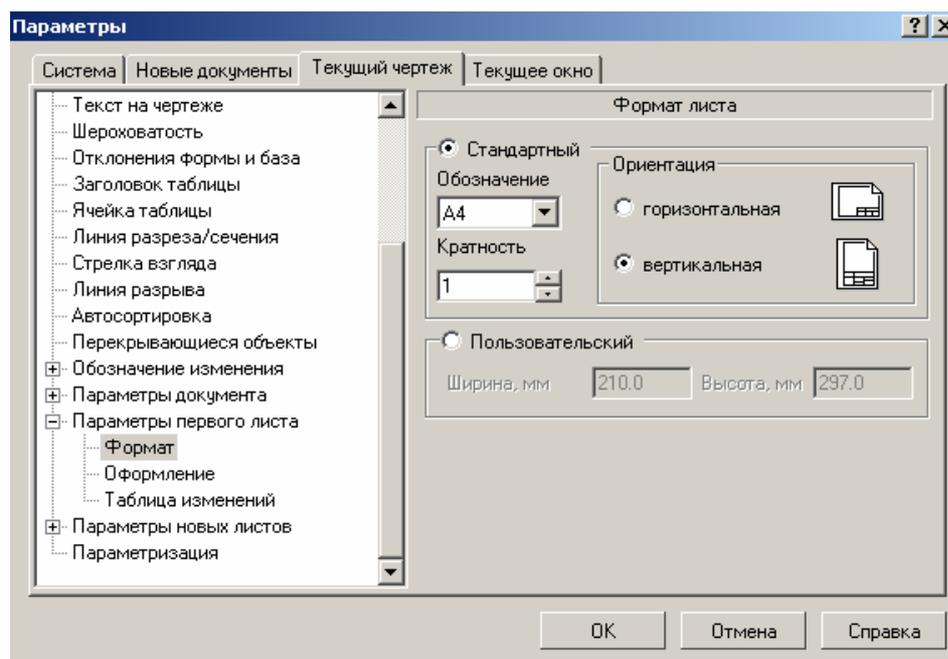


Рисунок 5.3 - Корректировка формата и ориентации листа чертежа

Так как при выполнении курсового проекта (работы) по теории механизмов и машин используются листы формата А1, то можно установить данный формат для всех создаваемых листов (меню **Параметры новых листов**).

Для того чтобы сохранить документ под определенным именем необходимо выбрать в меню **Файл** команду **Сохранить как** и указать папку, в которую производится сохранение, имя файла, а также тип файла. Тип файла по умолчанию установлен как документ Компас, однако можно сохранить файл и как рисунок (например, BMP, JPEG), что позволит работать с ним в других программах.

5.2 Выполнение чертежа

При открытии чертежа в левой части экрана появляется панель с разделами **Геометрия**, **Размеры**, **Обозначения**, **Редактирование**, **Параметризация**, **Измерения**, **Выделение**, **Ассоциативные виды**, **Спецификация** (). Для входа в раздел необходимо навести курсор и кликнуть левой кнопкой мыши. Снизу появляется панель с перечнем команд (инструментальная панель).

Для выполнения геометрических построений выбираем раздел **Геометрия** (рисунок 5.4). В появившейся инструментальной панели необходимо выбрать команду. Если навести курсор на фигуру и удерживать левую кнопку, появляется комплекс команд (рисунок 5.4).

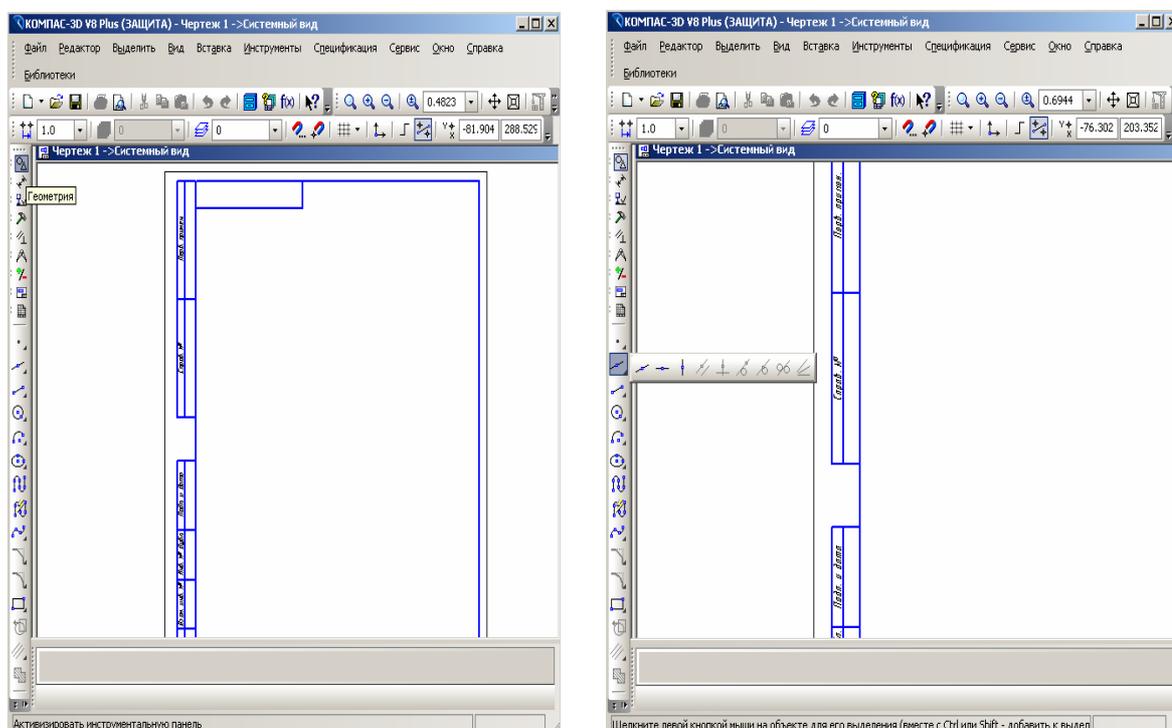


Рисунок 5.4 - Выбор раздела инструментов и команды

Для выбора команды также можно использовать меню **Инструменты** на верхней панели.

После активизации необходимой команды внизу появляется панель свойств, в которой указаны параметры построенного объекта (рисунок 5.5). Панель свойств может содержать различные элементы управления: поля для ввода или выбора числовых значений, группы переключателей, списки, панели и др. Чтобы получить информацию о назначении элементов, используйте **Объектную справку** .

Для работы с элементами управления используются общепринятые приемы - активизация переключателей, ввод значений в поля и ячейки таблиц, выбор значений из списков или с помощью счетчиков. После завершения построения необходимо нажать стрелочку ввода . Для отмены построения знак .

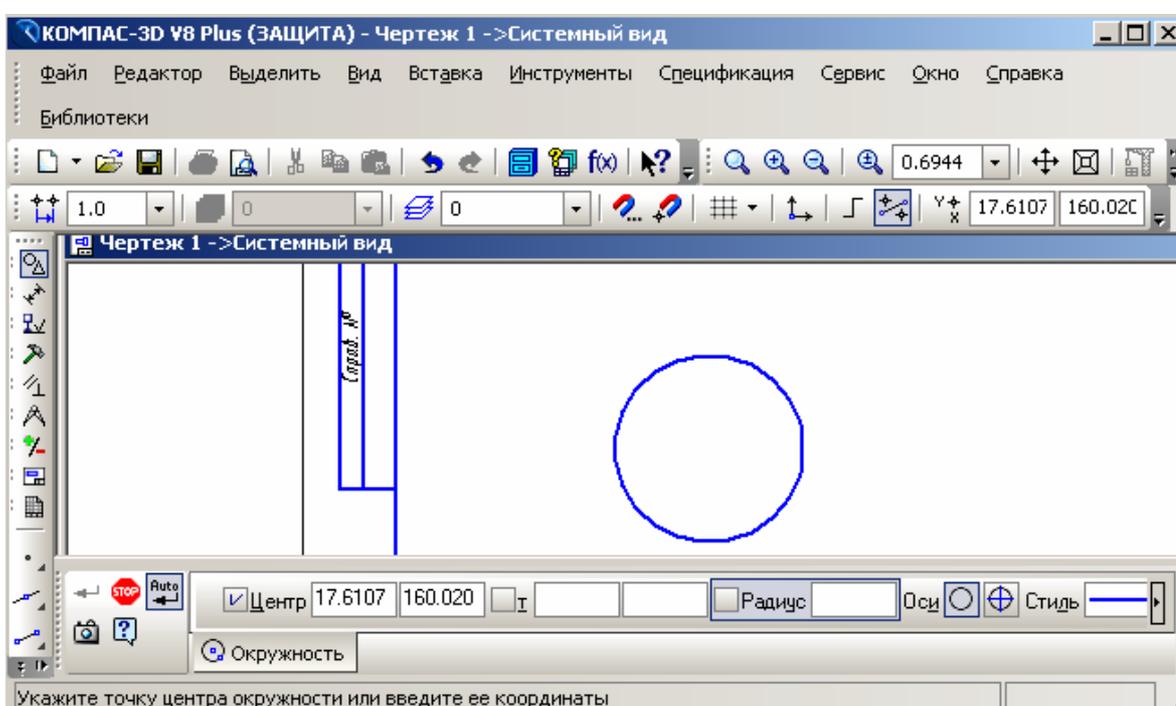


Рисунок 5.5 - Панель свойств

Рассмотрим наиболее часто используемые команды при выполнении графической части работы.

5.2.1 Инструментальная панель **Геометрия**

Команда **Точка**  позволяет построить произвольно расположенную точку. Системой предусмотрены следующие стили точек: вспомогательная точка, крест, звезда, круг, квадрат, треугольник, конверт, плюс тонкий, плюс основной. По умолчанию создаются точки со стилем **Вспомогательная**. Для

изменения текущего стиля точек воспользуйтесь списком **Стиль** на **Панели свойств**.

Команда **Точки по кривой**  позволяет построить нескольких точек, равномерно расположенных на какой-либо кривой.

Команда **Точки пересечений двух кривых**  позволяет построить точки в местах пересечений кривых. Укажите курсором кривую для поиска пересечений. Затем последовательно указывайте пересекающиеся с ней кривые. После указания каждой последующей кривой автоматически создаются точки в местах ее пересечения с первой кривой.

Также имеются команды **Все точки пересечения кривой**  и **Точка на заданном расстоянии** .

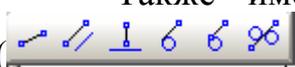
Команда **Вспомогательная прямая**  позволяет построить произвольно расположенную вспомогательную прямую. Вспомогательные прямые нужны для удобства построений и при выводе чертежа на печать будут не видны.

Команды **Горизонтальная прямая**  и **Вертикальная прямая**  позволяют строить горизонтальные и вертикальные вспомогательные прямые.

Имеется целый набор команд для построения вспомогательных прямых (): **Параллельная прямая**; **Перпендикулярная прямая**; **Касательная прямая через внешнюю точку**; **Касательная прямая через точку на кривой**; **Касательная к двум кривым**; **Биссектриса**.

Команды **Параллельная прямая** и **Перпендикулярная прямая** необходимо использовать при построении планов скоростей и плана ускорений.

Команда **Отрезок**  позволяет построить произвольно расположенный отрезок. Системой предусмотрены следующие стили линий: основная, тонкая, осевая, штриховая, утолщенная, пунктир двойной, осевая основная, штриховая, основная, вспомогательная, для линии обрыва. По умолчанию для линий (за исключением вспомогательных прямых) используется стиль **Основная**. Для изменения текущего стиля линии воспользуйтесь списком **Стиль** на **Панели свойств**.

Также имеется целый набор команд для построения отрезков (): **Параллельный отрезок**; **Перпендикулярный отрезок**; **Касательный отрезок через внешнюю точку**; **Касательный отрезок через точку на кривой**; **Отрезок, касательный к двум кривым**.

Используя команды на инструментальной панели можно построить окружность, эллипс, дугу, прямоугольник и т.д. Активизация необходимой команды производится аналогично.

Определенный интерес вызывает команда **Кривая Безье** . Данная команда может использоваться при построении кинематических диаграмм перемещения, скорости и ускорения. Для этого последовательно указывайте точки, через которые должна пройти кривая Безье.

Дважды кликнув левой кнопкой мыши на полученной кривой можно менять положение заданных точек, а также редактировать форму кривой с помощью изменения длины и положения отрезка касательной, проведенной в каждой точке (рисунок 5.6).

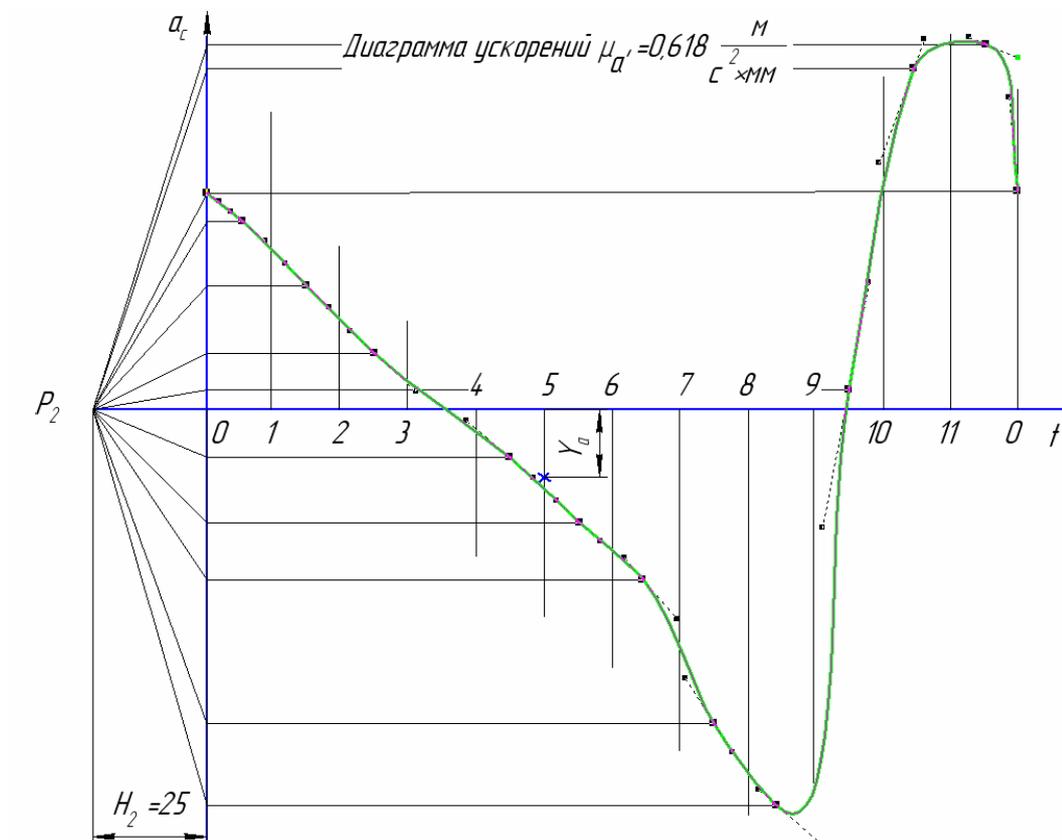


Рисунок 5.6 - Использование кривой Безье для построения диаграммы ускорений звена механизма

5.2.2 Инструментальная панель **Обозначения**

Из предложенных на данной инструментальной панели при выполнении работы наиболее часто используются команды **Текст**, **Линия-выноска** и **Обозначение позиций**.

Команда **Текст**  позволяет создать текстовую надпись в чертеже или фрагменте. Каждая надпись может состоять из произвольного количества строк.

Команда **Линия-выноска**  позволяет создать произвольную линию-выноску. Укажите начальную точку первого ответвления линии-выноска. Укажите точку начала полки. Затем укажите начальные точки остальных ответвлений (их количество не ограничено). Данную команду хорошо использовать при указании векторов скоростей и ускорений на планах.

Команда **Обозначение позиции**  позволяет создать номер позиции составной части механизма. Укажите начальную точку первого ответвления (первую точку, на которую указывает позиционная линия-выноска). Укажите точку начала полки. Затем укажите начальные точки остальных ответвлений.

5.2.3 Инструментальная панель **Измерения**

Для определения перемещений звеньев механизма или длин векторов на планах сил необходимо воспользоваться командой **Расстояние между 2 точками** . Укажите курсором точки, расстояние между которыми требуется определить. Не выходя из команды, вы можете определить расстояние между несколькими парами точек. Последовательно указывайте их курсором. В **Информационном окне** будут отображаться соответствующие значения. Вы можете сохранить или распечатать результаты измерения. Для этого воспользуйтесь командами меню **Информационного окна**.

Для определения перемещений звеньев механизма воспользуйтесь командой **Угол между 2 прямыми/отрезками** . Укажите курсором первый и второй объект, угол между которыми нужно определить. В Информационном окне появится значение угла между указанными объектами.

Также можно выполнять другие измерения, команды которых расположены на данной панели.

5.3 Редактирование чертежа

Для облегчения работы (попадания курсора в необходимую точку) Компас позволяет включить или отключить какие-либо глобальные привязки и настроить их работу в текущем окне. Для вызова данной команды нажмите кнопку **Установка глобальных привязок**  на **Панели текущего состояния**. На экране появится диалог управления глобальными привязками курсора (рисунок 5.7).

Настройка, сделанная в данном диалоге, будет действительна только для текущего окна до конца сеанса работы. Вы можете отключить действие всех глобальных привязок, а затем включить их вновь в прежнем составе, воспользовавшись кнопкой **Запретить/разрешить действие глобальных привязок** .

Для перемещения объектов мышью выполните следующие действия. Выделите объекты, которые нужно передвинуть. Установите курсор так, чтобы его "ловушка" захватывала какой-либо из выделенных объектов, и нажмите левую кнопку мыши. Затем перетаскивайте объекты в нужное место, удерживая кнопку мыши нажатой. На экране отображается фантом перемещаемых объектов. После того, как нужное положение объектов достигнуто, отпустите кнопку мыши. Объекты будут удалены со старых мест и помещены в новые места.

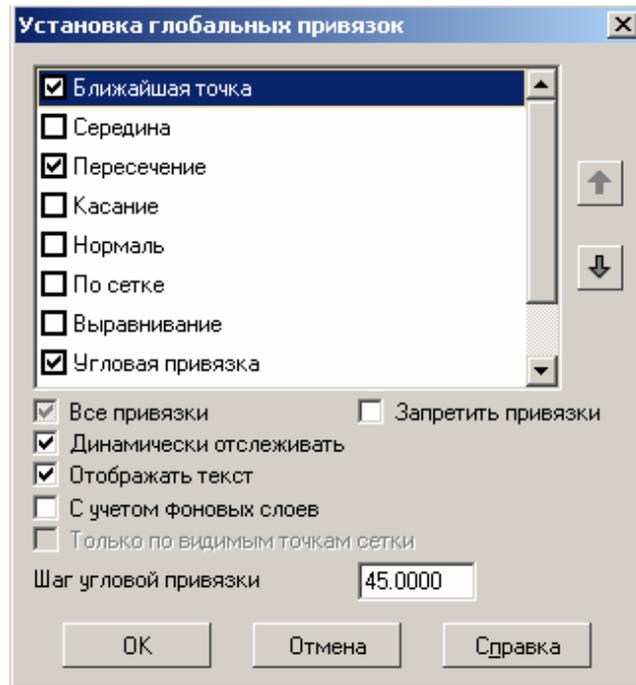


Рисунок 5.7 - Панель управления глобальными привязками

Для перехода в режим редактирования объекта дважды щелкните по нему мышью. После этого на **Панели свойств** появляются те же элементы управления, что и при создании объекта.

Для удаления объекта необходимо выделить его с помощью мыши и нажать кнопку **Delete** на клавиатуре.

Выделив нужную часть изображения и поместив ее в буфер, вы затем сможете вставить находящиеся в буфере объекты либо в тот же самый, либо в другой загруженный для работы документ. Курсор изменит свой внешний вид на маленькое обозначение системы координат. Система ожидает указания точки, которая будет базовой для выделенного набора объектов. После ввода координат базовой точки выделенные объекты будут скопированы в буфер обмена.

Мы рассмотрели основные приемы работы в системе Компас. Более подробное описание данной системы приведено в специализированной литературе. Также для получения необходимой для выполнения работы информации можно пользоваться встроенной справкой.

6 Общие требования к оформлению курсовых проектов, курсовых и расчетно-графических работ по теории механизмов и машин

Оформление курсовых проектов, курсовых и расчетно-графических работ производится в соответствии со стандартом предприятия ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет» - СТП 101-01 «Общие требования и правила оформления выпускных квалификационных работ, курсовых проектов (работ), отчетов по РГР, по УИРС, по производственной практике и рефератов».

6.1 Оформление пояснительной записки курсового проекта (работы)

6.1.1 Структура пояснительной записки

Пояснительная записка курсового проекта (работы) должна содержать следующие структурные элементы:

- титульный лист;
- задание;
- аннотация
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- список использованных источников.

6.1.2 Оформление текста

Текст выполняется на листах формата А4 (210 x 297 мм) по ГОСТ 2.301.

Допускается выполнять текст рукописным способом чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304 с высотой букв не менее 2,5 мм, а цифр – 5 мм. Цифры и буквы необходимо выполнять тушью или пастой (чернилами) черного цвета.

На компьютере текст должен быть оформлен в текстовом редакторе Word for Windows версии не ниже 6.0. Тип шрифта: Times New Roman Cyr. Шрифт основного текста: обычный, размер 14 пт. Шрифт заголовков разделов: полужирный, размер 16 пт. Шрифт заголовков подразделов: полужирный, размер 14 пт. Межсимвольный интервал: обычный. Межстрочный интервал: одинарный. Формулы должны быть оформлены в редакторе формул Equation Editor и вставлены в документ как объект.

Размеры шрифта для формул:

- обычный - 14 пт;

- крупный индекс - 10 пт;
- мелкий индекс - 8 пт;
- крупный символ - 20 пт;
- мелкий символ - 14 пт.

Иллюстрации должны быть вставлены в текст:

-либо командами ВСТАВКА-РИСУНОК, которые позволяют вставить рисунки из коллекции, из других программ и файлов, со сканера, созданные кнопками на панели рисования, автофигуры, объекты Word Art, диаграммы (все иллюстрации, вставляемые как рисунок, должны быть преобразованы в формат графических файлов, поддерживаемых Word);

- либо командами ВСТАВКА-ОБЪЕКТ, при этом необходимо, чтобы объект, в котором создана вставляемая иллюстрация, поддерживался редактором Word стандартной конфигурации.

Расстояние от верхней или нижней строки текста пояснительной записки до верхней или нижней рамки листа должно быть не менее 10 мм. Расстояние от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк должно быть не менее 3 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15-17 мм.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением в том же месте исправленного текста машинописным способом или черными чернилами, помарки и следы неполностью удаленного прежнего текста не допускаются.

6.1.3 Оформление титульного листа

Титульный лист является первым листом курсового проекта (работы).

На титульном листе указывается классификационный код (см. приложение А). Пример оформления титульного листа курсового проекта (работы) приведен в приложении Б.

6.1.4 Оформление бланка задания

Бланк задания следует помещать после титульного листа.

Задание должно включать исходные данные задачи, объем и срок выполнения курсового проекта (работы) с подписями руководителя и исполнителя. Пример бланка задания приведен в приложении В.

6.1.5 Оформление аннотации

Аннотация является третьим листом пояснительной записки курсового проекта (работы).

Лист «Аннотация» для курсового проекта следует оформлять по форме 5 ГОСТ 2.106 с основной надписью по форме 2 ГОСТ 2.104, а остальные

листы - по форме 2а ГОСТ 2.104. Пример оформления аннотации приведен в приложении Г.

6.1.6 Оформление основной части

Текст основной части разделяют на разделы, подразделы, пункты.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего текста, обозначенные арабскими цифрами без точки.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела, номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела, разделенной точкой. В конце номера подраздела точка не ставится.

Подраздел допускается разбивать на пункты, нумерация которых выполняется аналогично.

Пример 1.2.3 - обозначает раздел 1, подраздел 2, пункт 3

Внутри пунктов или подпунктов могут быть приведены перечисления. Перед каждой позицией перечисления следует ставить дефис или, при необходимости ссылки в тексте на одно из перечислений, строчную букву, после которой ставится скобка. Для дальнейшей детализации перечислений необходимо использовать арабские цифры, после которых ставится скобка, а запись производится с абзацного отступа.

Пример

- a) _____
- б) _____
 - 1) _____
 - 2) _____
- в) _____

Наименования разделов и подразделов должны быть краткими. Наименование разделов и подразделов записывают с абзацного отступа с первой прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются.

Расстояние между заголовками и текстом должно быть равно 15 мм. Расстояние между заголовками разделов и подраздела - 8 мм. Расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком подраздела - 15 мм.

Каждый раздел рекомендуется начинать с нового листа.

6.1.6.1 Изложение текста

В тексте должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами или общепринятые в научно-технической литературе.

Условные буквенные обозначения величин, а также условные графические обозначения должны соответствовать требованиям государственных стандартов.

В тексте, за исключением формул, таблиц и рисунков, не допускается:

- применять математический знак минус (-) перед отрицательными значениями величин (следует писать слово «минус»);

- применять знак «Ø» для обозначения диаметра (следует писать слово «диаметр»). При указании размера или предельных отклонений диаметра на чертежах, помещенных в тексте документа, перед размерным числом следует писать знак «Ø»;

- применять без числовых значений математические знаки, например: > (больше), < (меньше), = (равно), ≥ (больше или равно), ≤ (меньше или равно), ≠ (не равно), а также № (номер), % (процент);

- применять индексы стандартов, технических условий без регистрационного номера.

В пояснительной записке следует применять стандартизованные единицы физических величин, их наименования и обозначения в соответствии с ГОСТ 8.417. Наряду с единицами СИ, при необходимости, в скобках указывают единицы ранее применявшихся систем, разрешенных к применению.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, должны быть приведены непосредственно под формулой. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Пример - Определяем масштаб плана положений механизма:

$$\mu_l = \frac{\Gamma_{\max}}{\Gamma_{\max}} = \frac{1.07}{300} \approx 0,003 \text{ м/мм}, \quad (2)$$

где Γ_{\max} - максимальный габарит механизма, м.

Формулы нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами, в пределах записки, которые ставят на уровне формулы справа в круглых скобках. Одну формулу обозначают - (1).

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой.

Пример - В формуле (3.1)

Ссылки в тексте на номер формулы дают в скобках, например, «...в формуле (1)».

После расшифровки формулы, с новой строки в неё подставляют числовые значения входящих параметров и приводят результат вычисления с обязательным указанием единицы физической величины.

6.1.6.2 Оформление иллюстраций

Иллюстрации (рисунки, чертежи, схемы, диаграммы) выполняют на листах пояснительной записки выпускной работы или на листах чертежной бумаги формата А4 (210x297 мм) ГОСТ 2.301 карандашом или черной тушью. Разрешается выполнять на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ.

Допускается выполнять иллюстрации на листах формата А3 (297x420 мм).

Иллюстрации располагают после первой ссылки на них.

Допускается помещать иллюстрации вдоль длинной стороны текста с поворотом документа по часовой стрелке для чтения.

Все иллюстрации нумеруют арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если один рисунок в тексте, то следует указать «Рисунок 1».

Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой.

При ссылках на иллюстрации следует писать : «...в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «...в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных и располагают следующим образом:

Рисунок 1 – Структурная схема механизма

6.1.6.3 Построение таблиц

Цифровой материал оформляют в виде таблиц согласно ГОСТ 2.105.

Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если в тексте одна таблица, она должна быть обозначена «Таблица 1». Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

Пример - Таблица 1.1

Слово «Таблица» и наименование помещают над таблицей следующим образом:

Таблица 1 – Название звеньев и их размеры

На все таблицы должны быть ссылки в тексте. При ссылке пишут слово «Таблица» с указанием её номера.

Графы таблицы допускается нумеровать для облегчения ссылок в тексте, при делении таблицы на части, а также при переносе части таблицы на следующую страницу.

Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается. При необходимости нумерации показателей, параметров или других данных порядковые номера следует указывать в первой графе (боковике) таблицы непосредственно перед их наименованием.

Если таблица не размещается на одном листе, допускается делить её на части. Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера таблицы в соответствии с рисунком.

Если все показатели, приведенные в графах таблицы, выражены в одной и той же единице физической величины, то её обозначение необходимо помещать над таблицей справа, а при делении таблицы на части - над каждой её частью.

Повторяющийся в графе текст, состоящий из одного слова, допускается заменять кавычками, если строки в таблице не разделены линиями. Если повторяющийся текст состоит из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами «то же», а далее кавычками.

6.1.7 Список использованных источников

В конце текста приводится список литературы, нормативно-технической и другой документации, использованной при составлении пояснительной записки и вычерчивании графического материала.

Литература записывается и нумеруется в порядке её упоминания в тексте. Оформление производится согласно ГОСТ 7.1.

Ссылки на литературные источники приводятся в тексте и квадратных скобках в порядке их перечисления по списку источников, например, [3], [18].

6.2 Оформление графического материала курсового проекта

Графические документы курсового проекта выполняют на листах формата А1 (594x841 мм) по ГОСТ 2.301. Допускается использовать форматы А0 (841x1189мм), А2 (420x594 мм), А3 (297x420 мм), А4 (210x297 мм) и кратные им.

Изображения на чертежах выполняются в масштабе, установленном ГОСТ 2.302.

Начертание и толщины линий на чертежах определены ГОСТ 2.303.

Основная надпись по ГОСТ 2.104 форма 1 (см. приложение Д).

Правила нанесения надписей, технических требований и таблиц на чертежах - по ГОСТ 2.316.

7 Пример выполнения пояснительной записки и графической части работы

7.1 Структурный анализ плоского рычажного механизма

7.1.1 Структурная схема

В задании предложена следующая структурная схема механизма.

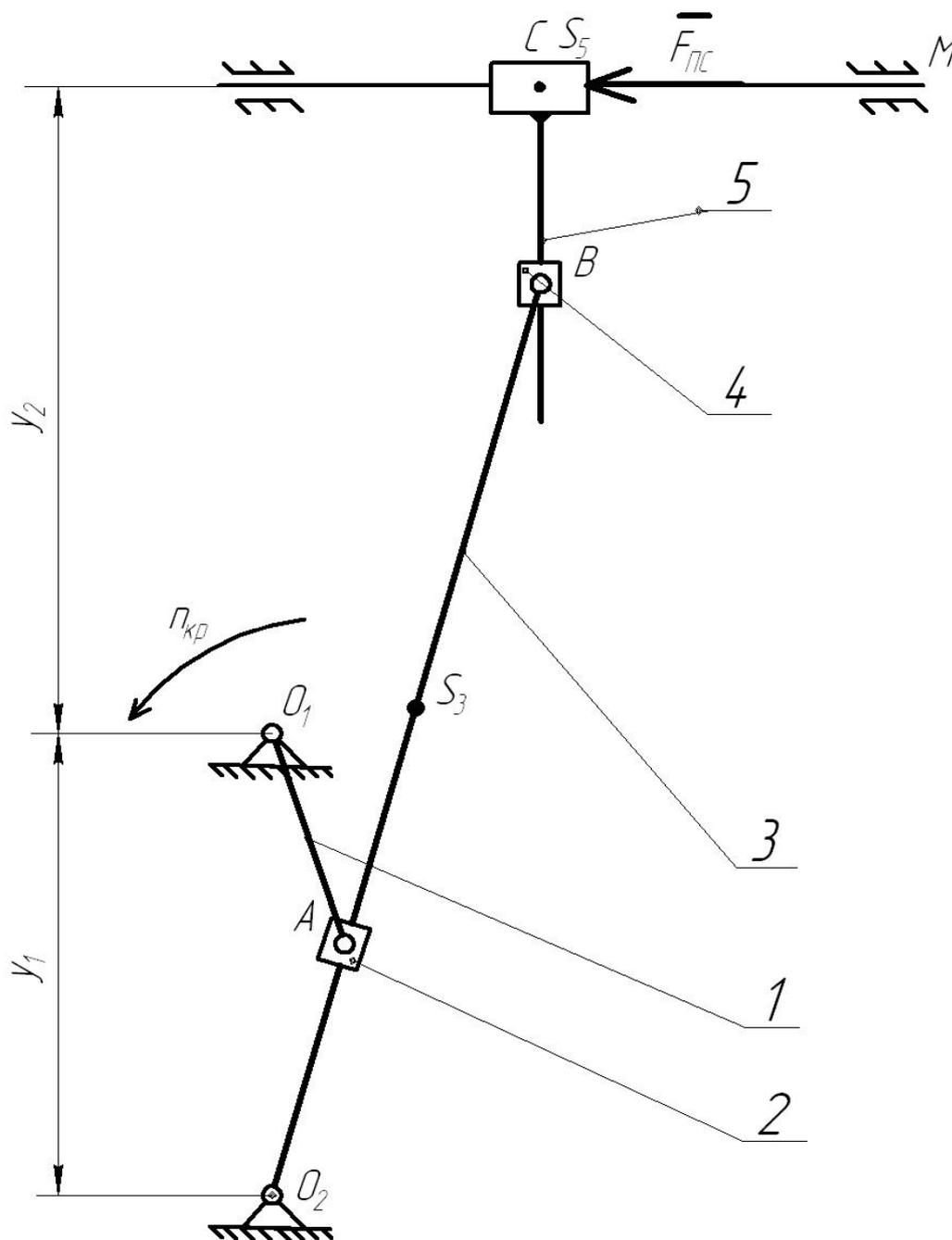


Рисунок 7.1 - Структурная схема механизма

7.1.2 Число и названия звеньев механизма

Таблица 7.1 - Название звеньев механизма и их обозначение

№ звена	Название звена	Обозначение звена
0	стойка	O_1, O_2, M
1	кривошип	O_1A
2	ползун	A
3	кулиса	O_2B
4	ползун	B
5	кулиса	BC

7.1.3 Число и класс кинематических пар механизма

Таблица 7.2 - Кинематические пары и их классификация

Обозначение пары	Название пары	Подвижность пары (класс)	Вид движения	Высшая или низшая
$O_1(0,1)$	стойка - кривошип	однопод. (V кл.)	вращат.	низшая
$A(1,2)$	кривошип - ползун	однопод. (V кл.)	вращат.	низшая
$A(2,3)$	ползун - кулиса	однопод. (V кл.)	поступат.	низшая
$O_2(3,0)$	кулиса - стойка	однопод. (V кл.)	вращат.	низшая
$B(3,4)$	кулиса - ползун	однопод. (V кл.)	вращат.	низшая
$B(4,5)$	ползун - кулиса	однопод. (V кл.)	поступат.	низшая
$M(5,0)$	кулиса - стойка	однопод. (V кл.)	поступат.	низшая

Число однодвигных кинематических пар (V кл.) - $P_1=7$, число двуподвигных пар (IV кл.) - $P_2=0$.

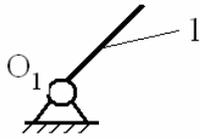
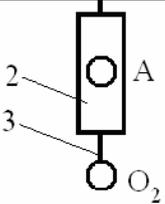
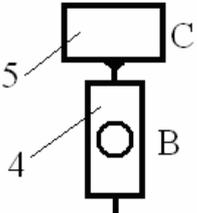
7.1.4 Степень подвижности механизма

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_1 - P_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

Следовательно, в механизме одно входное звено – кривошип.

7.1.5 Кинематические группы

Таблица 7.3 - Кинематические группы механизма

Кинематическая группа	Эскиз группы	Звенья	Кинематические пары		Степень подвижности	Класс, порядок, вид
			внутр.	внешн.		
Входная группа		0 - стойка 1 - кривошип	O ₁ (0,1)	-	$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$	I класс 1 вид
I группа Ассура		2- ползун 3 - кулиса	A(2,3)	A(1,2) O ₂ (3,0)	$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$	II класс II поряд. 3 вид
II группа Ассура		4- ползун 5 - кулиса	B(4,5)	B(3,4) M(5,0)	$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$	II класс II поряд. 5 вид

Вывод – механизм относится к II классу.

7.1.6 Структурная формула механизма

$$I_1(0,1) \rightarrow II_3(2,3) \rightarrow II_5(4,5)$$

7.2 Кинематический анализ плоского рычажного механизма

7.2.1 Построение плана положений механизма

1 Максимальный габарит механизма

$$\Gamma_{\max} = y_1 + y_2 = 0.51 + 0.56 = 1.07 \text{ м.}$$

2 Масштаб плана положений механизма

$$\mu_l = \frac{\Gamma_{\max}}{\bar{\Gamma}_{\max}} = \frac{1.07}{300} \approx 0,003 \text{ м/мм.}$$

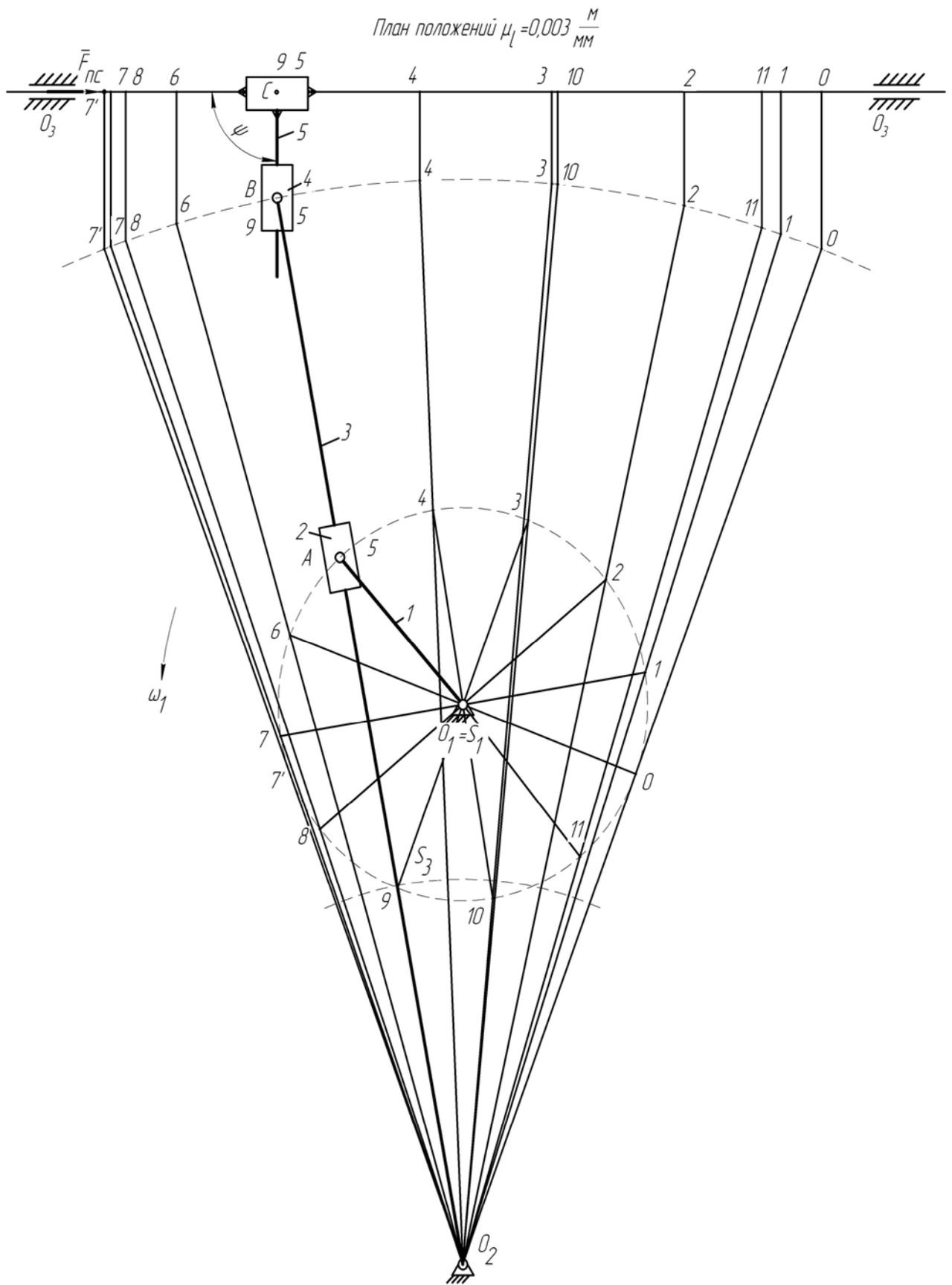


Рисунок 7.2 – План положений механизма

3 Размеры звеньев механизма

Таблица 7.4 – Размеры звеньев механизма

№ звена	Название звена	Истинные размеры звеньев	Чертежные размеры звеньев в масштабе $\mu_l = 0,003$ м/мм
0	стойка	$l_1 = 510$ мм = 0,51 м	170,0
		$l_2 = 560$ мм = 0,56 м	186,7
1	кривошип	$l_{O_1A} = 180$ мм = 0,18 м	60,0
2	ползун	-	-
3	кулиса	$l_{O_2B} = 990$ мм = 0,99 м	330,0
		$l_{O_2S_3} = 350$ мм = 0,35 м	116,7
4	ползун	-	-
5	кулиса	$\psi = 90^\circ$	$\psi = 90^\circ$

Направление силы полезного сопротивления в задании указано не верно. Меняем ее направление. Крайние положения механизма находим с помощью метода касательных. Крайнее правое положение точки С является началом рабочего хода.

7.2.2 Построение планов скоростей

1 Скорость точки А

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A} = 10,472 \cdot 0,18 = 1,885 \text{ м/с},$$

где $\omega_1 = \pi \cdot n_{кр} / 30 = 3,14 \cdot 100 / 30 = 10,472$ рад/с.

2 Масштаб планов скоростей

$$\mu_V = \frac{V_A}{\bar{V}_A} = \frac{V_A}{P_V a} = \frac{1,885}{50} \approx 0,04 \text{ м/(с·мм)}.$$

$$\text{Уточняем : } P_V a = \frac{1,885}{0,04} = 47,1 \text{ мм}.$$

3 Средней точкой I группы Ассур является точка A_3 , крайними точками – А (A_1, A_2), O_2

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_A + \bar{V}_{A_3A} = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{A_3O_2},$$

где $\bar{V}_A \perp O_1A$; $\bar{V}_{A3A} \parallel AO_2$; $\bar{V}_{O2} = 0$; $\bar{V}_{A3O2} \perp AO_2$.

Планы скоростей $\mu_V = 0,04 \frac{M}{C \times MM}$

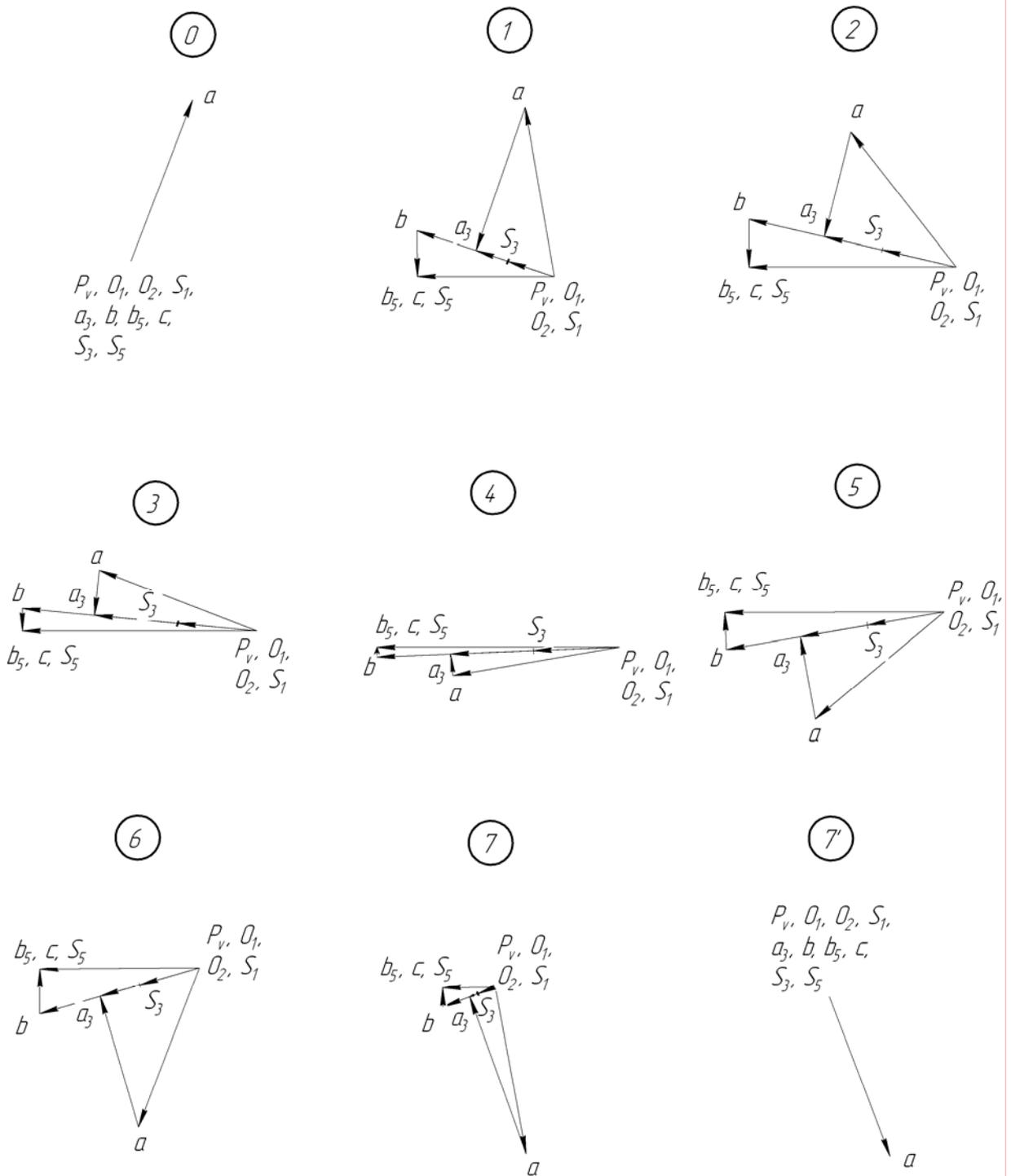


Рисунок 7.3 – Планы скоростей для положений 0 - 7'

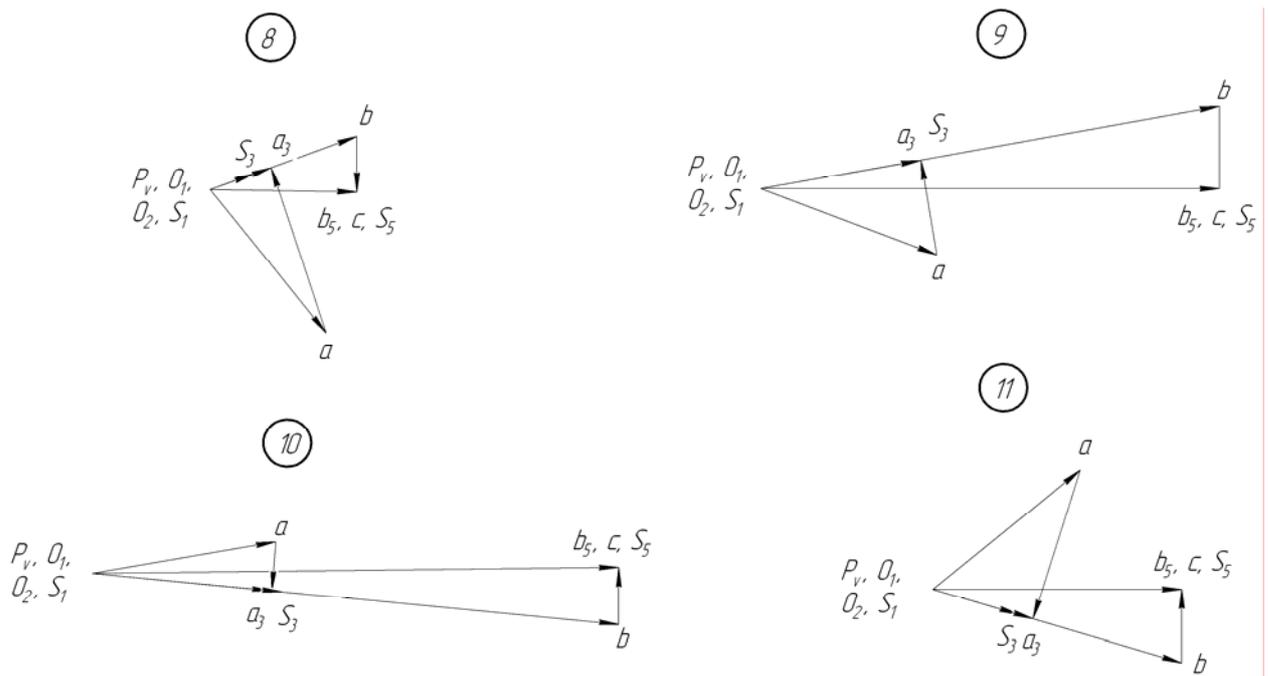


Рисунок 7.4 – Планы скоростей для положений 8 – 11

4 Средней точкой II группы Ассур является точка B_5 , крайними точками – B (B_3, B_4), M

Из подобия: $\frac{O_2 A_3}{O_2 B} = \frac{P_V a_3}{P_V b}$.

Следовательно: $P_V b = P_V a_3 \frac{O_2 B}{O_2 A_3}$.

Таблица 7.5 – Определение скорости точки В на планах скоростей

Наименование показателя	Значение												
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10
$P_V a_3$, мм	0	23	38	45	47	41	28	8	0	17	41	46	26
$O_2 B$, мм	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330
$O_2 A_3$, мм	161	191	213	228	231	221	201	171	161	141	115	113	131
$P_V b$, мм	0	39,7	58,9	65,1	67,1	61,2	46	15,4	0	39,8	177,7	134,3	65,5

$$\bar{V}_{B5} = \bar{V}_B + \bar{V}_{B5B} = \bar{V}_M + \bar{V}_{B5M},$$

где $\bar{V}_{B5B} \parallel BC$, $\bar{V}_M = 0$, $\bar{V}_{B5M} \parallel CM$.

5 Определяем положение центров тяжести звеньев на планах скоростей

S_1 - находится в точке O_1 ;

S_2 - невесомое звено.

Из подобия:
$$\frac{O_2 S_3}{O_2 B} = \frac{P_V s_3}{P_V b}.$$

Следовательно:
$$P_V s_3 = P_V b \frac{O_2 S_3}{O_2 B} = P_V b \frac{350}{990} = \frac{P_V b}{2,829}.$$

Таблица 7.6 – Определение скорости центра тяжести звена 3 на планах скоростей

Наименование показателя	Значение													
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10	11
$P_V s_3$, мм	0	14	20,8	23	23,7	21,6	16,2	5,5	0	14,1	41,6	47,5	31,1	

S_4 - невесомое звено;

S_5 - находится в точке C .

6 Определяем угловые скорости звеньев механизма

$$\omega_1 = const = 10,472 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_{BO2}}{l_{BO2}} = \frac{P_V b \cdot \mu_V}{l_{BO2}} = \frac{P_V b \cdot 0,04}{0,99} = \frac{P_V b}{24,75}, \text{ рад/с};$$

Таблица 7.7 – Определение угловой скорости звеньев 2 и 3

Наименование показателя	Значение												
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10
$\omega_2 = \omega_3$, рад/с	0	1,6	2,4	2,6	2,7	2,5	1,9	0,6	0	1,6	7,2	5,4	2,6

$$\omega_4 = \omega_5 = 0.$$

7 Определяем скорости центров тяжести звеньев

$$V_{Si} = P_V s_i \cdot \mu_V = P_V s_i \cdot 0,04.$$

Таблица 7.8 – Определение скоростей центров тяжести звеньев 3 и 5

Наименование показателя	Значение												
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10
V_{S3} , м/с	0	0,562	0,832	0,921	0,949	0,865	0,65	0,218	0	0,562	1,663	1,899	0,926
V_{S5} , м/с	0	1,56	2,32	2,6	2,72	2,4	1,76	0,6	0	1,56	4,6	5,32	2,52

7.2.3 Построение плана ускорений для 5-го положения механизма

1 Определяем ускорение точки А

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{O1A} = 10,472^2 \cdot 0,18 = 19,739 \text{ м/с}^2.$$

2 Определяем масштаб плана ускорений

$$\mu_a = \frac{a_A}{\bar{a}_A} = \frac{a_A}{P_a a} = \frac{19,739}{100} \approx 0,2 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Уточняем : $P_a a = \frac{19,739}{0,2} = 98,7 \text{ мм.}$

3 Определяем ускорение средней точки I группы Ассура

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_A + \bar{a}^K_{A_3A} + \bar{a}^r_{A_3A} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}^n_{A_3O_2} + \bar{a}^r_{A_3O_2},$$

где $\bar{a}_A \parallel O_1A$; $\bar{a}^K_{A_3A} \perp AO_2$; $\bar{a}^r_{A_3A} \parallel AO_2$; $\bar{a}_{O_2} = 0$; $\bar{a}^n_{A_3O_2} \parallel AO_2$; $\bar{a}^r_{A_3O_2} \perp AO_2$.

$$a^K_{A_3A} = 2\omega_3 \cdot V_{A_3A} = 2 \cdot 2,473 \cdot 23 \cdot 0,04 = 4,55 \text{ м/с}^2.$$

$$\bar{a}^K_{A_3A} = \frac{a^K_{A_3A}}{\mu_a} = \frac{4,55}{0,2} = 22,8 \text{ мм.}$$

$$a^n_{A_3O_2} = \omega_3^2 \cdot l_{AO_2} = \omega_3^2 \cdot AO_2 \cdot \mu_l = 2,473^2 \cdot 221 \cdot 0,003 = 4,055 \text{ м/с}^2;$$

$$\bar{a}^n_{A_3O_2} = \frac{a^n_{A_3O_2}}{\mu_a} = \frac{4,055}{0,2} = 20,3 \text{ мм.}$$

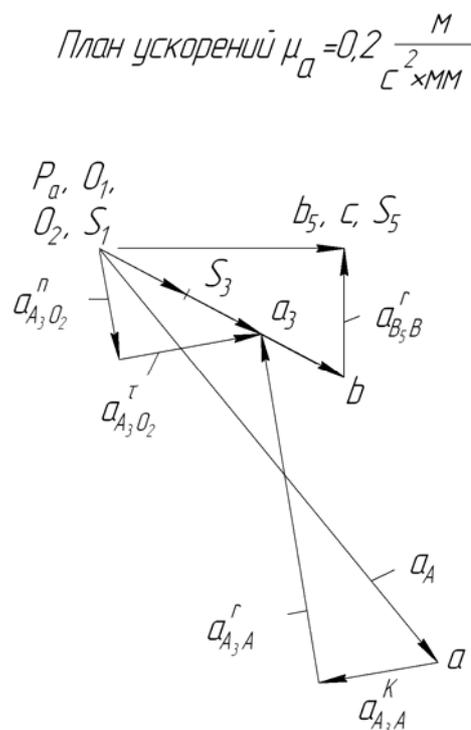


Рисунок 7.5 – План ускорений для 5-го положения механизма

4 Определяем ускорение средней точки II группы Ассура

Из подобия: $\frac{O_2A_3}{O_2B} = \frac{P_a a_3}{P_a b}$.

Следовательно: $P_a b = P_a a_3 \frac{O_2B}{O_2A_3} = 34 \frac{330}{221} = 50,8 \text{ мм.}$

$$\bar{a}_{B5} = \bar{a}_B + \bar{a}^K_{B5B} + \bar{a}^r_{B5B} = \bar{a}_M + \bar{a}^K_{B5M} + \bar{a}^r_{B5M},$$

где $\bar{a}^r_{B5B} \parallel BC$, $\bar{a}_M = 0$, $\bar{a}^r_{B5M} \parallel CO_3$.

$$a^K_{B5B} = 2\omega_4 \cdot V_{B5B} = 2 \cdot 0 \cdot V_{B5B} = 0;$$

$$a^K_{B5M} = 2\omega_0 \cdot V_{B5M} = 2 \cdot 0 \cdot V_{B5M} = 0.$$

5 Определяем положение центров тяжести звеньев на плане ускорений

S_1 - находится в точке O_1 ;

S_2 - невесомое звено;

Из подобия: $\frac{O_2S_3}{O_2B} = \frac{P_a s_3}{P_a b}$.

Следовательно: $P_a s_3 = P_a b \frac{O_2S_3}{O_2B} = \frac{P_a b}{2,829} = \frac{50,8}{2,829} = 17,9 \text{ мм.}$

S_4 - невесомое звено;

S_5 - находится в точке C .

6 Определяем угловые ускорения звеньев механизма

$\varepsilon_1 = 0$ т.к. $\omega_1 = const$;

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{\bar{a}^r_{A3O2} \cdot \mu_a}{A_3 O_2 \cdot \mu_1} = \frac{26 \cdot 0,2}{221 \cdot 0,003} = 7,843 \text{ рад/с}^2;$$

$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = 0$ т.к. $\omega_4 = \omega_5 = 0 = const$.

7 Определяем ускорения центров тяжести звеньев

$$a_{S_i} = P_a s_i \cdot \mu_a = P_a s_i \cdot 0,2;$$

$$a_{S_3} = P_a s_3 \cdot \mu_a = 17,9 \cdot 0,2 = 3,59 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_5} = P_a s_5 \cdot \mu_a = 44 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ м/с}^2;$$

7.2.4 Метод кинематических диаграмм

1 Определяем масштабы построений

Выбираем $l = 180$ мм.

Масштаб времени:

$$\mu_t = \frac{60}{n_{kp} \cdot l} = \frac{60}{100 \cdot 180} = 0,00333 \text{ с/мм};$$

Масштаб диаграммы перемещений:

$$\mu_s = 2\mu_t = 2 \cdot 0,003 = 0,006 \text{ м/мм}$$

Таблица 7.9 – Определение перемещения центра тяжести звена 5

Наименование показателя	Значение													
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10	11
S ₅ , мм	0	7	22	42,5	65	86,5	104	115,5	116,5	113	86,5	40	10	

Масштаб диаграммы скоростей:

$$\mu_{v1} = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t} = \frac{0,006}{35 \cdot 0,00333} = 0,0514 \text{ м/(с·мм)}.$$

Масштаб диаграммы ускорений:

$$\mu_{a1} = \frac{\mu_{v1}}{H_2 \cdot \mu_t} = \frac{0,0514}{25 \cdot 0,00333} = 0,618 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

2 Сравнение планов скоростей с кинематической диаграммой

$$Y_v = \frac{V_{S5}}{\mu_{v1}}$$

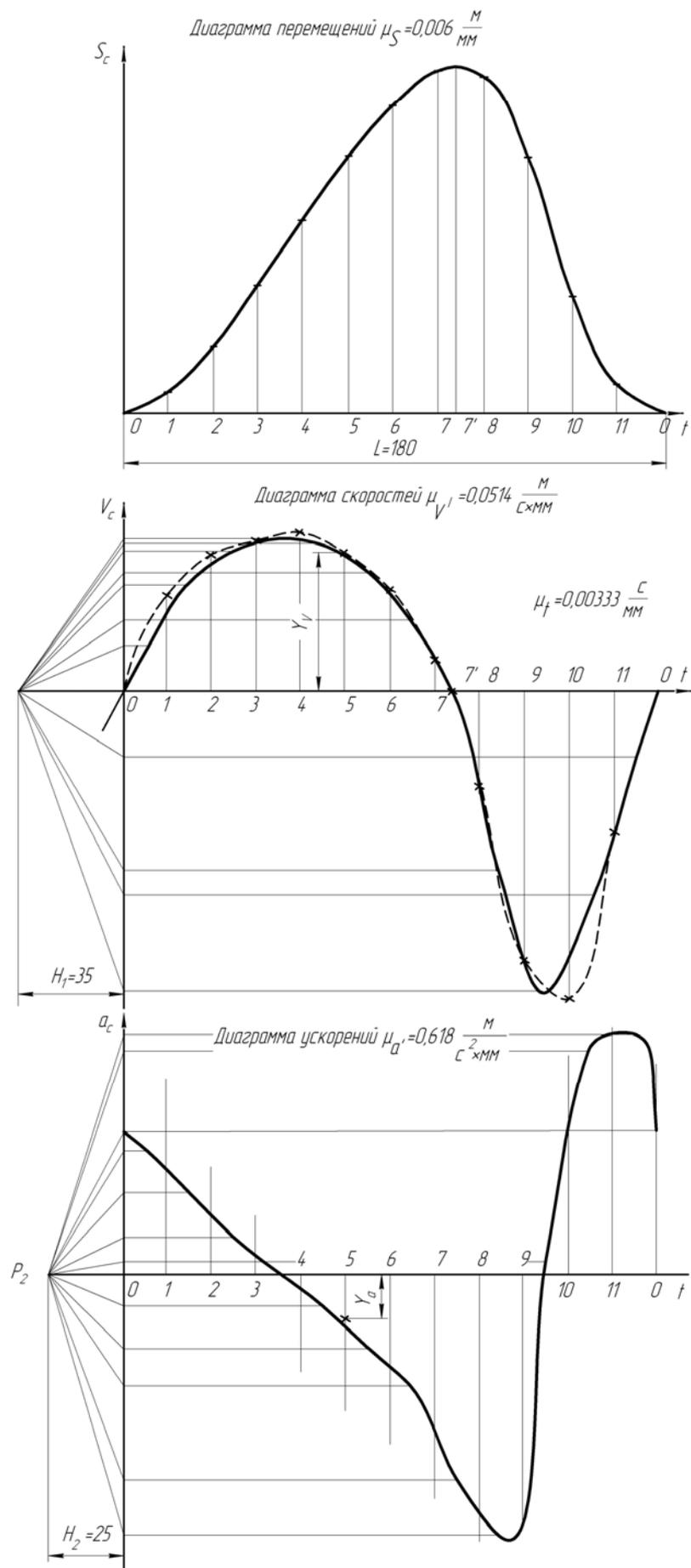


Рисунок 7.6 – Кинематические диаграммы

Таблица 7.10 – Определение величины перемещения центра тяжести звена 5 на кинематической диаграмме

Наименование показателя	Значение												
	Полож.	0	1	2	3	4	5	6	7	7'	8	9	10
V_{S5} , м/с	0	1,56	2,32	2,6	2,72	2,4	1,76	0,6	0	1,56	4,6	5,32	2,52
Y_V , мм	0	30,3	45,1	50,5	52,9	46,7	34,2	11,7	0	29,5	89,4	103,4	49

3 Сравнение плана ускорений с кинематической диаграммой

$$Y_a = \frac{P_a c \cdot \mu_a}{\mu_{a1}} = \frac{44 \cdot 0,2}{0,618} = 14,2 \text{ мм}$$

Компоновка графического материала представлена на рисунке 7.7.

7.3 Силовой анализ рычажного механизма

1 Массы звеньев

$$m_i = q \cdot l_i, \text{ где } q = 10 \text{ кг/м};$$

$$m_1 = q \cdot l_{O1A} = 10 \cdot 0,18 = 1,8 \text{ кг};$$

$$m_2 = 0;$$

$$m_3 = q \cdot l_{O2B} = 10 \cdot 0,99 = 9,9 \text{ кг};$$

$$m_4 = 0;$$

$$m_5 = 3 \cdot m_1 = 3 \cdot 1,8 = 5,4 \text{ кг}.$$

2 Моменты инерции звеньев

$$I_{Si} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2;$$

$$I_{S1} = 0,2 \cdot m_1 \cdot l_{O1A}^2 = 0,2 \cdot 1,8 \cdot 0,18^2 = 0,0117 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

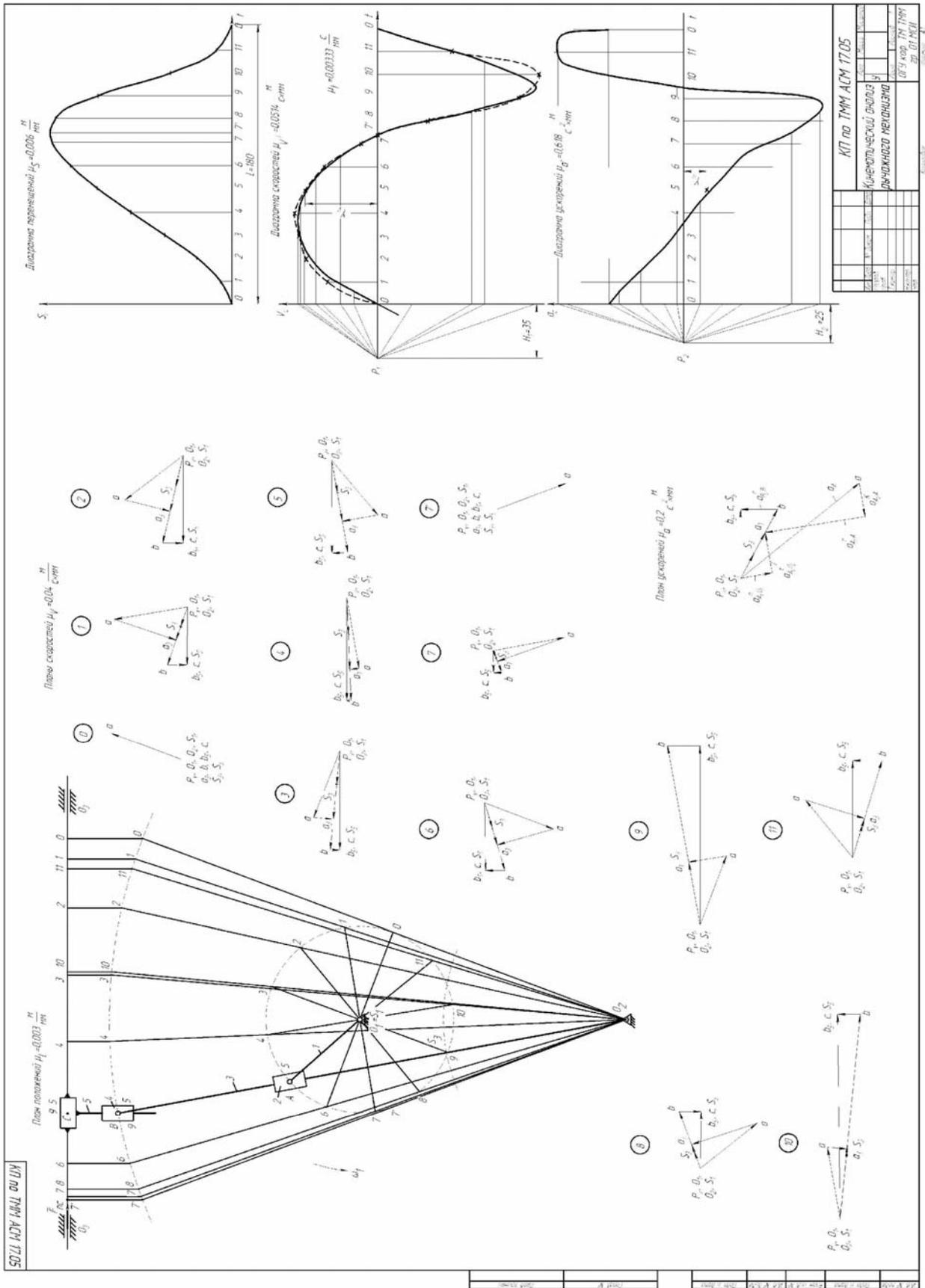


Рисунок 7.7 – Кинематический анализ рычажного механизма

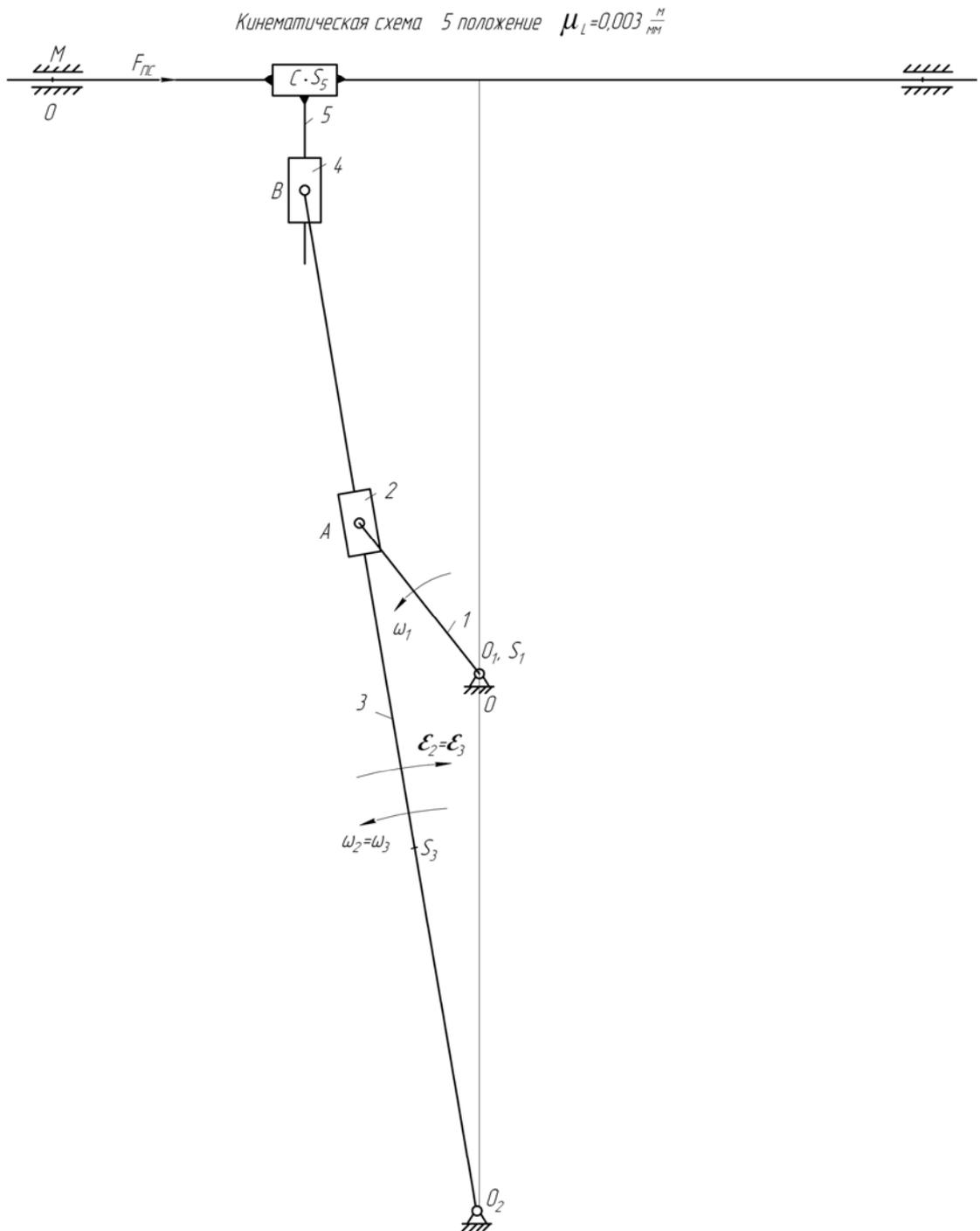


Рисунок 7.8 – Кинематическая схема механизма

$$I_{S2} = 0;$$

$$I_{S3} = 0,2 \cdot m_3 \cdot l_{O2B}^2 = 0,2 \cdot 9,9 \cdot 0,99^2 = 1,9406 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$I_{S4} = 0;$$

$$I_{S5} - \text{не требуется, т.к. } \varepsilon_5 = 0$$

3 Силы тяжести звеньев

$$F_{Gi} = m_i \cdot g;$$

$$F_{G1} = m_1 \cdot g = 1,8 \cdot 9,81 = 17,7 \text{ Н};$$

$$F_{G3} = m_3 \cdot g = 9,9 \cdot 9,81 = 97,1 \text{ Н};$$

$$F_{G5} = m_5 \cdot g = 5,4 \cdot 9,81 = 53 \text{ Н}.$$

4 Главные векторы сил инерции

$$F_i^{un} = m_i \cdot a_{Si};$$

$$F_1^{un} = F_2^{un} = F_4^{un} = 0;$$

$$F_3^{un} = m_3 \cdot a_{S3} = 9,9 \cdot 3,59 = 35,5 \text{ Н};$$

$$F_5^{un} = m_5 \cdot a_{S5} = 5,4 \cdot 8,8 = 47,5 \text{ Н}.$$

5 Главные моменты сил инерции

$$M_i^{un} = I_{Si} \cdot \varepsilon_i;$$

$$M_1^{un} = M_2^{un} = M_4^{un} = M_5^{un} = 0;$$

$$M_3^{un} = I_{S3} \cdot \varepsilon_3 = 1,9406 \cdot 7,843 = 15,22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

6 Плечи для переноса сил

$$h_3 = M_3^{un} / F_3^{un} = 15,22 / 35,5 = 0,4287 \text{ м}$$

Чертежное значение

$$\bar{h}_3 = h_3 / \mu_l = 0,4287 / 0,003 = 142,9 \text{ мм}$$

7 Сила полезного сопротивления

$$F_{ПС} = 770 \text{ Н}.$$

7.3.1 Силовой анализ II группы Ассура

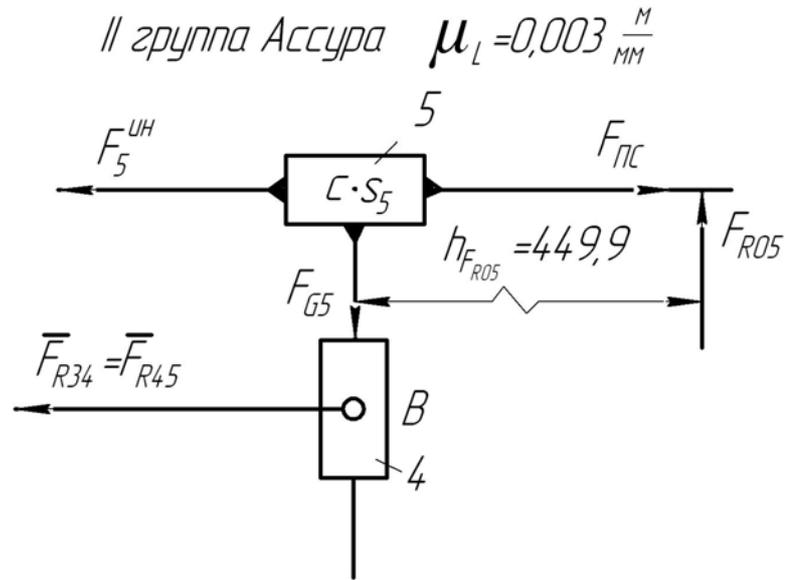


Рисунок 7.9 – Силы, действующие на II группу Ассура

$$1 \sum \bar{F}_i^{(4)} = \bar{F}_{R34} + \bar{F}_{R54} = 0$$

$$\bar{F}_{R34} = -\bar{F}_{R54}; \quad \bar{F}_{R34} = \bar{F}_{R45}$$

$$2 \sum \bar{F}_i^{(5)} = \bar{F}_{ПС} + \bar{F}_5^{UH} + \bar{F}_{G5} + \bar{F}_{R45} + \bar{F}_{R05} = 0$$

Масштаб плана сил

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{\bar{F}_{\max}} = \frac{770}{150} \approx 5 \text{ Н/мм}$$

Чертежные силы

$$\bar{F}_5^{UH} = F_5^{UH} / \mu_F = 47,5 / 5 = 9,5 \text{ мм};$$

$$\bar{F}_{G5} = F_{G5} / \mu_F = 53 / 5 = 10,6 \text{ мм};$$

$$\bar{F}_5^{UH} = F_5^{UH} / \mu_F = 770 / 5 = 154 \text{ мм}.$$



Рисунок 7.10 – План сил II группы Ассура

Из построенного плана сил

$$F_{R34} = F_{R45} = \bar{F}_{R45} \cdot \mu_F = 145,5 \cdot 5 = 722,5 \text{ Н};$$

$$F_{R05} = \bar{F}_{R05} \cdot \mu_F = 10,6 \cdot 5 = 53 \text{ Н};$$

$$3 \sum M_C(F_i) = -F_{R45} \cdot h_{FR45} + F_{R05} \cdot h_{FR05} = 0;$$

$$h_{FR05} = F_{R45} \cdot h_{FR45} / F_{R05} = 722,5 \cdot 33 / 53 = 449,9 \text{ мм}$$

7.3.2 Силовой анализ I группы Ассура

$$1 \sum \bar{F}_i^{(2)} = \bar{F}_{R12} + \bar{F}_{R32} = 0;$$

$$\bar{F}_{R12} = -\bar{F}_{R32}; \bar{F}_{R12} = \bar{F}_{R23}$$

$$2 \sum M_{O_2}^{(3)}(F_i) = F_{G3} \cdot h_{G3} + F_3^{uu} \cdot h_3 + F_{R23} \cdot (\overline{AO_2}) - F_{R43} \cdot h_{FR43} = 0;$$

$$F_{R12} = F_{R23} = \frac{-F_{G3} \cdot h_{G3} - F_3^{uu} \cdot h_3 + F_{R43} \cdot h_{FR43}}{(\overline{AO_2})};$$

$$F_{R12} = F_{R23} = \frac{-97,1 \cdot 20 - 35,5 \cdot 229,5 + 722,5 \cdot 323,7}{221} = 1011,6 \text{ Н};$$

$$3 \sum \bar{F}_i^{(3)} = \bar{F}_{23} + \bar{F}_3^{uu} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{R43} + \bar{F}_{R03} = 0$$

Масштаб плана сил

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{\bar{F}_{\max}} = \frac{1011,6}{150} \approx 7 \text{ Н/мм}$$

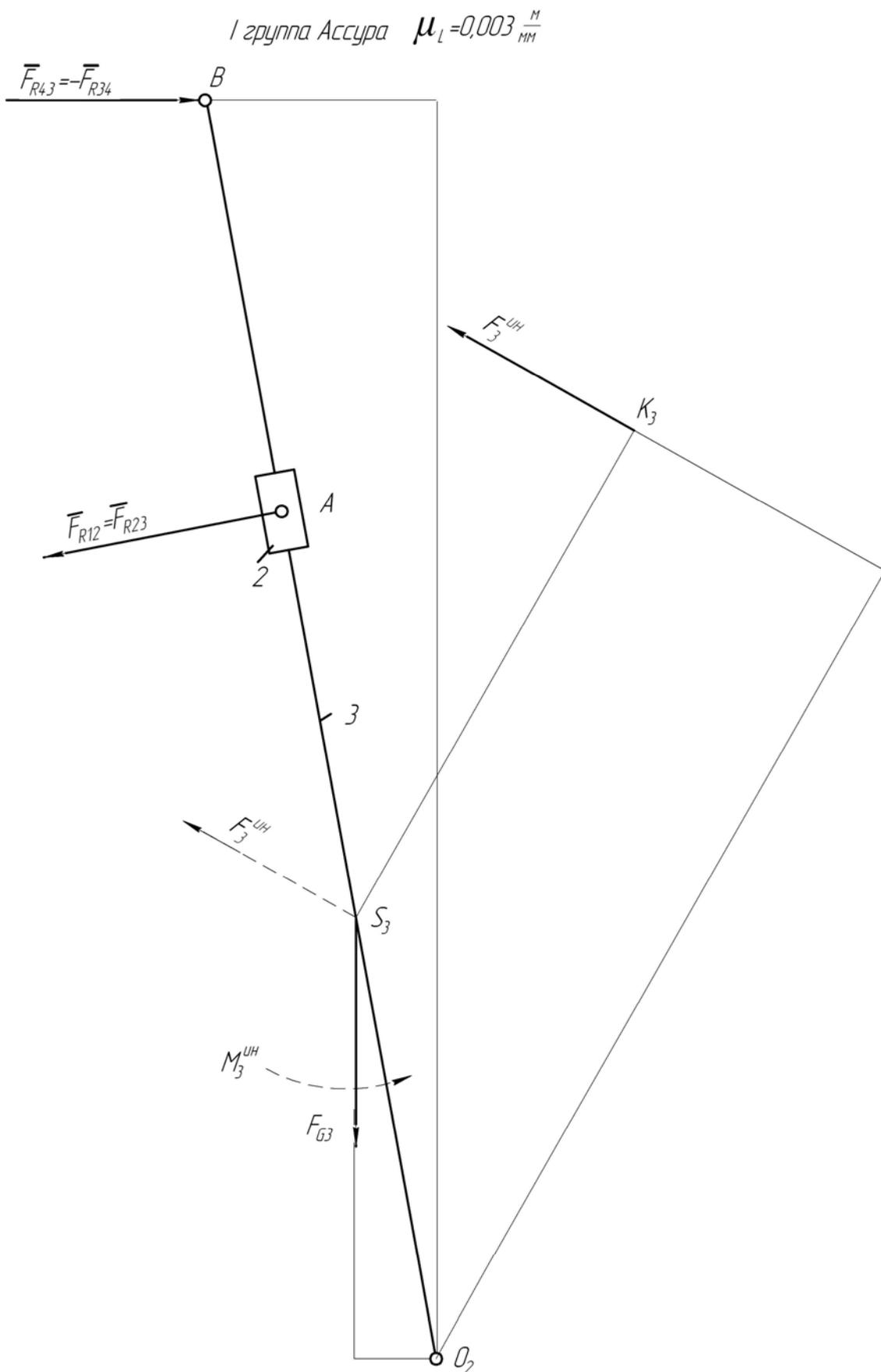


Рисунок 7.11 – Силы, действующие на I группу Асура

Чертежные силы

$$\bar{F}_{R23} = F_{R23} / \mu_F = 1011,6 / 7 = 114,5 \text{ мм};$$

$$\bar{F}_{R43} = F_{R43} / \mu_F = 722,7 / 7 = 103,2 \text{ мм};$$

$$\bar{F}_3^{un} = F_3^{un} / \mu_F = 33,5 / 7 = 5,1 \text{ мм};$$

$$\bar{F}_{G3} = F_{G3} / \mu_F = 97,1 / 7 = 13,9 \text{ мм}.$$

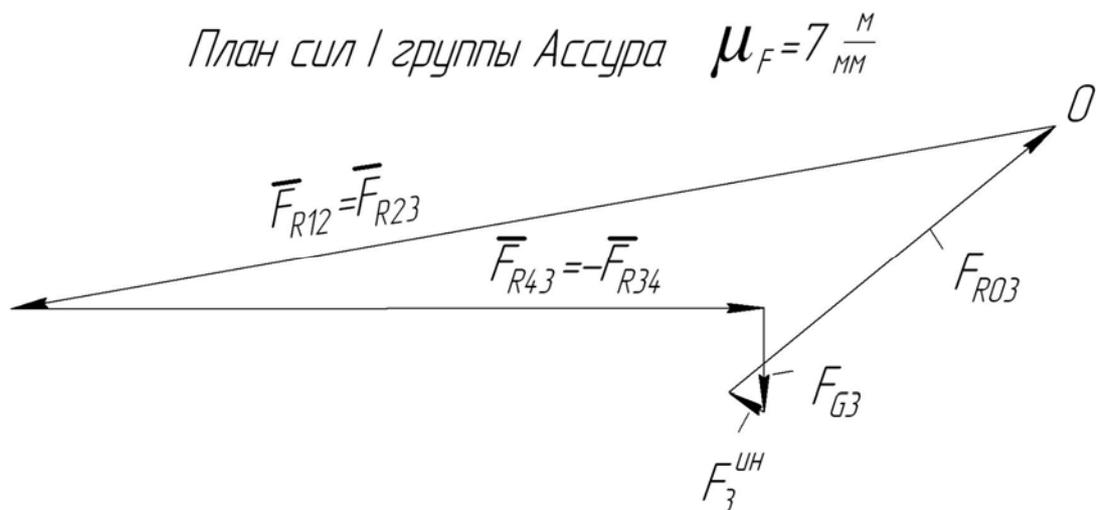


Рисунок 7.12 – План сил I группы Ассура

Из построенного плана сил

$$F_{RO3} = \bar{F}_{RO3} \cdot \mu_F = 58 \cdot 7 = 406 \text{ Н}.$$

7.3.3 Силовой анализ входной группы

Радиусы начальных окружностей шестерен

$$r_{w4} = \frac{m_{II} \cdot z_4}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{6 \cdot 15}{2} \cdot 1,0455 = 47,85 \text{ мм};$$

$$r_{w5} = \frac{m_{II} \cdot z_5}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{6 \cdot 40}{2} \cdot 1,0455 = 125,46 \text{ мм};$$

где $\alpha = 20^{\circ}$; $\alpha_w = 26^{\circ}$; $\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 1,0455$.

Выбираем масштаб

$$\mu_l = 0,002 \text{ м/мм.}$$

Чертежные размеры

$$\overline{O_1 A} = \frac{l_{O_1 A}}{\mu_l} = \frac{0,18}{0,002} = 90 \text{ мм;}$$

$$\bar{r}_{W4} = \frac{r_{W4}}{\mu_l} = \frac{0,034785}{0,002} = 23,9 \text{ мм;}$$

$$\bar{r}_{W5} = \frac{r_{W5}}{\mu_l} = \frac{0,12546}{0,002} = 62,7 \text{ мм.}$$

$$1 \sum M_{O_1}^{(1)}(F_i) = -F_{R21} \cdot h_{FR21} + F_y \cdot h_{b5} = 0;$$

$$F_y = \frac{F_{R21} \cdot h_{FR21}}{h_{b5}} = \frac{1011,6 \cdot 78}{56,4} = 1399 \text{ Н.}$$

$$2 \sum \bar{F}_i^{(1)} = \bar{F}_{R21} + \bar{F}_y + \bar{F}_{G1} + \bar{F}_{R01} = 0.$$

Масштаб

$$\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$$

Чертежные силы

$$\bar{F}_{R21} = F_{R21} / \mu_F = 1011,6 / 10 = 101,2 \text{ мм;}$$

$$\bar{F}_{G1} = F_{G1} / \mu_F = 17,7 / 10 = 1,8 \text{ мм;}$$

$$\bar{F}_y = F_y / \mu_F = 1399 / 10 = 139,9 \text{ мм.}$$

Из построенного плана сил

$$F_{R01} = \bar{F}_{R01} \cdot \mu_F = 237 \cdot 10 = 2370 \text{ Н.}$$

Входная группа $\mu_L = 0,002 \frac{M}{MM}$

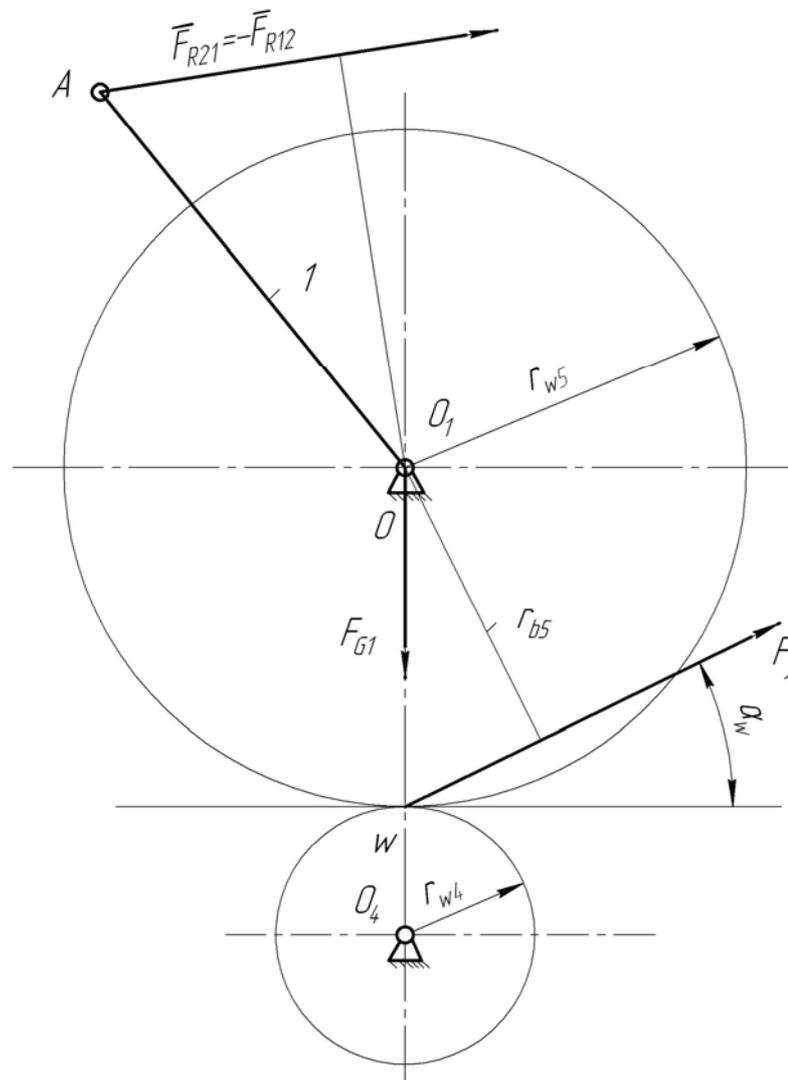


Рисунок 7.13 – Силы, действующие на входную группу

План сил входной группы $\mu_F = 10 \frac{H}{MM}$

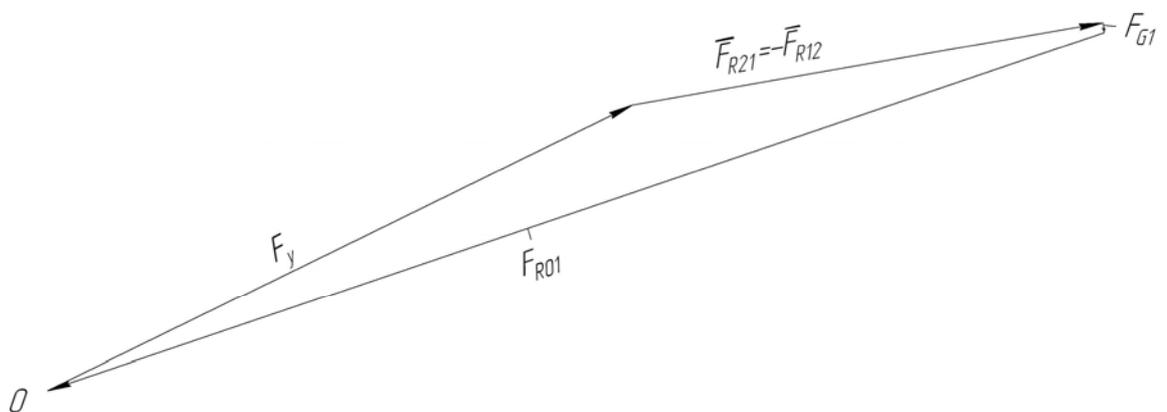


Рисунок 7.14 – План сил входной группы

7.3.4 Рычаг Н.Е. Жуковского

$$\frac{O_1A}{O_1W} = \frac{o_1a}{o_1w}; \quad O_1W = \frac{O_1a \cdot O_1W}{O_1A} = \frac{94,2 \cdot 125,46}{180} = 65,7 \text{ мм};$$

$$o_2s_3 = 21,6 \cdot 2 = 43,2 \text{ мм};$$

$$\frac{O_2B}{S_3K_3} = \frac{o_2b}{s_3k_3}; \quad o_3k_3 = \frac{O_2b \cdot S_3K_3}{O_2B} = \frac{122,4 \cdot 142,9}{330} = 53 \text{ мм}.$$

Рычаг Н.Е. Жуковского $\mu_{V'} = 0,02 \frac{\text{М}}{\text{с} \times \text{мм}}$

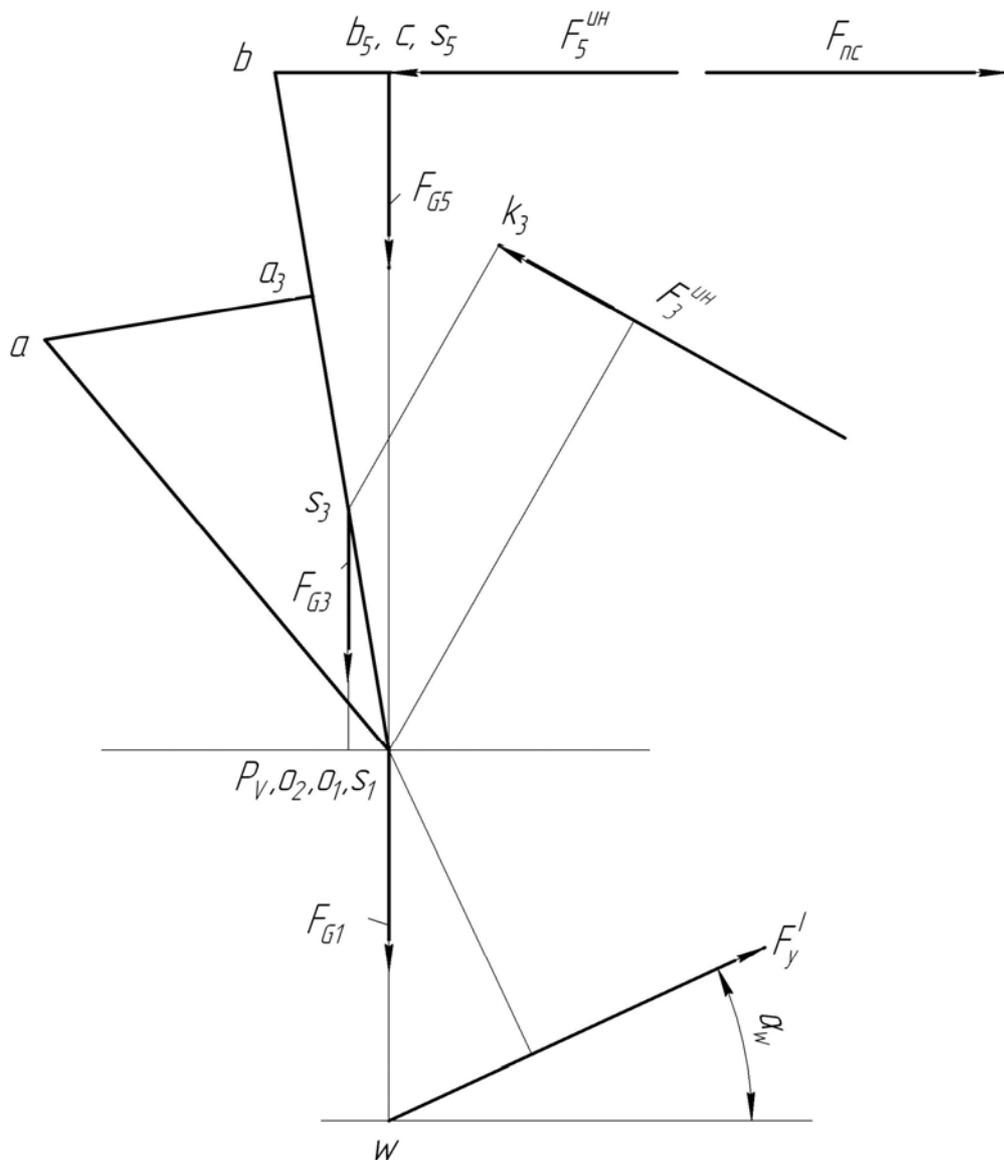


Рисунок 7.15 – Рычаг Н.Е. Жуковского

$$\sum M_{Py}(F_i) = F_{G3} \cdot h_{G3} + F_3^{un} \cdot h_3 + F_5^{un} \cdot h_5 - F_{PC} \cdot h_5 + F'_y \cdot h_{FY} = 0$$

$$F'_y = \frac{F_{PC} \cdot h_5 - F_{G3} \cdot h_{G3} - F_3^{un} \cdot h_3 - F_5^{un} \cdot h_5}{h_{FY}};$$

$$F'_y = \frac{770 \cdot 120 - 97,1 \cdot 7 - 35,5 \cdot 86 - 47,5 \cdot 120}{60} = 1382,8 \text{ Н}$$

Процент ошибки

$$\Delta F'_y = \frac{F_y - F'_y}{F_y} \cdot 100 = \frac{1399 - 1382,8}{1399} \cdot 100 = 1,17 \% < [\Delta F'_y] = 8 \%$$

Компоновка графического материала представлена на рисунке 7.16.

Список использованных источников

- 1 **Артоболовский, И.И.** Теория механизмов и машин. / И.И. Артоболовский - М.: Наука, 1975. – 639 с.
- 2 **Ефанов, А.М.** Теория механизмов и машин: учебное пособие. / А.М. Ефанов, В.П. Ковалевский – Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 3 **Ефанов, А.М.** Структурное и кинематическое исследование плоских рычажных механизмов: методические указания к курсовому проектированию по ТММ. / А.М. Ефанов– Оренбург: ОГУ, 1997. – 44 с.
- 4 **Ефанов, А.М.** Силовой анализ плоских рычажных механизмов: методические указания. / А.М. Ефанов – Оренбург: ОГУ, 1997. – 33 с.
- 5 **Муллабаев, А.А.** Нахождение крайних положений механизма методом последовательных приближений: методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин. / А.А. Муллабаев – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2005 – 9 с.
- 6 **Муллабаев, А.А.** Определение оптимальных координат полюсов при графическом методе анализа: методические указания к курсовому проекту по теории механизмов и машин. / А.А. Муллабаев – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2005 – 9 с.
- 7 **Муллабаев, А.А.** Кинетостатический анализ рычажных механизмов с упрощенными группами Ассур второго класса: методические указания к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин./ А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов. – Оренбург: ИПК ГОУ ОГУ, 2009. – 15 с.
- 8 Учебно-методический комплекс по теории механизмов и машин [Электронный ресурс] / В.Б. Тарабарин – М: МГТУ им. Баумана, 2005. – Режим доступа: <http://tmm-umk.bmstu.ru>

Приложение А
(обязательное)
Структура обозначения учебной документации

	X	XXXXXXX.	X	X	XX.	XX	XXX
Код организации-разработчика (ГОУ ОГУ)							
Шифр специальности (190600, 060400 и т.д.)							
Код вида документации							
Дипломный проект - 1							
Дипломная работа - 2							
Дипломная работа для нетехнических специальностей - 3							
Курсовой проект - 4							
Курсовая работа - 5							
РГР – 6							
УИРС - 7							
Реферат – 8							
Практика - 9							
Характеристика тем							
Без указания - 0							
Конструкторская - 1							
Технологическая - 2							
Исследовательская -3							
Комбинированная -4							
Год издания работы							
Обозначается двумя последними цифрами календарного года, в котором защищается проект (работа, реферат)							
Порядковый номер исполнителя.							
Берется по журналу данной группы, в котором список студентов приведен в алфавитном порядке							
Шифр документа							
ПЗ - пояснительная записка							
О - отчет по РГР							
У - отчет по УИРС							
Р - реферат							
П - отчет по практике							
ОО - для нетехнических специальностей							

Приложение Б

(обязательное)

Пример оформления титульного листа курсового проекта

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Транспортный факультет
Кафедра теоретической механики и теории механизмов и машин

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

(16 пт)

по теории механизмов и машин

Анализ и синтез механизмов АСМ 17.05

(16 пт)

Пояснительная записка

ГОУ ОГУ 120100.4003.17 ПЗ

Руководитель проекта

_____Иванов И.И.

" ____ " _____ 2000г.

Исполнитель

студент гр. 06 ТМ

_____Петров В.В.

" ____ " _____ 2000г.

Оренбург 2007

Примечание – Остальные надписи размером 14 пт

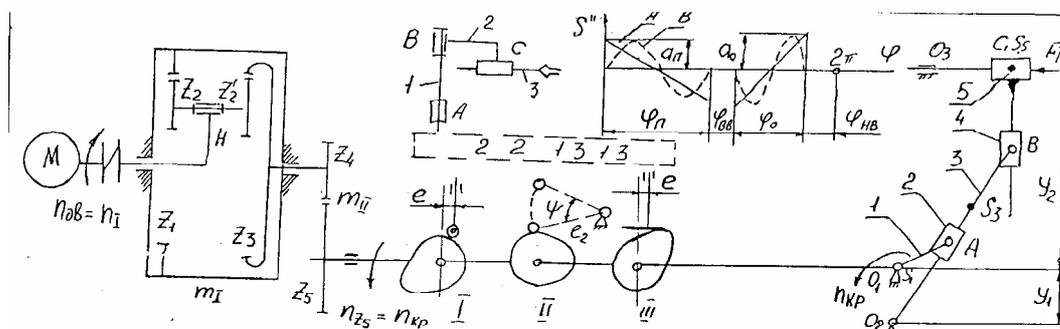
Приложение В (обязательное)

Пример бланка задания на курсовой проект

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Транспортный факультет
Кафедра теоретической механики и теории механизмов и машин

Задание на курсовой проект Анализ и синтез механизмов

Исходные данные:



№ вар.	Зубчатые механизмы						Кулачковые механизмы										Рычажный механизм									
	$n_{об}$ об/м	$n_{з5}$ об/м	m_I	z_4	z_5	m_{II} мм	S'' мм	e_2 мм	ψ град.	φ_n	$\varphi_{об}$	φ_0	d_g	y_1 мм	y_2 мм	ρ_{OA} мм	ρ_{OB} мм	ρ_{OS} мм	m_i кг	J_{Si} кг·м ²	F_{ix} Н	CH пай	δ			
1	1430	80	2.0	16	40	4	II	A	180	46	100	60	120	30	360	440	125	700	250			600	1	0.01		
2	1450	85	2.5	12	35	10	II	B	160	18	120	70	140	30	400	460	140	770	275			500	2	0.01		
3	2840	90	3.0	13	30	8	II	A	210	20	110	80	130	30	425	490	150	820	250			700	3	0.01		
4	2850	95	4.0	14	35	8	II	B	200	22	100	80	150	30	480	530	170	930	350			750	4	0.01		
5	2880	100	3.0	15	40	6	II	A	220	18	90	70	110	30	510	560	180	990	350			770	5	0.01		
6	2900	105	2.5	16	45	5	II	B	210	20	120	60	100	30	570	600	185	1120	400			740	7	0.01		
7	1420	75	2.0	15	30	6	II	A	180	46	110	70	120	30	510	580	175	1050	350			720	8	0.01		
8	965	70	3.0	14	45	10	II	B	200	18	130	80	110	30	500	560	165	1150	300			700	9	0.01		
9	950	60	4.0	13	40	8	II	A	160	24	150	80	100	30	490	550	160	1100	250			650	10	0.01		
10	935	65	5.0	12	30	10	II	B	170	22	110	70	90	30	470	520	155	1050	400			500	11	0.01		

- Выполнить: 1) Структурный, кинематический и силовой анализы плоского рычажного механизма;
2) Расчет маховика по методу Виттенбауэра;
3) Синтез кулачкового механизма;
4) Синтез зубчатого механизма.

Дата выдачи задания " ____ " ____ 200 ____ г.
Руководитель Петров А.Б.
Исполнитель
студент группы 02 ТМ Иванов В.Г.
Срок защиты проекта " ____ " ____ 200 ____ г.

Приложение Г
(справочное)
Пример оформления аннотации

Аннотация

Пояснительная записка содержит 32 страницы, в том числе 8 рисунков, 15 таблиц, 6 источников. Графическая часть выполнена на 5 листах формата А1.

В данном проекте проведен анализ и синтез механизмов. Выполнены структурный, кинематический и силовой анализы плоского рычажного механизма, расчет маховика по методу Виттенбауэра, синтеза кулачкового и зубчатого механизмов.

					ГОУ ОГУ 120200. 4003. 17 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Анализ и синтез механизмов АСМ 17.05	<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
Разраб.		Петров В.В.		2.06.07		к	3	32
Пров.		Иванов И.И.		5.06.07		06 ТМ		
Н. контр.								
Утв.								

Приложение Д (обязательное) Формы основных надписей

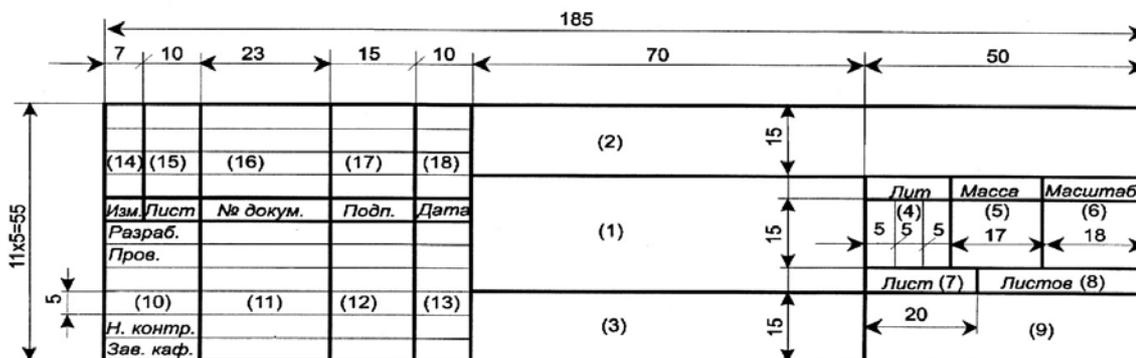


Рисунок Д.1 - Форма основных надписей для чертежей и схем
(первый лист) по ГОСТ 2.104-2006, форма 1

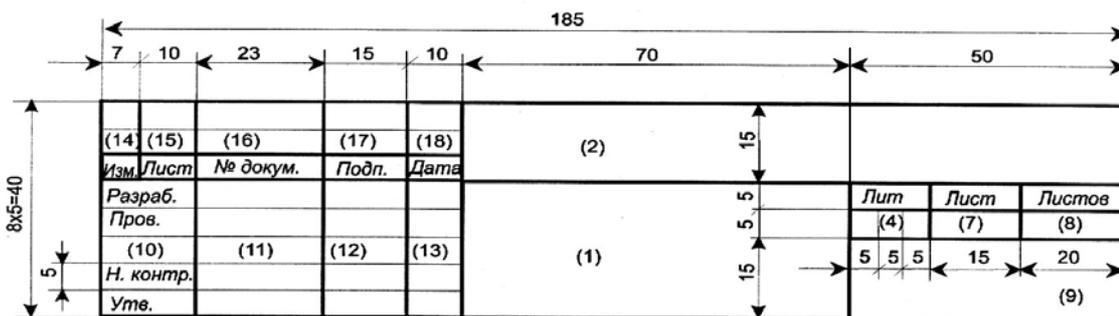


Рисунок Д.2 - Форма основных надписей для текстовых конструкторских
документов (первый лист) по ГОСТ 2.104-2006, форма 2

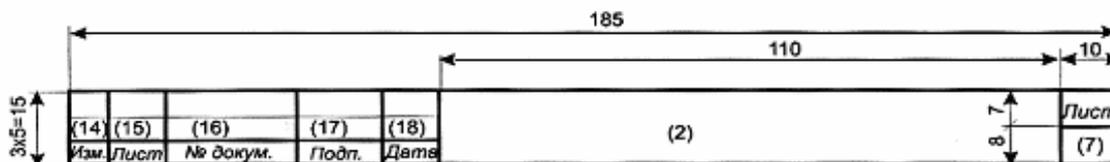


Рисунок Д.3 - Форма основных надписей для текстовых конструкторских
документов (последующие листы) по ГОСТ 2.104-2006, форма 2а