

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Оренбургский государственный университет»

*Г.А. Клещарева*

# **СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Учебное пособие

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательной программе высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Оренбург  
2020

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

К48

Рецензент – доцент, доктор технических наук Ю.А. Чирков

Клещарева, Г.А.

К48 Силовой анализ плоских рычажных механизмов [Электронный ресурс] : учебное пособие для обучающихся по образовательной программе высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства / Г. А. Клещарева; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. образования "Оренбург. гос. ун-т". - Оренбург : ОГУ. - 2020. - 103 с. - Загл. с тит. экрана. ISBN 978-5-7410-2490-4

Учебное пособие предназначено для выполнения силовых анализов рычажных механизмов в курсовом проекте и других видах самостоятельной работы по дисциплине «Теория механизмов и машин» для обучающихся по образовательной программе высшего образования по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства. Данное пособие также может быть полезно при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

ISBN 978-5-7410-2490-4

© Клещарева Г.А., 2020

© ОГУ, 2020

# Содержание

Введение.....	5
1 Теоретические основы силового анализа плоских рычажных механизмов.....	6
1.1 Общие сведения.....	6
1.2 Этапы кинетостатического расчёта.....	9
1.3 Порядок проведения кинетостатического расчёта.....	12
1.4 Определение внешних сил.....	13
1.5 Определение внутренних сил (реакций в кинематических парах).....	15
2 Внешние силы кулисного механизма.....	17
2.1 Общие сведения.....	17
2.2 Выбор масштабного коэффициента.....	18
2.3 Исходные данные.....	19
2.4 Результаты структурного и кинематического анализов.....	20
2.5 Определение внешних сил кулисного механизма.....	23
3 Внутренние силы кулисного механизма.....	27
3.1 Внутренние силы второй группы Ассура.....	27
3.2 Построение плана сил второй группы Ассура.....	31
3.3 Построение плана сил первой группы Ассура.....	34
3.4 Определение уравновешивающей силы.....	39
3.5 Построение плана сил ведущей группы.....	41
3.6 Форма отчета.....	43
4 Выполнение и оформление курсового проекта.....	45
4.1 Подготовка к выполнению курсового проекта.....	45
4.2 План работы над курсовым проектом.....	46
4.3 Общие требования к оформлению курсового проекта.....	47
4.4 Оформление разделов курсового проекта.....	48
4.5 Графическая часть.....	56
4.6 Подготовка курсового проекта к защите и архивированию.....	56

4.7 Вопросы для подготовки к защите курсового проекта .....	57
Список использованных источников .....	62
Приложение А.....	64
Пример выполнения и оформления курсового проекта.....	64

## Введение

В процессе изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» обучающиеся получают теоретические знания по расчету, анализу и синтезу встречающихся в практике различных механизмов.

Полученные знания закрепляются выполнением курсовых проектов, а также других видов самостоятельной работы, в которых обучающиеся на практике выполняют расчеты, анализ и синтез механизмов. В настоящем учебном пособии даны рекомендации, пример силового анализа типового механизма. Приведен пример выполнения и оформления всего курсового проекта.

Учебное пособие способствуют реализации следующих компетенций для направления подготовки 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства: ОК-1 способностью к абстрактному мышлению, анализу, синтезу; ОПК-4 способностью к самообразованию и использованию в практической деятельности новых знаний и умений, в том числе в областях знаний, непосредственно не связанных со сферой профессиональной деятельности. Данное пособие также может быть полезно при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

Курсовое проектирование способствует закреплению, углублению и обобщению теоретических данных, а также применению этих знаний к комплексному решению конкретной инженерной задачи по исследованию и расчёту механизмов и машин, кроме того, прививает некоторые навыки научно-исследовательской работы.

Цель курсового проектирования привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов разнообразного назначения.

# 1 Теоретические основы силового анализа плоских рычажных механизмов

## 1.1 Общие сведения

Силовой анализ рычажных механизмов является одним из важных этапов их проектирования, поскольку силы, действующие на звенья механизма, необходимо знать при:

- расчете на прочность;
- подборе подшипников;
- определении мощности электродвигателя;
- для выбора вида смазки и места ее подвода;
- для расчета износа в кинематических парах;
- для других проектных и проверочных расчетов.

Все силы, действующие на звенья механизма, можно разделить на две группы.

Группа 1 – внешние или активные силы, к которым относятся:

- движущие силы (моменты), развивающие положительную мощность;
- силы сопротивления движению, развивающие отрицательную мощность;
- силы тяжести;
- силы инерции.

Группа 2 – внутренние силы или силы реакций в кинематических парах.

*Основными задачами силового анализа рычажных механизмов являются:*

- определение внешних сил, действующих на отдельные звенья механизма;
- определение сил реакций в кинематических парах механизма;
- определение необходимого движущего (уравновешивающего) момента.

*Уравновешивающие силы и моменты* – такие условные внешние силы и моменты, которые, будучи приложенными к начальным звеньям, обеспечивают их движение по заданному закону.

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

Статический расчет проводят для механизмов, находящихся в покое или движущихся с малыми скоростями, когда инерционные силы пренебрежимо малы, или в случаях, когда неизвестны массы и моменты инерции звеньев механизма (например, на этапах, предшествующих эскизному проектированию).

Уравнения статического равновесия:

$$\sum_{i=1}^f F_i = 0, \quad (2.1)$$

$$\sum_{i=1}^m M_i = 0, \quad (2.2)$$

где  $F_i$  – внешние силы, приложенные к механизму или его звеньям,  $H$ ;

$M_i$  – внешние моменты сил, приложенные к механизму или его звеньям,  $H_m$ .

Если при силовом анализе учитываются те динамические силы, которые возникают в результате движения механизма (силы инерции), то расчет называют *динамическим* [1].

Если для выполнения динамического расчета применяют метод кинестатики, основанный на принципе Даламбера, то такой расчет называют кинестатическим. Его проводят для движущихся механизмов при известных массах и моментах инерции звеньев, когда пренебрежение инерционными силами приводит к существенным погрешностям.

Уравнения кинестатического равновесия:

$$\sum_{i=1}^f F_i + \sum_{i=1}^n F_{инi} = 0, \quad (2.3)$$

$$\sum_{i=1}^m M_i + \sum_{i=1}^k M_{инi} = 0, \quad (2.4)$$

где  $F_{инi}$  – инерционные силы, приложенные к звеньям,  $H$ ;

$M_{инi}$  – моменты сил инерции, приложенные к звеньям,  $H_m$ .

*Сущность этого метода* может быть сформулирована так: если ко всем внешним действующим на звено силам условно присоединить силы инерции, то под действием всех этих сил звено можно рассматривать условно находящимся в равновесии. *Механизм* – это неравновесная механическая система, так как в ней, как правило, нет ни одного подвижного звена, находящегося в состоянии покоя или равномерного прямолинейного движения. Но поскольку при силовом анализе механизмов предпочтительнее использовать приемы и уравнения статики, то к реальным, фактически действующим силам, искусственно добавляют инерционные силы и моменты, которые, согласно принципу Даламбера, любую систему сил дополняют до равновесной; эти силы и моменты также считают внешними.

При кинетостатическом расчете кинематическая цепь механизма разбивается на группы Ассур, которые являются статически определяемыми. Расчет ведется путем последовательного рассмотрения условий равновесия отдельно каждой группы, начиная с наиболее удаленной от исходного механизма (ведущего звена), последним рассчитывается ведущее звено.

При рассмотрении условий равновесия группы без учета силы трения составляющие реакции *во внешней вращательной паре* представляются направленными по звену (нормальная реакция) и перпендикулярно звену (тангенциальная реакция), и приложены они в центре шарнира. Во вращательной паре подлежат определению величины и направления нормальной и тангенциальной реакций.

*В поступательной паре*, в общем случае, подлежат определению величина и точка приложения реакции, так как известно только то, что направление реакций всегда перпендикулярно оси направляющих пары.

Анализ свойств механизма можно получить путем исследования каждой группы Ассур через 10 градусов (20 градусов или 30 градусов) угла поворота кривошипа. В этом случае выявляется полная картина силового нагружения всех подвижных соединений механизма и звеньев за цикл движения машины.

*Цикл* – промежуток времени, по истечении которого все кинематические параметры принимают первоначальное значение, а технологический процесс, происходящий в рабочей машине, начинает повторяться вновь.

## 1.2 Этапы кинетостатического расчёта

Различают два этапа кинетостатического расчёта:

- Расчёт механизма без учёта потерь на трение в кинематических парах.
- После конкретного конструирования узлов производится дополнительный расчёт потерь мощности в кинематических парах на преодоление трения.

Механизм является неравновесной системой, поэтому прежде, чем проводить силовой анализ, надо искусственным приемом привести его в состояние равновесия.

Этот искусственный прием называется методом кинетостатики и основан на принципе Даламбера. Он заключается в том, что к звеньям надо дополнительно приложить силы инерции и моменты сил инерции, а поэтому необходимо иметь план ускорений. Методом подобия надо определить ускорения центров масс всех звеньев.

Имея ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев, определяют силы инерции и моменты сил инерции этих звеньев.

Надо иметь ввиду, что знак минус в формулах сил инерции и моментов сил инерции говорит только о направлении и учитывается один раз – при изображении векторов сил инерции и изображении моментов на расчетной схеме (вектор силы инерции параллелен вектору ускорения центра масс и направлен в противоположную сторону, момент сил инерции направлен противоположно угловому ускорению данного звена). В расчетных формулах используется абсолютное значение этих силовых факторов.

Решение задачи сводится к определению реакций во всех кинематических парах и уравновешивающего момента, приложенного к входному звену, при заданной силе полезного сопротивления (или моменте полезного сопротивления), приложенной к выходному звену, для заданного положения механизма.

Кроме сил инерции и моментов сил инерции к звеньям механизма прикладывают силы веса, силу полезного сопротивления (момент полезного сопротивления) и уравновешивающий момент. Сила полезного сопротивления

приложена к выходному звену механизма и направлена противоположно скорости этого звена. Если выходное звено совершает возвратно-вращательное движение, то к нему прикладывается момент полезного сопротивления, который направлен противоположно угловой скорости этого звена. Уравновешивающий момент прикладывается к входному звену и направляется по направлению угловой скорости этого звена.

На этом завершается подготовительный этап к силовому расчету – приложены все внешние силы, под действием которых механизм теперь находится в состоянии статического равновесия. Далее производится непосредственно силовой расчет методом планов сил.

Для силового расчета необходимо провести структурный анализ механизма, взяв в качестве начального то звено, на которое действует неизвестная внешняя сила. В данном случае неизвестной внешней «силой» является уравновешивающий момент, приложенный к первому (входному) звену, поэтому разбивка на группы Ассура, проведенная при кинематическом анализе методом планов скоростей и ускорений, полностью соответствует данной задаче.

Но, в отличие от кинематического анализа, силовой расчет начинается с последней присоединенной группы. Поэтому следующим шагом надо вычертить группу (4, 5) отдельно от механизма строго в масштабе и в том положении, которое она занимает на механизме в данный момент времени. К звеньям группы прикладываются все внешние силы и моменты (включая силы и моменты сил инерции), выдерживая строго направления этих сил и их точки приложения. На расчетной схеме силы можно изображать без определенного масштаба.

Далее прикладываются реакции к элементам кинематических пар (силы, действующие на рассматриваемое звено со стороны отброшенного), которыми группа присоединялась к механизму. Реакции в шарнирах могут быть направлены в любую сторону (необходимо определить их величину и направление), поэтому на расчетной схеме они направляются произвольно.

Реакции в поступательных парах направлены перпендикулярно соответствующим направляющим, так как вначале расчет ведется без учета сил трения – неизвестными в этих парах являются величина и условная точка приложения искомой реакции (или величина и реактивный момент).

После составления расчетной схемы определяется порядок решения в соответствии с видом рассматриваемой группы Ассура. Записываются 4 уравнения (две суммы моментов и два плана сил) в определенном для данной группы порядке. При построении планов силы надо откладывать строго в масштабе.

Аналогично надо рассмотреть следующую группу Ассура, обратив особое внимание на реакцию в той кинематической паре, которой данная группа присоединялась к уже рассмотренной, – эта реакция является теперь известной внешней силой. Она равна реакции в этой же паре предыдущей рассмотренной группы, но направлена в противоположную сторону. Соответственно меняются индексы этой реакции.

После определения всех реакций в кинематических парах второй группы, переходят к рассмотрению кривошипа – начального звена. Здесь записываются два уравнения (одно уравнение моментов, второе уравнение плана сил), после решения которых определяется последняя реакция и неизвестный уравновешивающий момент.

### 1.3 Порядок проведения кинестатического расчёта

Для проведения силового расчета нужно расчленить заданный плоский рычажный механизм на группу начального механизма (начальное звено со стойкой) и структурные группы с нулевой степенью свободы, так называемые группы Ассура – статически определимые группы, для которых число неизвестных сил равно числу уравнений. Кинестатический расчет механизма начинаем с группы Ассура, наиболее удаленной от начального звена, и проводим его в такой последовательности, как и разделение на группы Ассура при структурном анализе механизма:

- 1 Определение степени подвижности механизма.
- 2 Для каждого отдельного положения механизма внутри цикла его работы строятся планы скоростей и планы ускорений. С помощью планов ускорений определяются ускорения центров масс.
- 3 Механизм раскладывается на структурные группы Ассура.
- 4 Производится кинестатический расчёт отдельных структурных групп начиная с последней, постепенно приближаясь к ведущему звену.
- 5 Кинестатический расчёт ведущего звена.
- 6 Определение крутящего момента или движущей силы на ведущем звене.
- 7 Определение мощности двигателя.
- 8 Пункты 4-7 повторяются для множества положений механизма за полный цикл его работы.
- 9 Выбираются наибольшие значения мощности и усилий, действующие в кинематических парах.
- 10 На основании полученных данных составляется задание на проектирование.

## 1.4 Определение внешних сил

Все внешние силы можно разделить на шесть видов:

1 *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, то есть движущие силы совершают положительную работу ( $+A_{дв}$ ), величину и направление находят на заключительном этапе силового анализа.

2 *Силы сопротивления* стремятся замедлить движение механизма. Их направление противоположно направлению движения, то есть совершают отрицательную работу ( $-A_c$ ). Силы сопротивления делятся на: полезные технологического назначения  $F_{nc}$  ( $M_{nc}$ ), для преодоления которых предназначен механизм, и вредные (силы трения в кинематических парах). В курсовых проектах (работах) и расчетно-графических работах значения  $F_{nc}$  ( $M_{nc}$ ) заданы и по направлению, и по величине [2].

3 *Силы тяжести* (силы веса) приложены в центрах тяжести (рисунок 2.1) и направлены вертикально вниз, величину  $F_{G_i}$ ,  $H$ , находят по формуле

$$F_{G_i} = m_i \cdot g, \quad (2.5)$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -го звена, кг;

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

Силы тяжести производят положительную работу, если центры тяжести звеньев опускаются, отрицательную, если центры тяжести поднимаются ( $\pm A_{тяж}$ ).

4 *Силы инерции* звена приложены в его центре масс и направлены в сторону противоположную полному ускорению центра масс [3] (величину и направление которого находят из плана ускорений) (рисунок 2.1).

Результирующую силу инерции звеньев  $F_{ин_i}$ ,  $H$ , находят по формуле

$$\vec{F}_{ин_i} = - m_i \cdot \vec{a}_{S_i}, \quad (2.6)$$

где  $m_i$  – масса звена, кг;

$\vec{a}_{S_i}$  – вектор полного ускорения центра масс  $S_i$  звена,  $м/с^2$ .

5 Момент пары сил инерции  $\vec{M}_{ин_i}$ , Н·м, возникает при плоско-параллельном движении [4], если вращение звена неравномерное, его направление противоположно угловому ускорению  $\varepsilon_i$ , рад/с<sup>2</sup> (рисунок 2.1), а величину вектора можно найти так

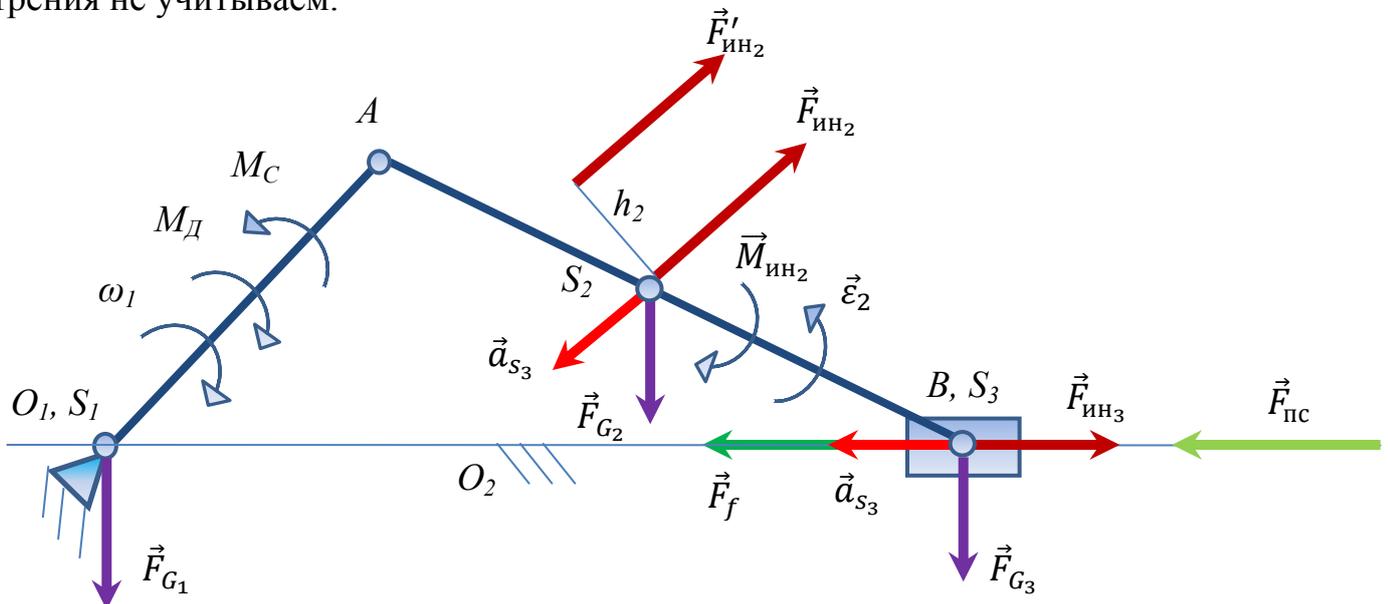
$$\vec{M}_{ин_i} = -J_{S_i} \cdot \vec{\varepsilon}_i, \quad (2.7)$$

где  $J_{S_i}$  – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс  $S_2$ , перпендикулярный плоскости движения, кг/м<sup>2</sup>;

$\vec{\varepsilon}_i$  – угловое ускорение, взятое со своим направлением, рад/с<sup>2</sup>.

Для удобства построения планов сил, от моментов можно избавиться, перенеся любую силу, действующую на то же звено, на величину плеча  $h_i$  в ту же сторону, что и момент инерции (рисунок 2.1).

6 Силы трения –  $\vec{F}_f$  всегда направлены в сторону [5], противоположную движению (ползун на плоскости, рисунок 2.1). В выполняемых заданиях силу трения не учитываем.



$O_1, O_2$  – неподвижные точки соединения механизма со стойкой;  $A, B$  – подвижные точки механизма;  $M_D, M_C$  – моменты движущий, сопротивления;  $S_1, S_2, S_3$  – центры тяжести 1, 2, 3 звеньев;  $h_2$  – плечо переноса силы инерции.

Рисунок 2.1 – Внешние силы кривошипно-ползунного механизма

## 1.5 Определение внутренних сил (реакций в кинематических парах)

Силы взаимодействия звеньев (реакций в кинематических парах) рекомендуется обозначать буквой  $R_{12}$  с двойным индексом. Первая цифра индекса показывает звено, со стороны которого действует сила; вторая цифра звено – к которому приложена сила, например,  $R_{12}$  – реакция, с которой звено 2 действует на звено 1. В результате действия на звенья внешних сил в кинематических парах появляются силы реакции:  $F_{R12}$  – сила действия первого звена на второе;  $F_{R01}$  – сила действия нулевого звена (стойки) на первое (рисунок 2.2 а, б).

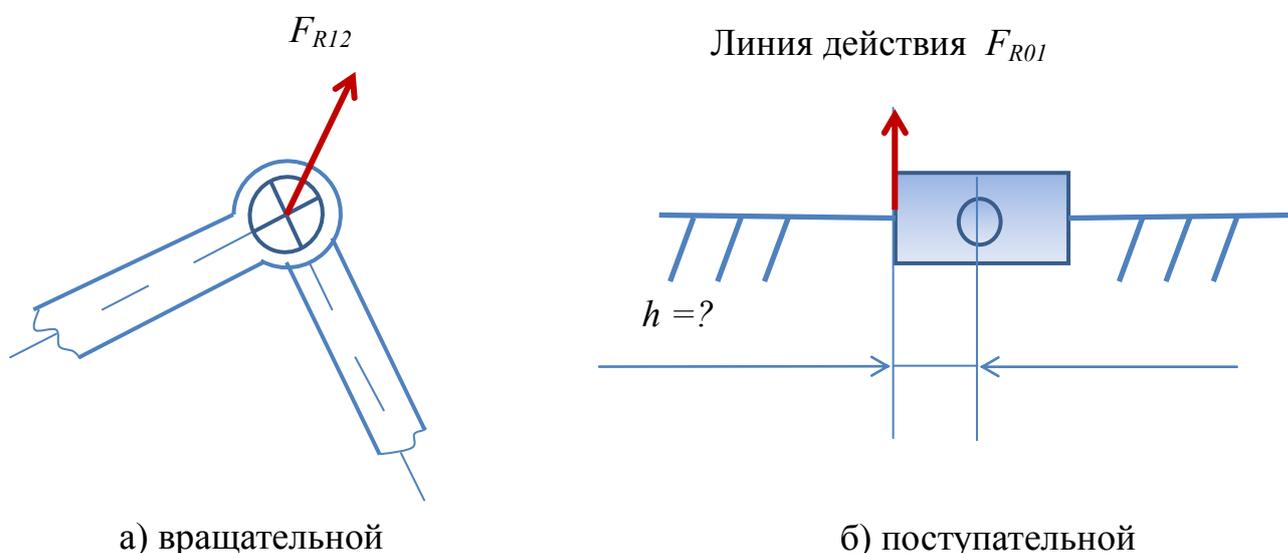


Рисунок 2.2 – Внешние силы кинематических пар V (пятого) класса

Во вращательной кинематической паре V класса (рисунок 2.2 а) результирующая сила реакции  $F_{R12}$  проходит через центр шарнира. Величина и направление этой реакции на начальной стадии силового анализа неизвестны.

В поступательной паре (рисунок 2.2 б) сила реакции перпендикулярна к оси движения этой пары, но неизвестны ее величина и точка приложения.

Механизмы образуются присоединением к простым механизмам I класса структурных групп с нулевой степенью подвижности  $W$ , которые называют *группы Ассура*, то есть:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_1 = 0.$$

Из этой формулы видно, что число кинематических пар не может быть дробным, поэтому число звеньев  $n$  групп Ассура должно быть четным, тогда число одноподвижных кинематических пар  $P_1$  будет кратно трем (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Возможные сочетания  $n$  и  $P_1$  в группах Ассура

Класс механизмов	II	III	IV	...
Число подвижных звеньев групп Ассура $n$	2	4	6	...
Число кинематических пар $P_1$	3	6	9	...

Первое сочетание чисел  $n = 2, P_1 = 3$ . Группа, имеющая два звена и три одноподвижные кинематические пары –  $P_1$ , называется группой II класса, второго порядка или *двухповодковой группой (диадой)*, так как присоединение этой группы к другим группам (или стойкам) производится двумя свободными поводками.

В любой группе Ассура имеем шесть неизвестных величин – величина и направление сил реакций в трех кинематических парах. Для плоской группы можно составить шесть уравнений статики – два уравнения проекций всех сил на координатные оси и одно уравнение моментов для каждого звена. Таким образом, группы Ассура являются статически определимыми, и расчет начинают с группы, наиболее удаленной от ведущего звена – второй группы Ассура, затем рассматривают первую группу Ассура, и в последнюю очередь ведущую группу (механизм первого класса, степень подвижности которой равна единице).

Степень подвижности групп Ассура равна нулю, то есть система находится в равновесии

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0. \quad (2.8)$$

На условии (2.8) построен весь силовой анализ.

## 2 Внешние силы кулисного механизма

### 2.1 Общие сведения

Силовой анализ механизмов является одним из важных этапов их проектирования, поскольку силы, действующие на звенья механизма, необходимо знать при: расчете на прочность; подборе подшипников; определении мощности электродвигателя.

Все силы, действующие на звенья механизма можно разделить на две группы:

а) Внешние или активные силы, к которым относятся:

- движущие силы (моменты);
- силы сопротивления движению;
- силы тяжести;
- силы инерции.

б) Внутренние силы или силы реакций в кинематических парах.

Основными задачами силового анализа рычажных механизмов являются:

- определение внешних сил, действующих на отдельные звенья механизма;
- определение сил реакций в кинематических парах механизма;
- определение необходимого движущего (уравновешивающего) момента.

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

Если при силовом анализе учитываются те динамические силы, которые возникают в результате движения механизма (силы инерции), то расчет называют *динамическим*.

Если для выполнения динамического расчета применяют метод кинестатики, основанный на принципе Даламбера, то такой расчет называют *кинетостатическим*. Сущность этого метода может быть сформулирована так: если ко всем внешним действующим на звено силам условно присоединить силы инерции, то под действием всех этих сил звено можно рассматривать условно находящимся в равновесии [1].

## 2.2 Выбор масштабного коэффициента

В теории механизмов и машин при структурном, кинематическом и силовом анализе рычажных механизмов и построении плана положений удобнее пользоваться понятием *масштабного коэффициента длин*  $\mu_l$ , м/мм.

*Масштабный коэффициент* – это отношение действительной длины звена к длине, изображаемой на чертеже ( $\mu_l$ , м/мм, соответствующий М 1:1 будет равен  $\mu_l = 0,001$  м/мм. Выбор масштабного коэффициента рекомендуется производить из следующего стандартного ряда чисел (таблица 2.1).

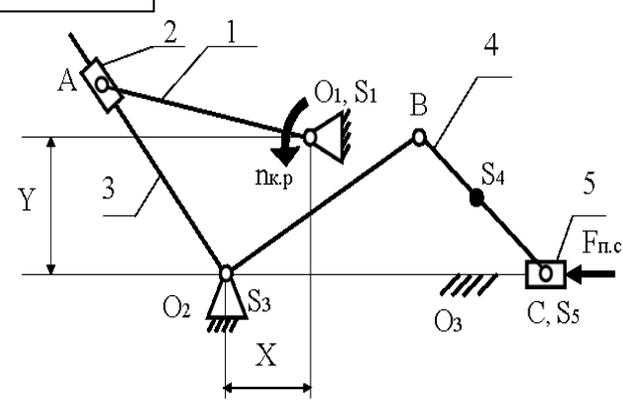
Таблица 2.1 – Численные значения стандартных чисел масштабных коэффициентов

Диапазоны значений				
0,001	0,002	0,0025	0,004	0,005
0,01	0,02	0,025	0,04	0,05
0,1	0,2	0,25	0,4	0,5
1	2	2,5	4	5
10	20	25	40	50
100	200	250	400	500 и так далее

## 2.3 Исходные данные

Исходные данные для всех видов анализа рычажного механизма должны быть взяты из своего варианта кинематической схемы с числовыми значениями необходимых величин. Например, схема 11, вариант числовых значений и номер положения механизма (задается преподавателем) для дальнейшего силового анализа – 10 (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Кинематическая схема кулисного механизма и исходные данные

Схема 11		№	$n_{кр},$ об/мин	$F_{nc},$ кН	$l_x,$ мм	$l_y,$ мм	$l_{O_1A},$ мм	$l_{O_2B},$ мм	$l_{BC},$ мм
									
		2		1,1	200	350	700	700	1750
		3	70	1,2	200	300	600	600	1500
		4	75	1,3	150	400	800	800	2000
		5	80	1,4	150	400	800	800	2000
		7	90	1,5	150	350	700	700	1750
		8	100	1,6	100	300	600	600	1500
		9	110	1,7	100	250	500	500	1250
$J_{si}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$J_{si} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$	10	115	1,8	100	200	400	400	1000
$m_i, \text{кг}$	$m_i = g \cdot l_i; m_5 = 3 \cdot m_1; g = 10 (\text{кг}/\text{м})$	11	60	2,0	100	250	500	500	1250

**Примечание** – приняты следующие обозначения

где  $n_{кр}$  – частота вращения кривошипа, об/мин;

$F_{nc}$  – сила полезного сопротивления, кН;

$J_{si}$  – собственные моменты инерции звеньев, кг·м<sup>2</sup>;

$m_i$  – массы звеньев, кг;

$g$  – масса одного метра звена, кг/м;

$l_x, l_y$  – координаты точки  $O_2$  относительно  $O_1$ , мм;

$l_{O_1A}, l_{O_2B}, l_{BC}$  – длины звеньев, мм;

$S_1, S_3, S_4, S_5$  – центры тяжести 1, 3, 4, 5 звеньев соответственно.

## 2.4 Результаты структурного и кинематического анализов

На предыдущих этапах анализа кулисного механизма было сделано:

1) Построена кинематическая схема механизма в заданном 10 положении для дальнейшего проведения силового анализа. Проведен структурный анализ [6], найдены действительные размеры звеньев (таблица 2.3), масштабный коэффициент плана положений  $\mu_\rho = 0,005$  м/мм (рисунки 2.1, 2.4).

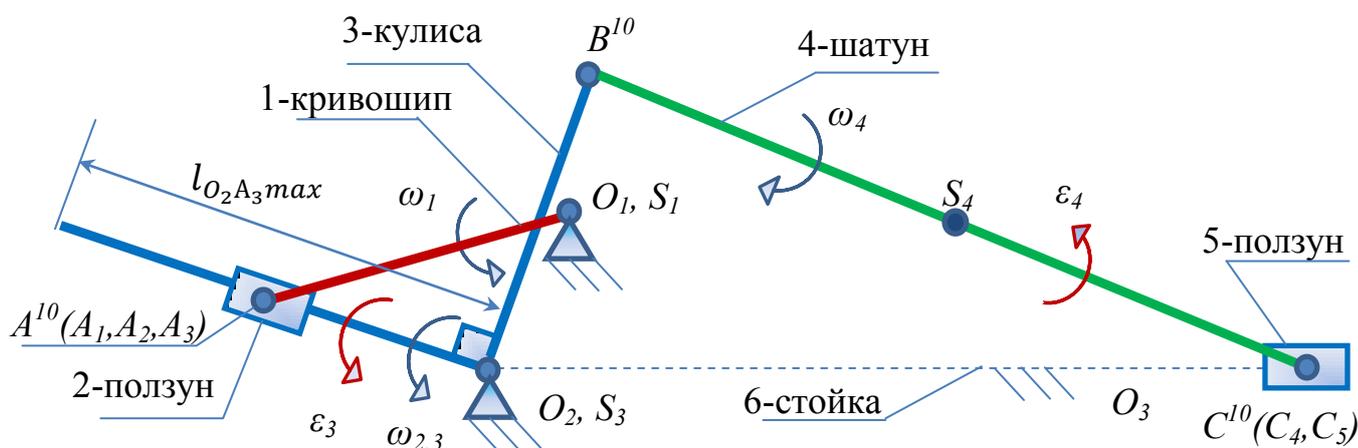


Рисунок 2.1 – План десятого положения кулисного механизма

2) Для заданного 10 положения механизма проведен кинематический анализ.

Построен план скоростей, масштабный коэффициент  $\mu_V = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$ , определены скорости центров тяжести  $V_{S_i}$ , м/с, угловые скорости вращающихся звеньев  $\omega_4$ , рад/с, и их направление [7], [8].

Построен план ускорений, масштабный коэффициент  $\mu_a = 0,5 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$ , определены ускорения центров тяжести  $a_{S_i}$ , м/с<sup>2</sup>, угловые ускорения вращающихся звеньев  $\epsilon_4$ , рад/с<sup>2</sup>, и их направление [9], [10] (рисунок 2.4).

Все расчеты и результаты сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Истинные (абсолютные) значения параметров механизма

Результаты предыдущих анализов механизма				
структурного			кинематического	
плана положений			плана скоростей	плана ускорений
№ звена	Звено	$\mu_\ell = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$	$\mu_V = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$	$\mu_a = 0,5 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$
1	кривошип	$l_1 = l_{O_1A} = 0,4 \text{ м}$	$V_{A_1} = 4,82 \text{ м/с}$	$a_{A_1} = 57,98 \text{ м/с}^2$
			$\omega_1 = 12,04 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_1 = 0$
2	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_{A_2} = 4,82 \text{ м/с}$	$a_{A_2} = 57,98 \text{ м/с}^2$
			$\omega_2 = 13,37 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_2 = 130,27 \text{ рад/с}^2$
3	коромысло-кулиса	$l_{O_2A_3} = 0,3 \text{ м}$	$V_{A_3} = 4,01 \text{ м/с}$	$a_{A_3} = 66,33 \text{ м/с}^2$
		$l_{O_2B} = 0,4 \text{ м}$	$V_{A_3A_2} = 2,66 \text{ м/с}$	$a_{A_3A_2}^k = 71,13 \text{ м/с}^2$
		$l_3 = l_{\text{всей кулисы}} = l_{O_2B} + l_{O_2A_3 \text{max}} = (0,4 + 0,75) = 1,15$	$\omega_3 = 13,37 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_3 = 130,27 \text{ рад/с}^2$
4	шатун	$l_4 = l_{BC} = 1 \text{ м}$	$V_B = 5,35 \text{ м/с}$	$a_B = 88,40 \text{ м/с}^2$
			$V_{CB} = 1,74 \text{ м/с}$	$a_{CB}^t = 54,77 \text{ м/с}^2$
		$l_{BS_4} = 0,5 \text{ м}$	$V_{S_4} = 5,42 \text{ м/с}$	$a_{S_4} = 67,77 \text{ м/с}^2$
5	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_C = 5,62 \text{ м/с}$	$a_C = 53,57 \text{ м/с}^2$
			$V_{S_5} = 5,62 \text{ м/с}$	$a_{S_5} = 53,57 \text{ м/с}^2$
			$\omega_4 = 1,74 \text{ рад/с}$	$\varepsilon_4 = 54,77 \text{ рад/с}^2$
<p>где <math>l</math> – действительные длины звеньев или их частей, м;  <math>V</math> – скалярные величины скоростей характерных точек звеньев, м/с;  <math>a</math> – скалярные величины ускорений характерных точек звеньев, м/с<sup>2</sup>;  <math>\omega</math> – угловые скорости звеньев, рад/с;  <math>\varepsilon</math> – угловые ускорения звеньев, рад/с<sup>2</sup>;  <math>\mu</math> – масштабные коэффициенты планов.</p>				

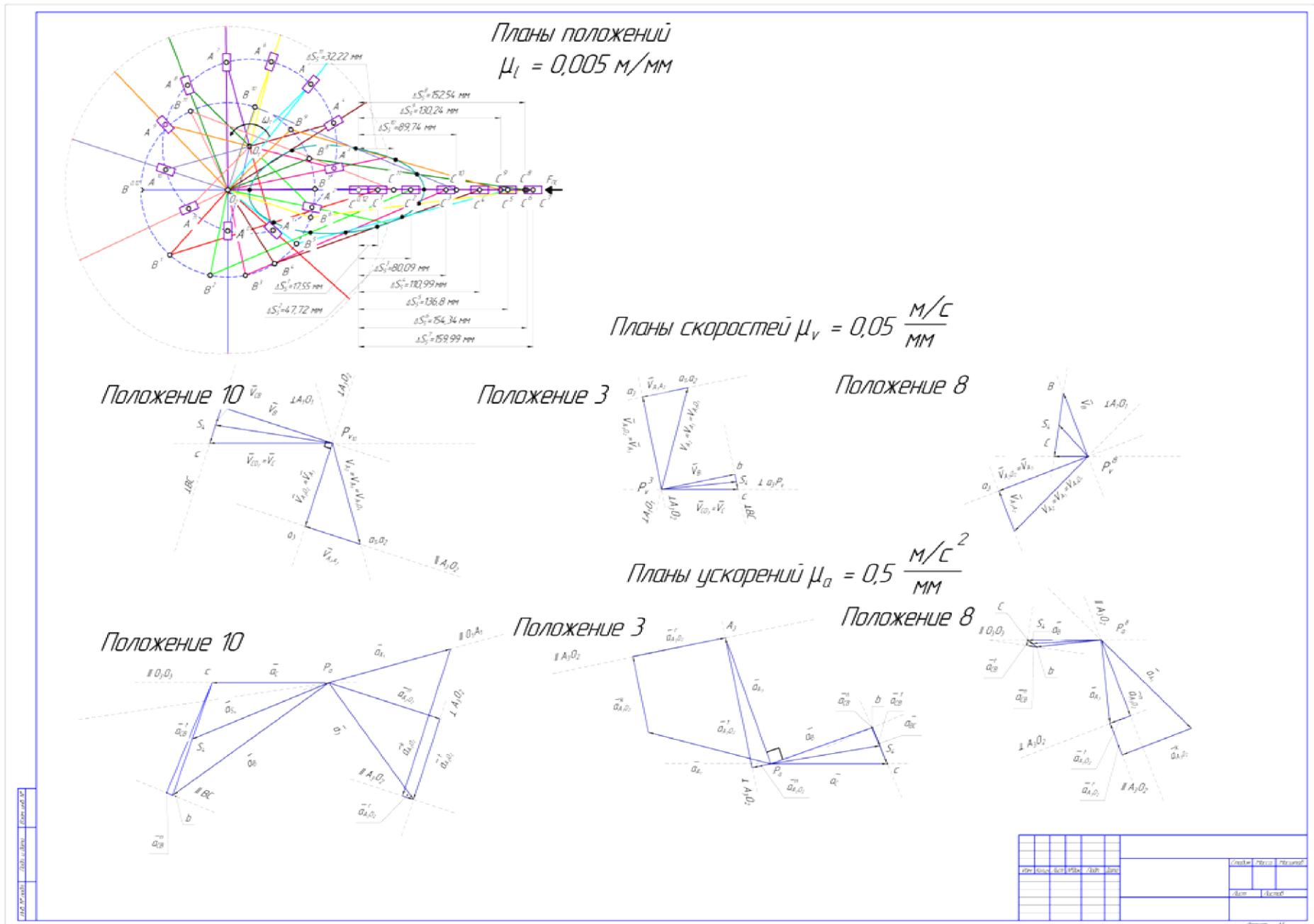


Рисунок 2.2 – Планы положений, скоростей и ускорений

Для проведения силового анализа необходимо рассчитать массы звеньев  $m_i$ , кг, и собственные моменты инерции  $J_{S_i}$ , кг·м<sup>2</sup>. Расчеты и результаты сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Массы и собственные моменты инерции звеньев кулисного механизма

Звено	Формула	Расчет	Результат
Массы звеньев $m_i = g \cdot l_i$ , кг			
$g = 10$ – вес 1 метра длины звена, кг/м; $l_i$ – длина звена, м			
$m_1$	$g \cdot l_1$	$10 \cdot 0,4$	4
$m_2$	размер не задан	0	0
$m_3$	$g \cdot l_3$ (всей кулисы)	$10 \cdot 1,15$	11,5
$m_4$	$g \cdot l_4$	$10 \cdot 1$	10
$m_5$	$3 \cdot m_1$	$3 \cdot 4$	12
Собственные моменты инерции звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести $J_{S_i} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$ , кг·м <sup>2</sup>			
$J_{S_1}$	$0,2 \cdot m_1 \cdot l_1^2$	$0,2 \cdot 4 \cdot 0,4^2$	0,128
$J_{S_2}$	$0,2 \cdot m_2 \cdot l_2^2$	$0,2 \cdot 0 \cdot 0^2$	0
$J_{S_3}$	$0,2 \cdot m_3 \cdot l_3^2$	$0,2 \cdot 11,5 \cdot 1,15^2$	3,04
$J_{S_4}$	$0,2 \cdot m_4 \cdot l_4^2$	$0,2 \cdot 10 \cdot 1^2$	2
$J_{S_5}$	$0,2 \cdot m_5 \cdot l_5^2$	$0,2 \cdot 12 \cdot 0^2$	0

## 2.5 Определение внешних сил кулисного механизма

1 *Движущие силы* – это силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления. Движущие силы необходимо найти в результате силового анализа.

2 *Силы сопротивления* стремятся замедлить движение механизма. К звену 5 – ползуну приложена сила полезного сопротивления  $\vec{F}_{\text{пс}}$ . Величина  $F_{\text{пс}} = 1300$  Н (рисунок 2.3).

3 Силы тяжести (силы веса)  $\vec{F}_{G_i}$ ,  $H$ , приложены в центрах тяжести (рисунок 2.3) и направлены вертикально вниз.

4 Силы инерции звена  $\vec{F}_{ин_i}$ ,  $H$ , приложены в его центре масс и направлены в сторону, противоположную полному ускорению  $\vec{a}_{s_i}$  центра масс. Результаты расчетов сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Скалярные значения сил тяжести и сил инерции звеньев

Силы	Формула	Расчет	Результат
Силы тяжести (веса) $F_{G_i} = m_i \cdot g, H$			
$g = 10$ – ускорение свободного падения, $м/с^2$			
$F_{G_1}$	$m_1 \cdot g$	$4 \cdot 10$	40
$F_{G_2}$	$m_2 \cdot g$	$0 \cdot 10$	0
$F_{G_3}$	$m_3 \cdot g$	$11,5 \cdot 10$	115
$F_{G_4}$	$m_4 \cdot g$	$10 \cdot 10$	100
$F_{G_5}$	$m_5 \cdot g$	$12 \cdot 10$	120
Силы инерции $F_{ин_i} = m_i \cdot a_{s_i}, H$			
$F_{ин_1}$	$m_1 \cdot a_{s_1}$	$4 \cdot 0$	0
$F_{ин_2}$	$m_2 \cdot a_{s_2}$	$0 \cdot 57,98$	0
$F_{ин_3}$	$m_3 \cdot a_{s_3}$	$11,5 \cdot 0$	0
$F_{ин_4}$	$m_4 \cdot a_{s_4}$	$10 \cdot 67,77$	677,70
$F_{ин_5}$	$m_5 \cdot a_{s_5}$	$12 \cdot 53,57$	642,84

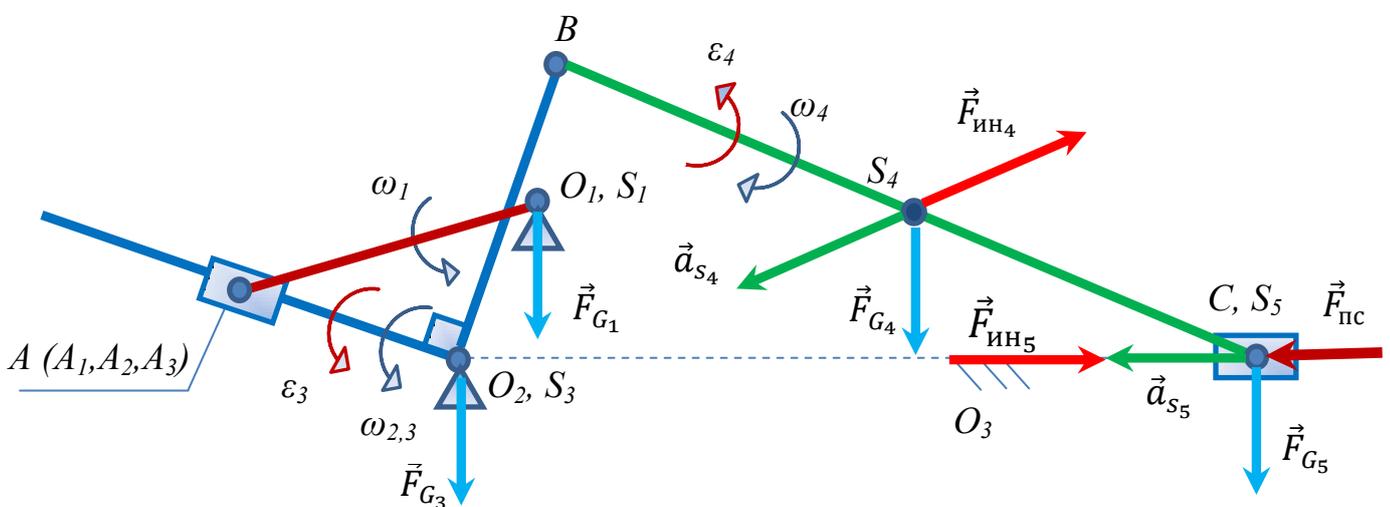
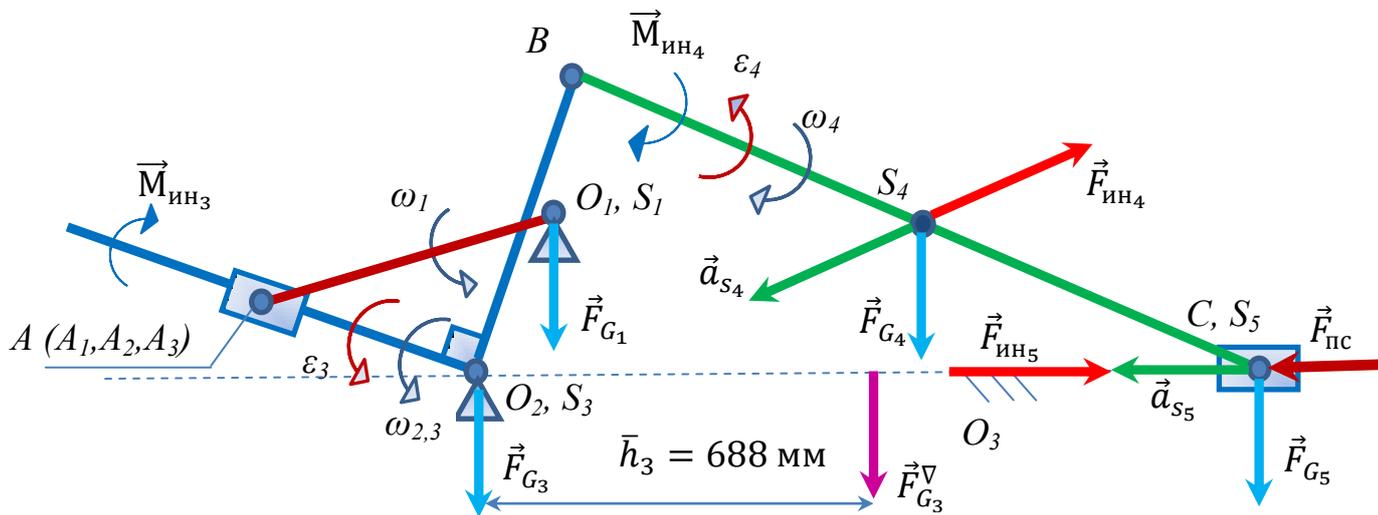


Рисунок 2.3 – Расстановка внешних сил кулисного механизма

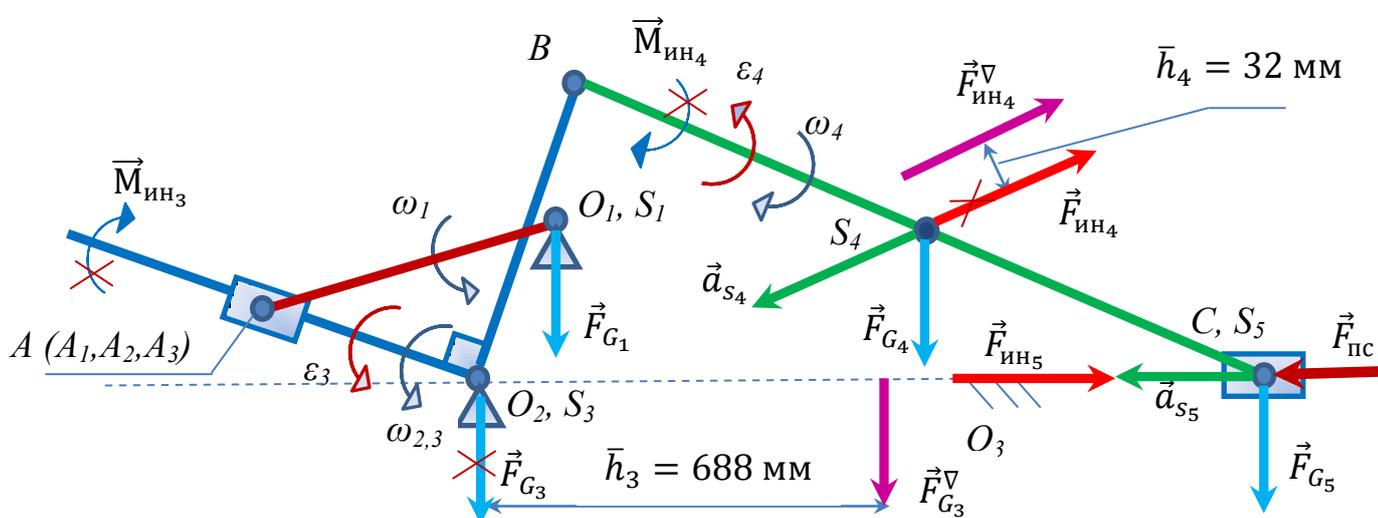
5 Момент пары сил инерции  $\vec{M}_{инi}$ , Н·м, возникает при плоско-параллельном движении, если вращение звена неравномерное, его направление противоположно направлению углового ускорения  $\varepsilon_i$ , рад/с<sup>2</sup> (рисунок 2.4). Значения расчетов и результатов сведены в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Моменты пары сил инерции подвижных звеньев кулисного механизма

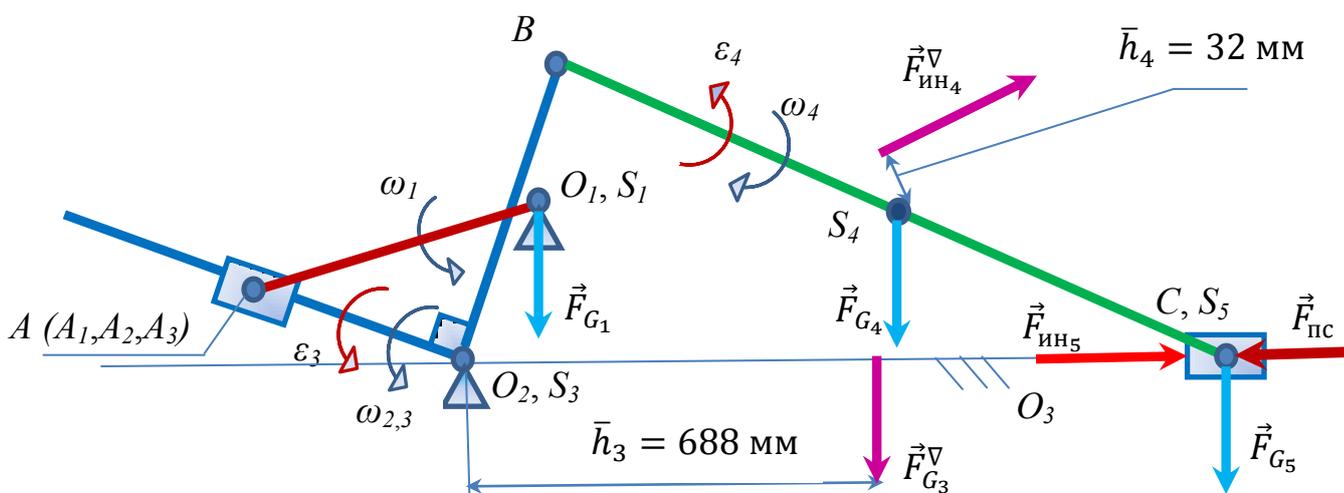
Звено	Формула	Расчет	Результат
Моменты пары сил инерции $M_{инi} = J_{S_i} \cdot \varepsilon_i$ , Н·м			
$M_{ин1}$	$J_{S_1} \cdot \varepsilon_1$	$0,128 \cdot 0$	0
$M_{ин2}$	$J_{S_2} \cdot \varepsilon_2$	$0 \cdot 130,27$	0
$M_{ин3}$	$J_{S_3} \cdot \varepsilon_3$	$3,04 \cdot 130,27$	396,02
$M_{ин4}$	$J_{S_4} \cdot \varepsilon_4$	$2 \cdot 54,77$	109,54
$M_{ин5}$	$J_{S_5} \cdot \varepsilon_5$	$12 \cdot 0$	0
Плечи переноса сил $h_i$ , м, (находят только для тех звеньев, моменты сил инерции которых не равны нулю)			
$\frac{M_{инi}}{F_{Gi}} = \frac{M_{инi}}{F_{инi}}$			
$h_3$	$\frac{M_{ин3}}{F_{G3}}$	$\frac{396,02}{115}$	3,44
$h_4$	$\frac{M_{ин4}}{F_{ин4}}$	$\frac{109,54}{677,7}$	0,16
Чертежные значения (величина отрезка, изображаемая на плане положения, выполненного в масштабном коэффициенте $\mu_l$ , м/мм) плеч переноса сил $\bar{h}_i$ , мм, $\frac{h_i}{\mu_l}$			
$\bar{h}_3$	$\frac{h_3}{\mu_l}$	$\frac{3,44}{0,005}$	688
$\bar{h}_4$	$\frac{h_4}{\mu_l}$	$\frac{0,16}{0,005}$	32



а) расстановка моментов сил инерции кулисного механизма



б) замена моментов сил инерции другими силами кулисного механизма



в) заключительный этап расстановки внешних сил кулисного механизма

Рисунок 2.4 – Расстановка внешних сил кулисного механизма

### 3 Внутренние силы кулисного механизма

#### 3.1 Внутренние силы второй группы Ассура

Структурная группа звеньев 4 и 5 (II класс, 2 порядок, 2 вид), изображаем эту группу отдельно в принятом масштабном коэффициенте  $\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы. Действие отброшенных звеньев 3 – кулисы и 6 – стойки заменяем силами реакций  $\vec{F}_{R_{34}}$  и  $\vec{F}_{R_{65}}$ .

Линия действия силы реакции  $\vec{F}_{R_{34}}$  проходит через центр шарнира В (вращательная кинематическая пара) [2], а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции  $\vec{F}_{R_{34}}$  в центре шарнира В произвольного направления (рисунок 3.1), которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

Линия действия силы реакции  $\vec{F}_{R_{65}}$  перпендикулярна линии движения ползуна, (поступательная кинематическая пара) [2], а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции  $\vec{F}_{R_{65}}$  в центре шарнира С произвольного направления, которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

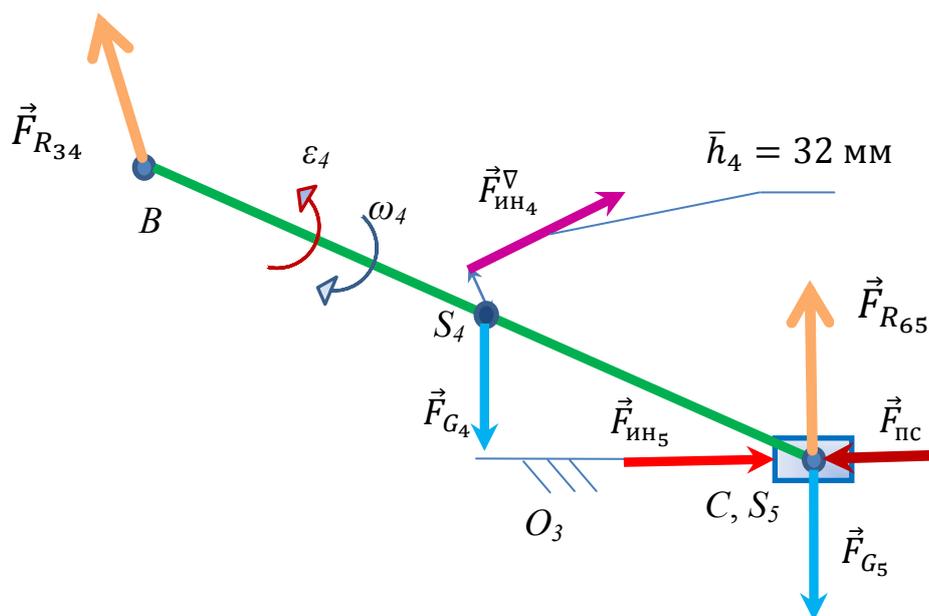


Рисунок 3.1 – Расстановка внутренних сил (реакций в шарнирах)

Для того, чтобы найти неизвестные силы реакций в шарнирах, составим уравнение равновесия. Сумма всех сил, действующих на отсеченную рассматриваемую группу, должна быть равна нулю. При составлении уравнений неизвестные составляющие сил рекомендуется ставить:

- а) в конце уравнения, если неизвестное одно;
- б) в начало и конец уравнения, если неизвестных два (как в рассматриваемом варианте)

$$\vec{F}_{R_{34}} + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{ин4}^{\nabla} + \vec{F}_{ин5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (3.1)$$

Для того, чтобы найти неизвестные уравнения (3.1), необходимо сориентировать их по направлению, для этого силу реакции  $\vec{F}_{R_{34}}$  раскладываем на две составляющие:

- нормальную  $\vec{F}_{R_{34}}^n$  – направленную параллельно звену 4 – BC;
- тангенциальную  $\vec{F}_{R_{34}}^t$  – перпендикулярно звену 4 – BC (рисунок 3.2)

$$\vec{F}_{R_{34}} = \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{R_{34}}^n. \quad (3.2)$$

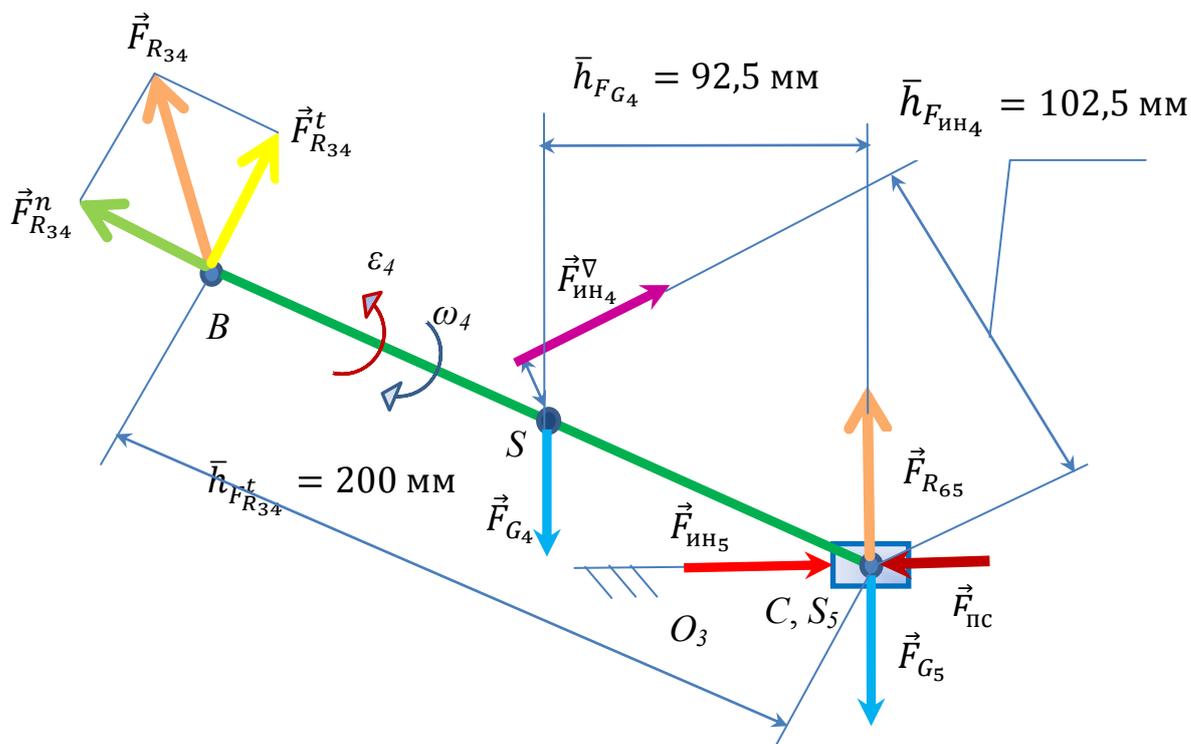


Рисунок 3.2 – Разложение реакции в шарнире В на составляющие

Для определения скалярной величины тангенциальной составляющей реакции  $F_{R_{34}}^t$  в шарнире В составляем векторное уравнение моментов всех сил, действующих на звено 4 (сумма произведений всех сил  $F_i$  на соответствующие плечи  $h_{F_i}$  – кратчайшие расстояния от силы  $F_i$  до точки приложения)

$$\sum M_{C_4} = -F_{R_{34}}^t \cdot \bar{h}_{F_{R_{34}}^t} - F_{\text{ин}4}^V \cdot \bar{h}_{F_{\text{ин}4}} + F_{G_4} \cdot \bar{h}_{F_{G_4}} = 0. \quad (3.3)$$

Выражаем неизвестное  $F_{R_{34}}^t$  из уравнения (3.3)

$$F_{R_{34}}^t = \frac{-F_{\text{ин}4}^V \cdot \bar{h}_{F_{\text{ин}4}} + F_{G_4} \cdot \bar{h}_{F_{G_4}}}{\bar{h}_{F_{R_{34}}^t}} = \frac{-677,7 \cdot 102,5 + 200 \cdot 92,5}{200} = -254,82 \text{ Н}. \quad (3.4)$$

Так как значение  $F_{R_{34}}^t$  получилось отрицательным, значит, направление не совпало с заданным, и его необходимо поменять на противоположное (рисунок 3.3).

Подставив уравнение (3.2) в уравнение (3.1), получим

$$\vec{F}_{R_{34}}^n + \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{\text{ин}4}^V + \vec{F}_{\text{ин}5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (3.5)$$

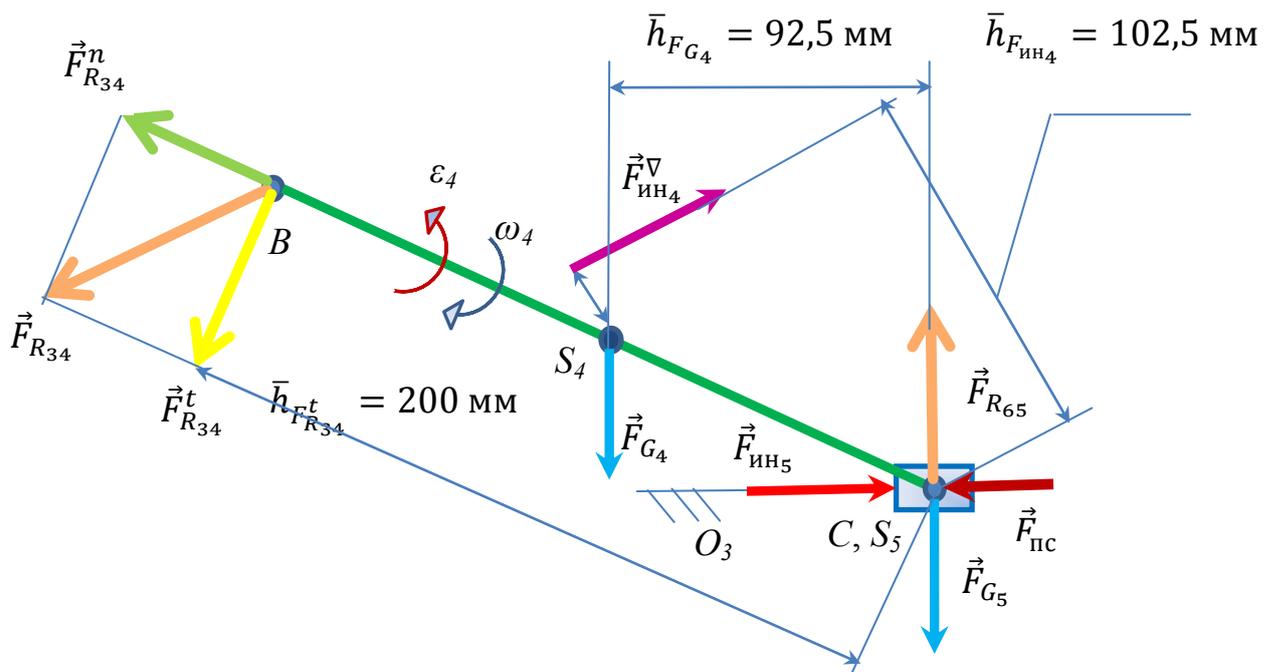


Рисунок 3.3 – Меняем направление реакции в шарнире В на противоположное

Определить направление и величину нормальной составляющей  $\vec{F}_{R_{34}}^n$  реакции в шарнире В можно, построив план сил. Для этого необходимо подобрать масштабный коэффициент  $\mu_{F_1}$ ,  $H/мм$ ,

$$\mu_{F_1} = \frac{F_i}{\bar{F}_i}, \quad (3.6)$$

где  $F_i$  – сила, действующая на рассматриваемую группу звеньев,  $H$ ;

$\bar{F}_i$  – размер вектора действующей силы, изображаемого на плане сил,  $мм$ .

Величина масштабного коэффициента  $\mu_{F_1}$ ,  $H/мм$ , должна быть выбрана из таблицы 2.1, таким образом, чтобы значения  $\bar{F}_i$ ,  $мм$ , векторов, изображаемых на планах сил, умещались на листе выбранного для плана сил формата и не были слишком малы, для зрительного восприятия. Для этого обычно ориентируются на самые малые и самые большие значения сил  $F_i$ ,  $H$ , (для рассматриваемого примера это  $F_{G_4} = 100 H$ , и  $F_{пс} = 1300 H$ ,  $\mu_{F_1} = 10 H/мм$  (таблица 2.1)).

Длины всех векторов сил, изображаемых на плане  $\bar{F}_i$ ,  $мм$ , будут равны

$$\bar{F}_i = \frac{F_i}{\mu_{F_1}}. \quad (3.7)$$

Значения величин сил, изображаемых на чертеже  $\bar{F}_i$ ,  $мм$ , сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Силы, действующие на исследуемый кулисный механизм

Действительные параметры, $H$		Изображаемые силы $\bar{F}_i$ , $мм$ , на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_{F_1} = 10 H/мм$			
$F_{пс}$	1300	$\bar{F}_{пс}$	$F_{пс}/\mu_{F_1}$	1300/10	130
$F_{R_{34}}^t$	254,82	$\bar{F}_{R_{34}}^t$	$F_{R_{34}}^t/\mu_{F_1}$	254,82/10	25,5
$F_{G_4}$	100	$\bar{F}_{G_4}$	$F_{G_4}/\mu_{F_1}$	100/10	10
$F_{G_5}$	120	$\bar{F}_{G_5}$	$F_{G_5}/\mu_{F_1}$	120/10	12
$F_{ин4}^\nabla$	677,70	$\bar{F}_{ин4}^\nabla$	$F_{ин4}/\mu_{F_1}$	677,7/10	67,8
$F_{ин5}$	642,84	$\bar{F}_{ин5}$	$F_{ин5}/\mu_{F_1}$	642,84/10	64,3

### 3.2 Построение плана сил второй группы Ассура

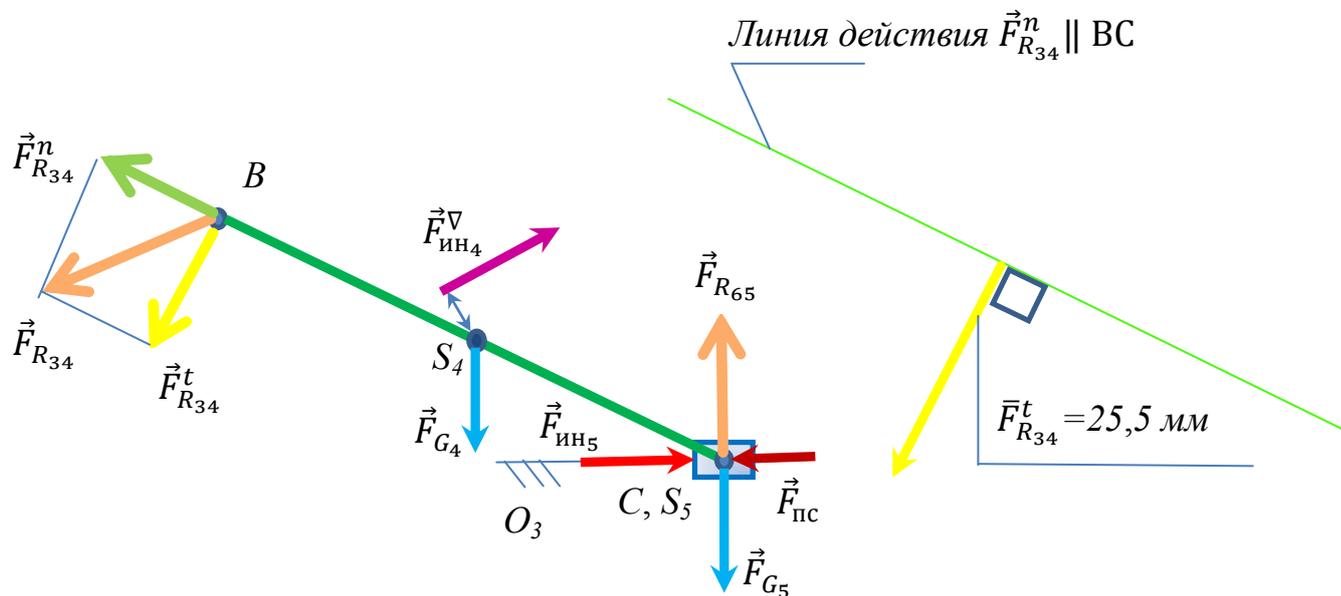
Рекомендации по построению планов сил:

- план сил строят в выбранном [3] масштабном коэффициенте,  $\mu_F$ ;
- направления сил берут с планов положений, с проставленными на них силами (рисунок 3.3);
- значения длин векторов, изображаемых на плане, из таблицы 2.2;
- порядок построения сил – последовательное (из конца первого вектора – начало второго, из конца второго – начало третьего вектора, ..., последний вектор – в начало первого) как написано в уравнении (3.5).

В рассматриваемом примере величина и направление первого вектора  $\bar{F}_{R_{34}}^n$  неизвестны. Поэтому построение начинаем с линии действия  $\bar{F}_{R_{34}}^n$  (рисунок 3.4 а, б), а второй вектор  $\bar{F}_{R_{34}}^t$  проводим перпендикулярно (в любой точке) линии действия  $\bar{F}_{R_{34}}^n$ . Далее последовательно строим известные вектора  $\bar{F}_{G_4}$ ,  $\bar{F}_{ин_4}^\nabla$ ,  $\bar{F}_{ин_5}$ ,  $\bar{F}_{G_5}$ ,  $\bar{F}_{пс}$  уравнения (3.8) с учетом найденных значений (рисунок 3.4 в). Отложив длину последнего известного вектора  $\bar{F}_{пс} = 130$  мм, проводим линию действия  $\bar{F}_{R_{65}}$  перпендикулярно линии движения ползуна 5 до пересечения с линией действия первого вектора  $\bar{F}_{R_{34}}^n$ .

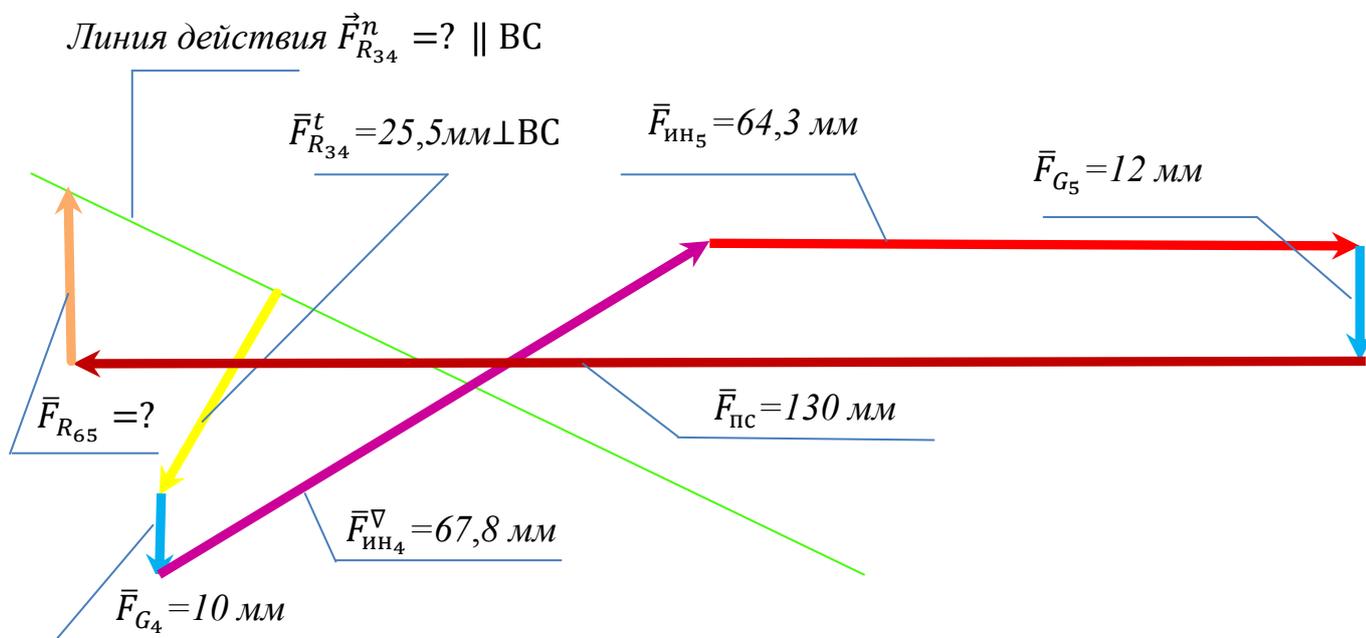
Графическое решение уравнения (3.8) – построение плана сил (рисунок 3.4).

$$\vec{F}_{R_{34}}^n + \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{ин4}^\nabla + \vec{F}_{ин5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (3.8)$$



а) план положения;

б) начало построения плана сил;



в) план сил.

Рисунок 3.4 – Построение плана сил второй группы Ассур исследуемого механизма

Точка пересечения двух линий действия  $\bar{F}_{R_{34}}^n$  и  $\bar{F}_{R_{65}}$  дает на плане сил точку, которая и является точкой полюса  $P_F$ , то есть той точкой, с которой начинают строить план сил, когда имеют одно неизвестное в уравнении. Складываем графически вектора  $\bar{F}_{R_{34}}^n$  и  $\bar{F}_{R_{34}}^t$ , получаем вектор  $\bar{F}_{R_{34}}$ . Решив графически уравнение (3.8), то есть, построив план сил (рисунок 3.5 в), получаем длины и точное направление векторов сил, изображаемых на плане, которые были неизвестны. Их необходимо замерить непосредственно с плана сил  $\bar{F}_{R_{34}}^n$ ,  $\bar{F}_{R_{34}}$ ,  $\bar{F}_{R_{65}}$ , мм, и, умножив на масштабный коэффициент построения  $\mu_{F_1} = 10 \text{ Н/мм}$ , получаем скалярные величины искомых сил реакций в шарнирах В и С. Результаты сводим в таблицу 2.3.

Таблица 3.2 – Силы реакций в шарнирах В и С

Изображаемые $\bar{F}_{R_i}$ , мм, на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$		Действительные параметры (скалярные величины) $F_{R_i}$ , Н			
$\bar{F}_{R_{34}}^n$	13,78	$F_{R_{34}}^n$	$\bar{F}_{R_{34}}^n \cdot \mu_F$	$13,78 \cdot 10$	137,8
$\bar{F}_{R_{34}}$	30	$F_{R_{34}}$	$\bar{F}_{R_{34}} \cdot \mu_F$	$30 \cdot 10$	300
$\bar{F}_{R_{65}}$	24,91	$F_{R_{65}}$	$\bar{F}_{R_{65}} \cdot \mu_F$	$24,91 \cdot 10$	249,1

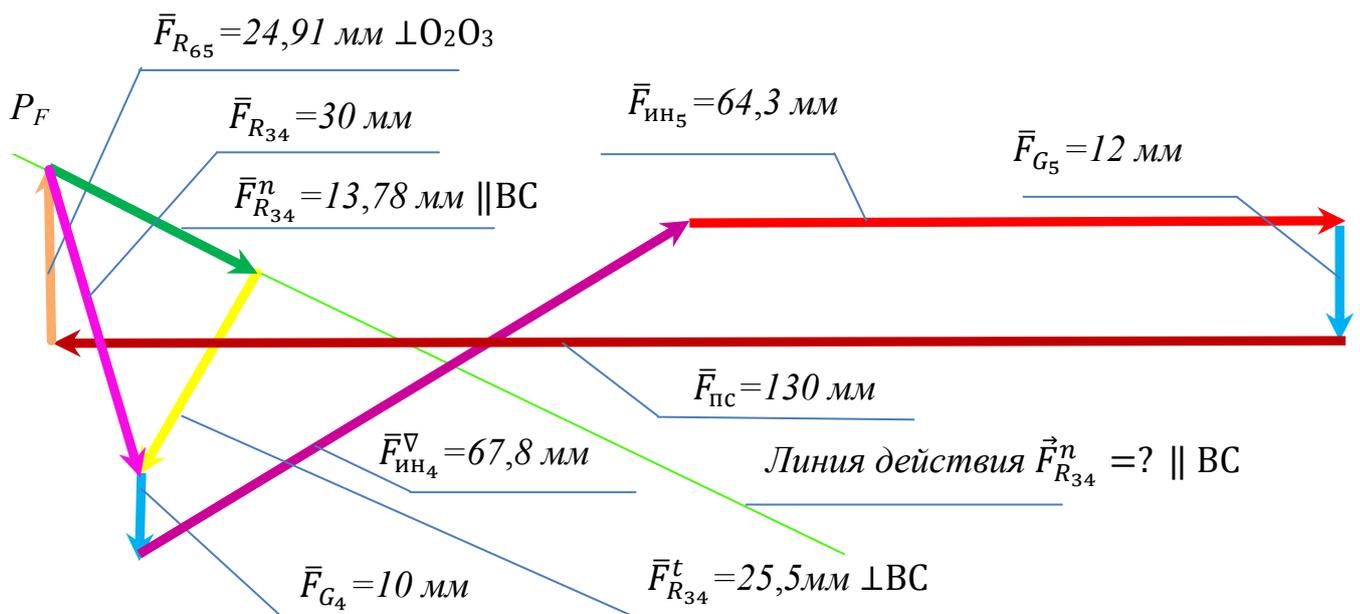
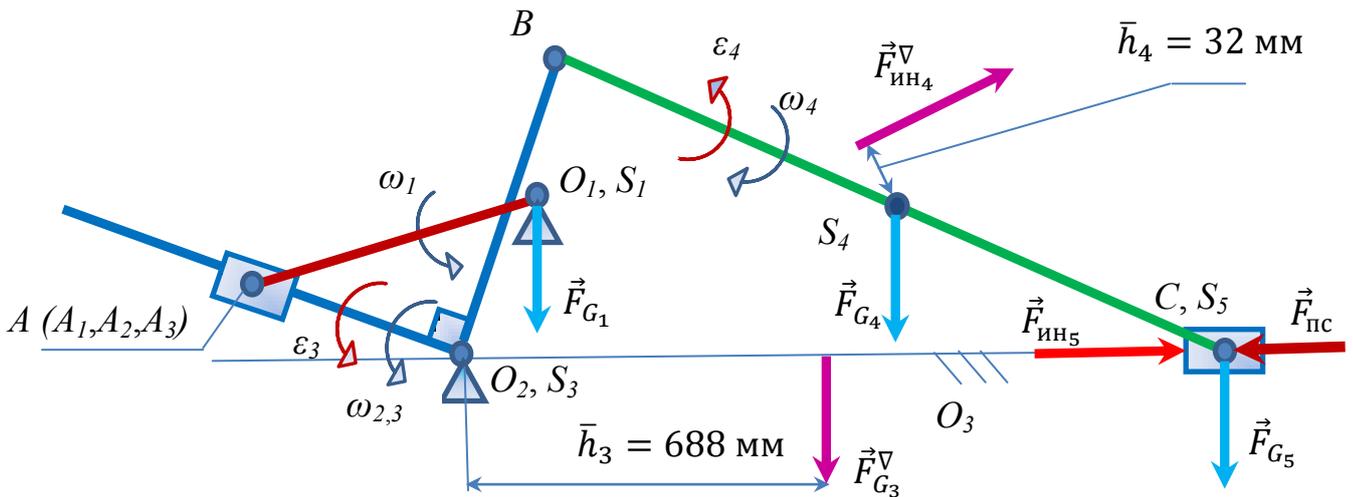


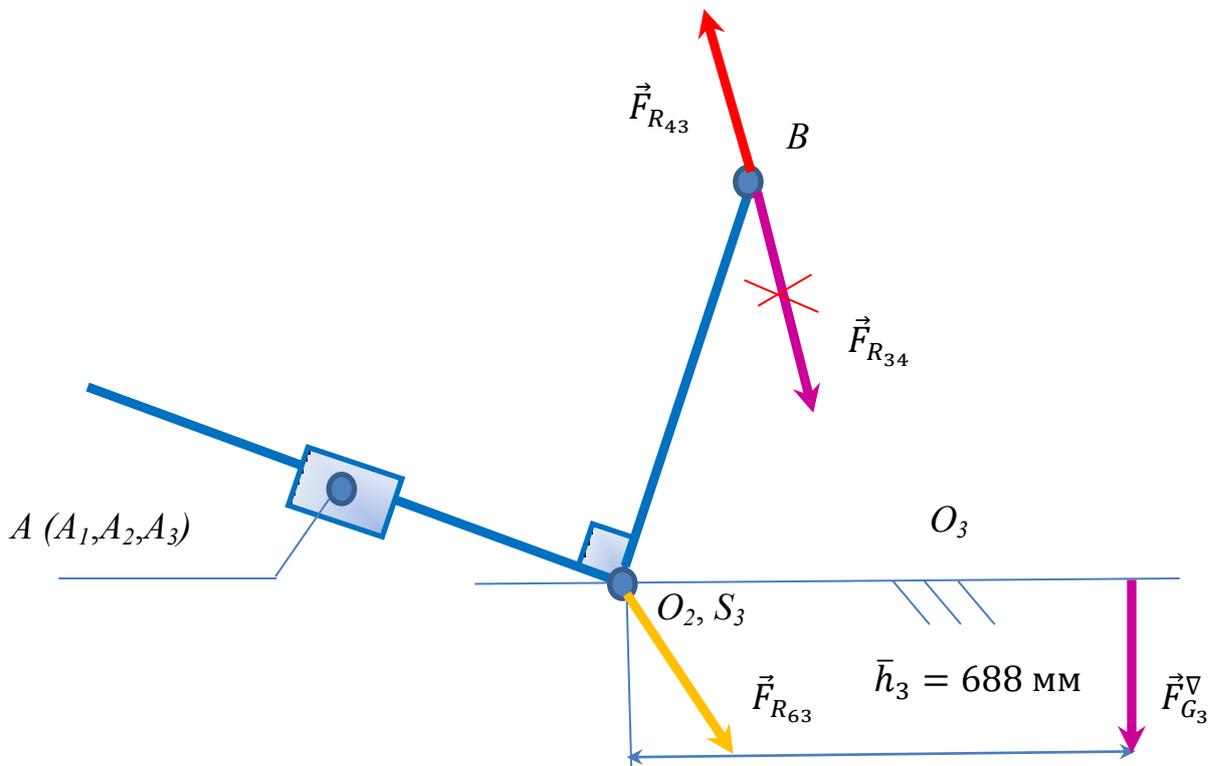
Рисунок 3.5 – План сил второй группы Ассура кулисного механизма

### 3.3 Построение плана сил первой группы Ассура

Первая группа Ассура исследуемого механизма состоит из звеньев 2 – ползуна и 3 – треугольной кулисы с углом при вершине  $90^\circ$  (II класс, 2 порядок, 3 вид). Изображаем эту группу отдельно в масштабе  $\mu_r = 0,005 \text{ м/мм}$ , и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы (рисунок 3.6 а, б).



а) план исследуемого десятого положения кулисного механизма;



а) план исследуемого десятого положения для первой группы Ассура.

Рисунок 3.6 – План положения исследуемого механизма

Действие отброшенных звеньев заменяем силами реакций:

1 В точке  $B$  на звено  $3$  (кулису) действует сила реакции со стороны звена  $4$  (шатуна)  $\vec{F}_{R_{43}}$ , которая равна по модулю и противоположно направлена, найденной ранее силе реакции  $\vec{F}_{R_{34}}$ , то есть (рисунок 3.6 б)

$$\vec{F}_{R_{43}} = -\vec{F}_{R_{34}}. \quad (3.9)$$

2 В точке  $O_2$  на звено  $3$  действует сила реакции со стороны стойки  $6$   $\vec{F}_{R_{63}}$ , которая известна по точке приложения и неизвестна по модулю и направлению. Сила реакции во вращательной кинематической паре приложена в центре шарнира, величина и направление неизвестны, поэтому предварительно направляем  $\vec{F}_{R_{63}}$  в произвольном направлении. В процессе построения плана сил реакция  $\vec{F}_{R_{63}}$  будет определена по величине и направлению.

3 В точке  $A$  на звено  $2$  – шатун действует сила реакции со стороны звена  $1$  – кривошипа  $\vec{F}_{R_{13}}$ . Так как массу звена  $2$  не учитываем, то оно является промежуточным передаточным звеном силы реакции от звена  $1$  к звену  $3$ , то есть

$$\vec{F}_{R_{23}} = -\vec{F}_{R_{32}} = \vec{F}_{R_{13}} = -\vec{F}_{R_{31}}. \quad (3.10)$$

Линия действия силы реакции  $\vec{F}_{R_{13}}$  перпендикулярна линии движения ползуна  $2$ , (рисунок 3.7) (поступательная кинематическая пара), а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции  $\vec{F}_{R_{13}}$  в центре шарнира  $A$  произвольного направления (рисунок 3.7), которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

Для определения значения и направления реакции  $\vec{F}_{R_{13}}$  составим уравнение равновесия (сумма моментов всех сил относительно точки  $O_2$  равна нулю)

$$\sum M_{O_2} = -F_{R_{13}} \cdot \bar{h}_{FR_{13}} + F_{R_{43}} \cdot \bar{h}_{FR_{43}} - F_{G_3}^V \cdot \bar{h}_{FG_3}^V = 0. \quad (3.11)$$

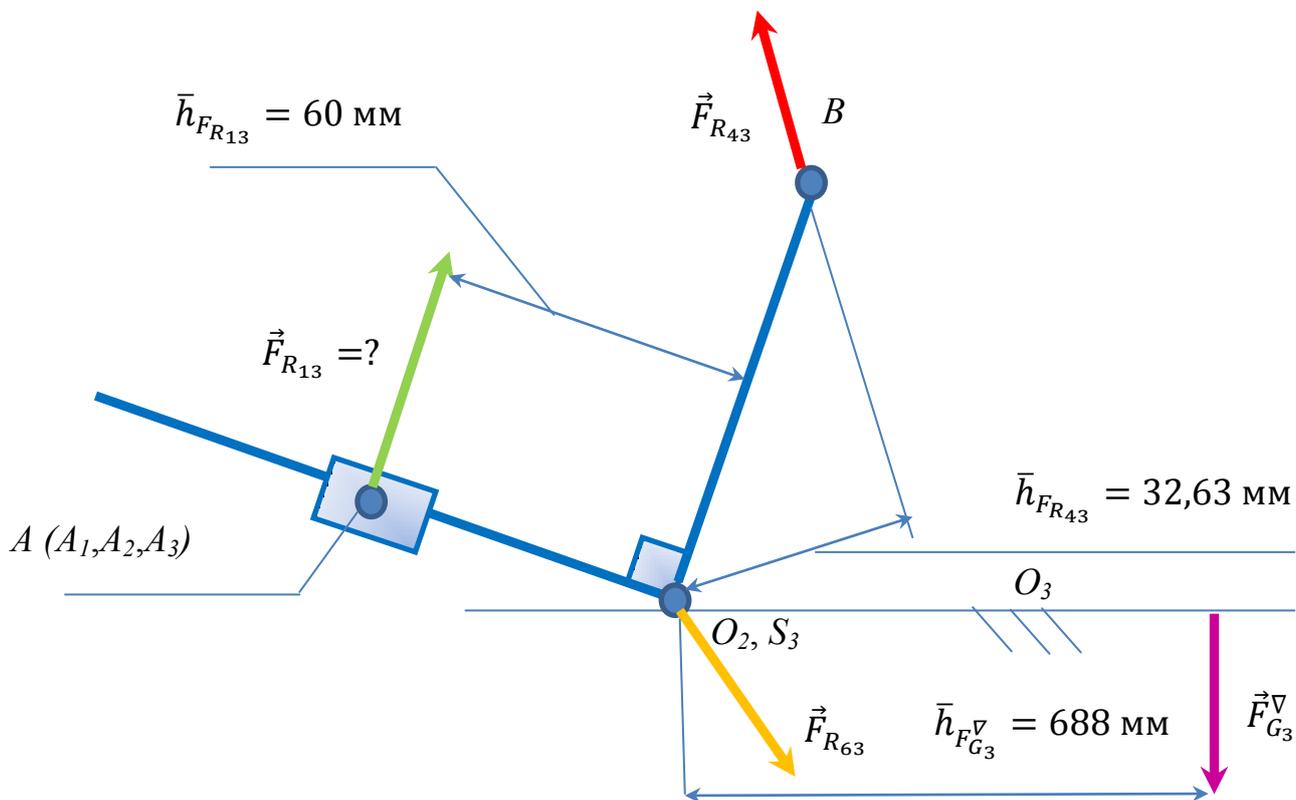


Рисунок 3.7 – Силы, действующие на первую группу Ассура

Выразим неизвестное  $F_{R_{13}}$  из уравнения (3.11) и найдем его значение

$$F_{R_{13}} = \frac{+F_{R_{43}} \cdot \bar{h}_{F_{R_{43}}} - F_{G_3}^v \cdot \bar{h}_{F_{G_3}^v}}{\bar{h}_{F_{R_{13}}}} = \frac{+300 \cdot 32,63 - 115 \cdot 688}{60} = -1155,52 \text{ Н.} \quad (3.12)$$

Если значение искомой реакции в шарнире А получается положительным, значит выбранное ранее направление вектора  $\vec{F}_{R_{13}}$  верное. Если же значение отрицательное (как в рассматриваемом примере), то необходимо поменять направление  $\vec{F}_{R_{13}}$  на противоположное (рисунок 3.8 а)

Чтобы определить значение и направление реакции в шарнире  $O_2$  –  $\vec{F}_{R_{63}}$  составим векторное уравнение равновесия (3.13) и построим план сил. Для этого выберем новый масштабный коэффициент  $\mu_{F_2} = 10 \text{ Н/мм}$ , учитывая (3.6), (3.7) (таблица 3.3), и определим длины векторов  $\bar{F}_i$ , мм, изображаемых на плане сил. Результаты расчетов сведены в таблицу 2.4.

Таблица 3.3 – Силы, действующие на первую группу Ассура

Действительные параметры, $H$		Изображаемые $\bar{F}_i$ , $мм$ , на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_{F_2} = 10 H/мм$			
$F_{R_{13}}$	1155,52	$\bar{F}_{R_{13}}$	$\bar{F}_{R_{13}}/\mu_{F_2}$	1155,52/10	115,6
$F_{R_{43}}$	300	$\bar{F}_{R_{43}}$	$F_{R_{43}}/\mu_{F_2}$	300/10	30
$F_{G_3}$	115	$\bar{F}_{G_3}$	$F_{G_3}/\mu_{F_2}$	115/10	11,5

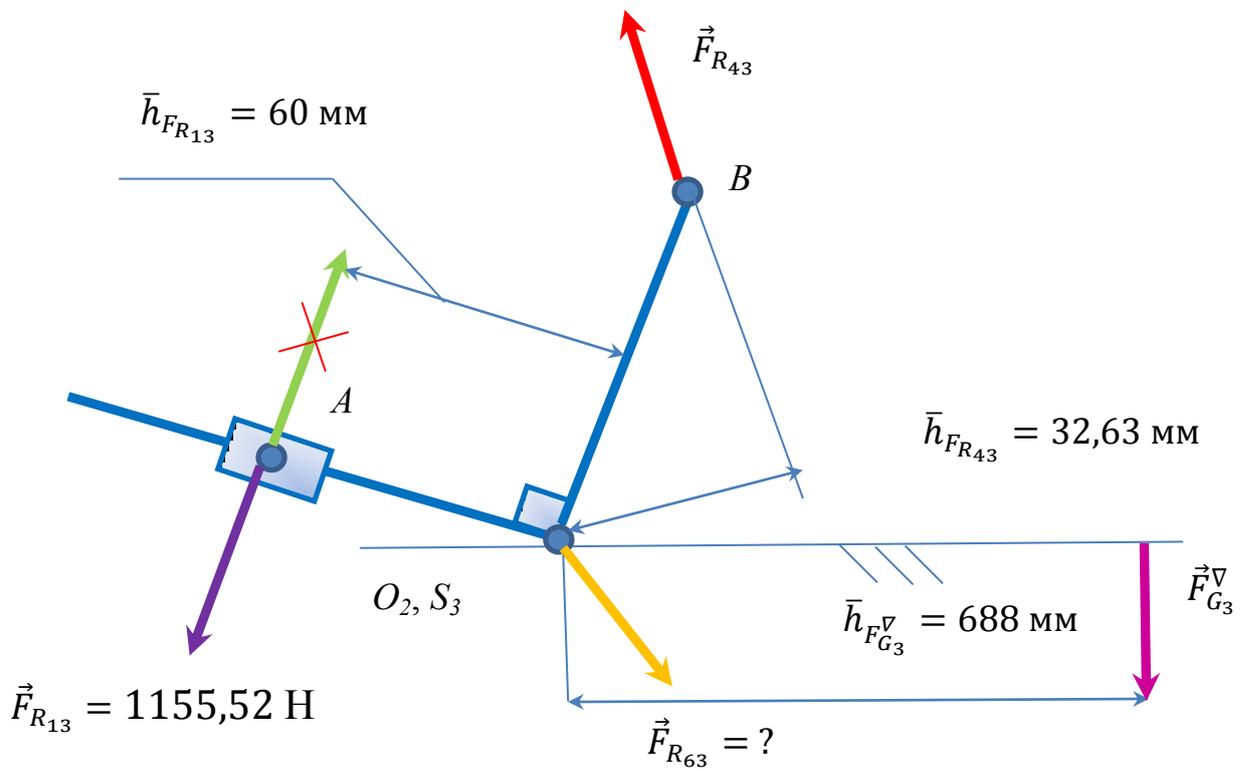
Векторное уравнение сил с одним неизвестным в конце уравнения (рисунок 3.8 б)

$$\vec{F}_{R_{13}} + \vec{F}_{R_{43}} + \vec{F}_{G_3}^{\nabla} + \vec{F}_{R_{63}} = 0. \quad (3.13)$$

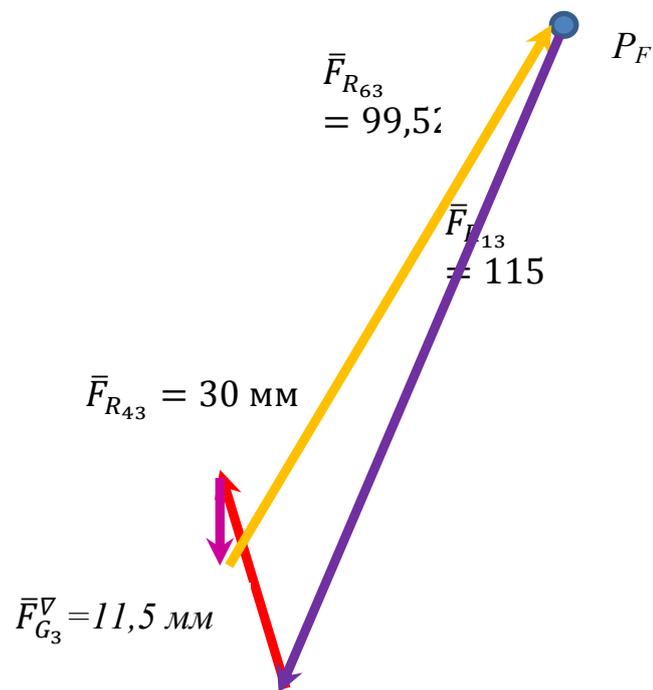
Строим план сил, следуя пункту 3.2, начиная с произвольной точки полюса плана сил  $P_F$  (графически решаем уравнение (3.13)). Из точки полюса  $P_F$  последовательно проводим вектора  $\bar{F}_{R_{13}}$ ,  $\bar{F}_{R_{43}}$ ,  $\bar{F}_{G_3}$ , затем из конца вектора  $\bar{F}_{G_3}$  проводим вектор  $\bar{F}_{R_{63}}$  в начало первого вектора  $\bar{F}_{R_{13}}$ , тем самым замыкая цепь.

Решив графически уравнения (3.13), то есть, построив план сил, получили длину и точное направление вектора силы  $\bar{F}_{R_{63}}$ ,  $мм$ , изображаемой на плане, которая была неизвестна. Вектор необходимо измерить непосредственно с плана сил и, умножив на масштабный коэффициент построения  $\mu_{F_2} = 10 H/мм$ , получим скалярную величину искомой силы реакции  $F_{R_{63}}$ ,  $H$ , в шарнире  $O_2$  (рисунок 3.8 б)

$$F_{R_{63}} = \bar{F}_{R_{63}} \cdot \mu_{F_2} = 99,52 \cdot 10 = 995,2 H. \quad (3.14)$$



а) план положения



б) план сил

Рисунок 3.8 – Построение плана сил первой группы Ассур

### 3.4 Определение уравновешивающей силы

Изображаем начальное звено 1 в масштабе  $\mu_\rho = 0,005$  м/мм и приложенные к нему силы [4], [5]. В точке А на звено 1 – кривошип действует сила реакции со стороны звена 2 – ползун  $\vec{F}_{R_{23}}$ , которая равна по величине и противоположна по направлению найденной ранее силе реакции  $\vec{F}_{R_{12}}$ , то есть

$$\vec{F}_{R_{23}} = -\vec{F}_{R_{32}} = \vec{F}_{R_{12}} = \vec{F}_{R_{13}} = -\vec{F}_{R_{21}} = -\vec{F}_{R_{31}}. \quad (3.15)$$

В точке  $O_1$  на звено 1 действует сила реакции со стороны стойки (звена 6) –  $\vec{F}_{R_{61}}$ , которую необходимо определить (рисунок 3.9).

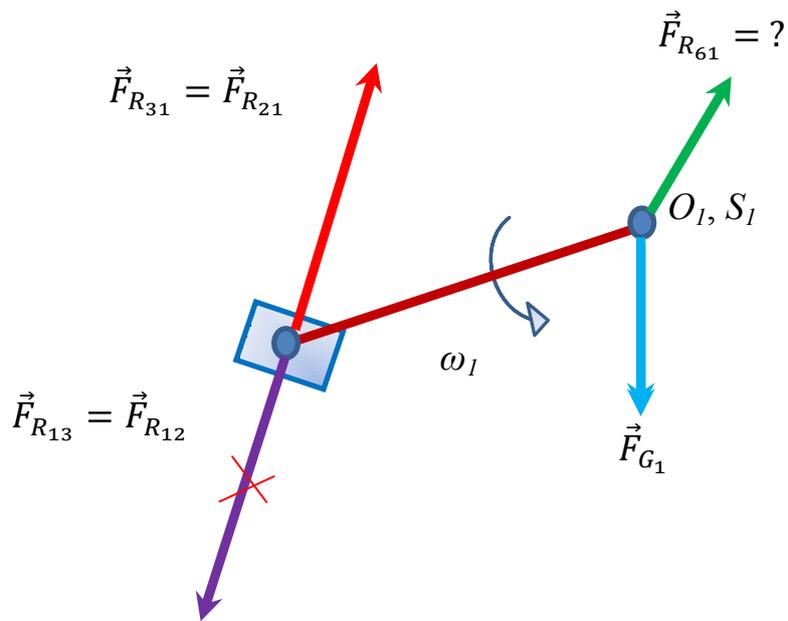
Для определения реакции  $\vec{F}_{R_{61}}$ , составим векторное уравнение сил звена 1

$$\vec{F}_{R_{21}} + \vec{F}_{G_1} + \vec{F}_{R_{61}} = 0. \quad (3.16)$$

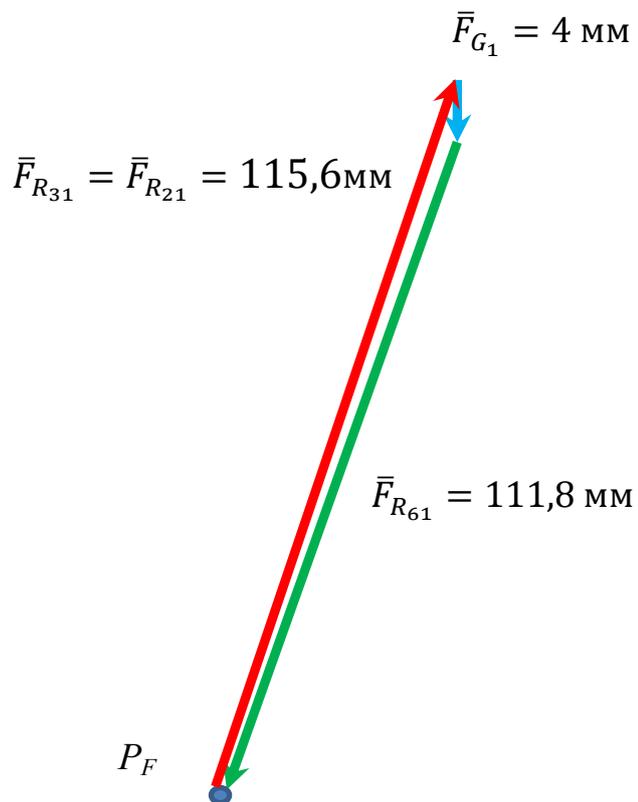
Это векторное уравнение решаем графически [6], [7], то есть строим план сил в масштабе  $\mu_{F_3} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ . Векторы сил  $\vec{F}_{R_{21}}$ , мм, и  $\vec{F}_{G_1}$ , мм, изображаемый на чертеже

$$\bar{F}_{R_{21}} = \frac{F_{R_{21}}}{\mu_{F_3}} = \frac{1155,52}{10} = 115,6 \text{ мм}, \quad (3.17)$$

$$\bar{F}_{G_1} = \frac{F_{G_1}}{\mu_{F_3}} = \frac{40}{10} = 4 \text{ мм}. \quad (3.18)$$



а) план 10 положения



б) план сил

Рисунок 3.9 – Силы, действующие на ведущую группу

### 3.5 Построение плана сил ведущей группы

Из точки полюса  $P_F$  откладываем вектор силы изображаемой на чертеже  $\bar{F}_{R_{21}} = 171,8 \text{ мм}$ , из конца вектора  $\bar{F}_{R_{21}}$  строим вектор  $\bar{F}_{G_1} = 4 \text{ мм}$ , затем из конца вектора  $\bar{F}_{G_1}$  проводим вектор  $\bar{F}_{R_{61}}$  в начало вектора  $\bar{F}_{R_{21}}$ , то есть в точку полюса  $P_F$ , тем самым замыкая силовую цепь. Из плана находим  $\bar{F}_{R_{61}}$  (измеряем в миллиметрах) (рисунок 3.9 б) и, умножив на масштабный коэффициент  $\mu_{F_3}$ , получим скалярную величину силы реакции стойки на кривошип  $F_{R_{61}}, H$

$$F_{R_{61}} = \bar{F}_{R_{61}} \cdot \mu_{F_3} = 111,8 \cdot 10 = 1118 \text{ Н.} \quad (3.19)$$

Так как степень подвижности ведущей группы (механизма I класса) не равна нулю, то её необходимо уравновесить.

Для уравновешивания звена 1 в точках А и  $O_1$  прикладываем к концам звена уравновешивающие силы  $\vec{F}_{yp}$  перпендикулярно звену 1 в произвольном направлении [8] (рисунок 3.10). Теперь считаем, что система находится в равновесии, и значение  $F_{yp}, H$ , можно найти из уравнения суммы моментов всех сил относительно точки  $O_1$

$$\sum M_{O_1} = -F_{yp} \cdot \bar{l}_{AO_1} + F_{R_{21}} \cdot \bar{h}_{FR_{21}} = 0. \quad (3.20)$$

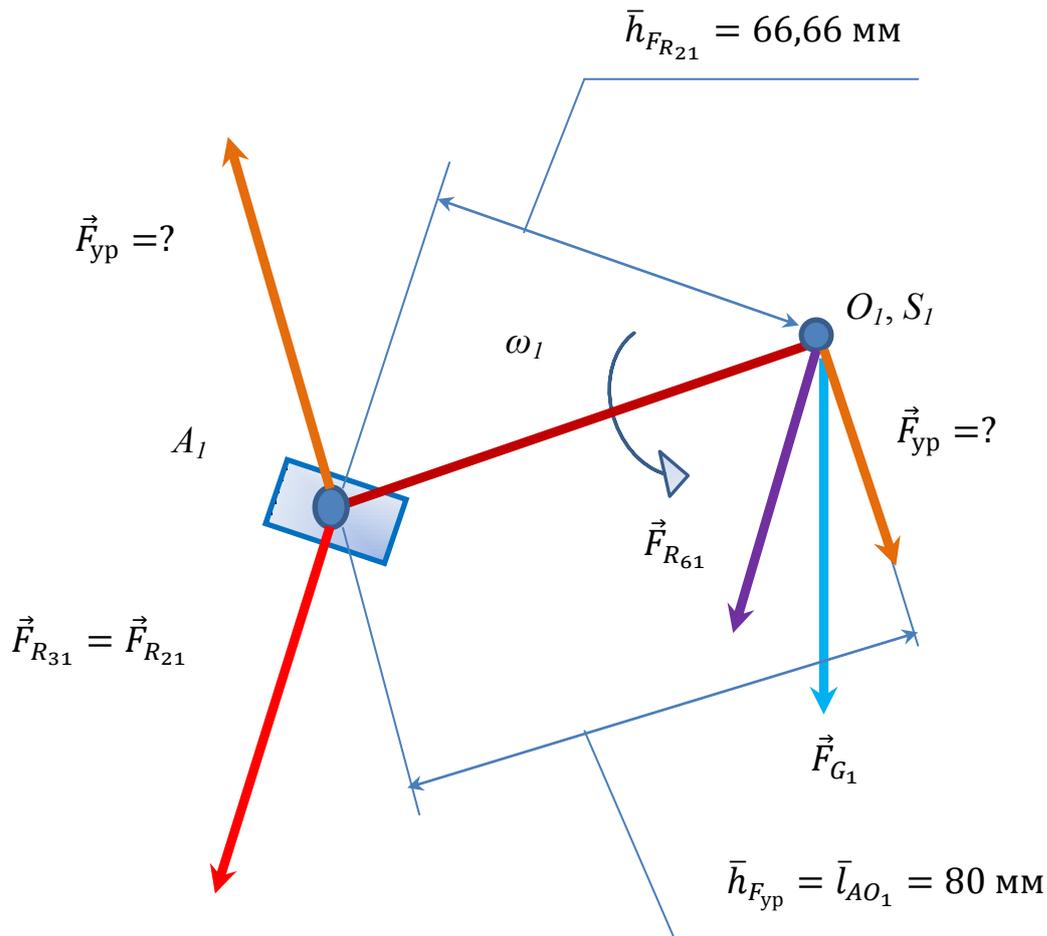


Рисунок 3.10 – Плечи сил, действующих на ведущую группу

*Уравновешивающая сила* – это сила, которую нужно приложить к ведущему звену, для преодоления всех сил сопротивления движению. Выразим  $F_{yp}$  из уравнения (3.20)

$$F_{yp} = \frac{F_{R21} \cdot \bar{h}_{FR21}}{\bar{l}_{AO1}} = \frac{1155,52 \cdot 66,66}{80} = 962 \text{ Н.} \quad (3.21)$$

Положительный знак  $F_{yp}$  означает, что направление силы было выбрано верно.

Уравновешивающий момент  $M_{yp}$ ,  $H$ , физически есть необходимый движущий момент равномерного вращения ведущего звена, то есть момент двигателя.

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_{AO1} = 962 \cdot 0,4 = 385.13 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.22)$$

### 3.6 Форма отчета

В качестве отчета по разделу силового анализа необходимо:

- 1) свести все расчеты внешних сил в таблицы 2.3 – 2.6;
- 2) составить схему нагружения механизма, то есть проставить все действующие на механизм силы на заданном положении плана в нужных направлениях, но без учета масштаба сил (рисунки 2.3, 2.4);
- 3) выполнить все необходимые расчеты по определению внутренних сил (реакций в кинематических парах) по уравнениям (3.1 – (3.22);
- 4) начертить планы сил для трех групп механизма;
- 5) свести расчеты в таблицы 3.1 – 3.3;
- 6) оформить лист чертежа по примеру (рисунок 3.11.).

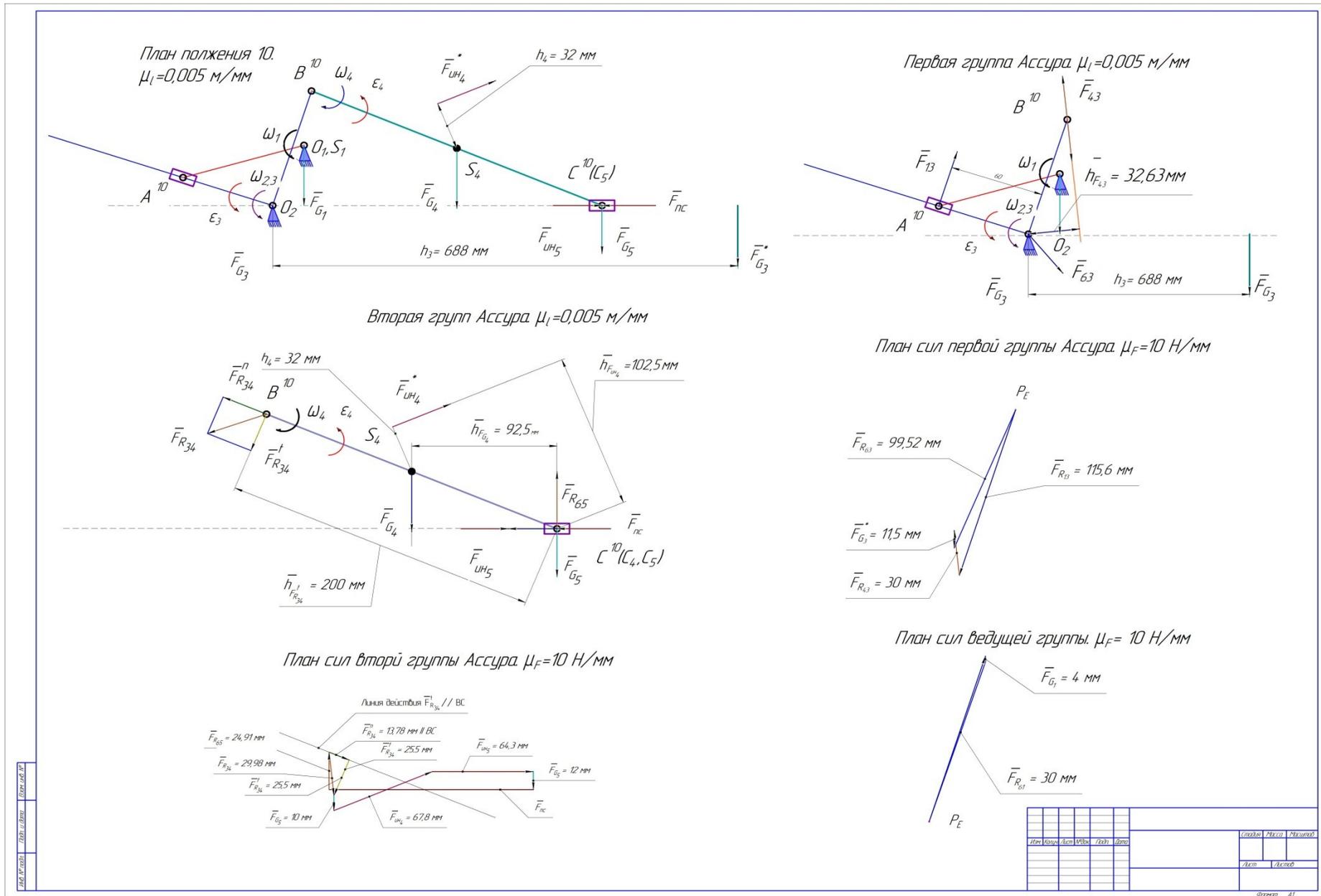


Рисунок 3.11 – Пример оформления листа чертежа плана сил

## 4 Выполнение и оформление курсового проекта

### 4.1 Подготовка к выполнению курсового проекта

Письменные работы студентов, предусмотренные учебными планами ОГУ (курсовой проект (КП)), а также другие виды самостоятельной работы, выполняемые в соответствии с рабочими программами дисциплин и Положением о научно-исследовательской работе студентов ОГУ, имеют общие методологические требования к оформлению. *Курсовой проект* – один из важных видов самостоятельной работы обучающихся. Его цель состоит в практическом усвоении полученной учебной информации в процессе самостоятельного решения задач и выполнения некоторых типовых расчётов.

Курсовой проект позволяет научить студентов *самостоятельно* применять полученные знания для комплексного решения конкретных теоретических или практических задач, привить навыки самостоятельного проведения научных исследований.

*Задание на курсовой проект* выдаётся каждому обучающему индивидуально ведущим преподавателем, который осуществляет руководство по выполнению курсового проекта, оказывает помощь в виде консультаций и проводит защиту.

Теоретическая часть курсового проекта выполняется по установленным темам с использованием материалов, полученных на практических занятиях. К каждой теме курсового проекта рекомендуется примерный перечень узловых вопросов, список необходимой литературы.

Необходимо изучить литературу, рекомендуемую для выполнения курсового проекта, а также следует выявить дополнительные источники и материалы, ознакомиться с научными публикациями по теме, опубликованными в журналах.

Необходимо изложить собственные соображения по существу излагаемых вопросов, внести свои предложения. Общие положения должны быть подкреплены и пояснены конкретными примерами.

Излагаемый материал при необходимости следует проиллюстрировать таблицами, схемами, диаграммами.

## 4.2 План работы над курсовым проектом

Для успешной и своевременной сдачи и защиты курсового проекта необходимо придерживаться плана-графика работы приведенного в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – План-график работы над курсовым проектом

Этапы работы	Работа, необходимая для выполнения (разделы, пункты)	Объем работы	Сроки выполнения
1 модуль	Изучить кинематическую схему механизма. Оформить листы пояснительной записки (ПЗ) (титульный, бланк задания, аннотация, введение).	4 стр. А4	
	Провести структурный анализ плоского рычажного механизма. Оформить листы ПЗ.	4-5 стр. А4	
	Построить двенадцать планов положений плоского рычажного механизма.	1/4-1/2 А1	
	Провести кинематический анализ графическим методом (методом хорд). Оформить листы ПЗ.	3-5 стр. А4 1/4-1/2 А1	
2 модуль	Провести кинематический анализ графоаналитическим методом (методом планов) для трех-пяти заданных положений механизма. Построить планы скоростей.	4-6 стр. А4 1/4 А1	
	Построить планы ускорений. Провести сравнительный анализ двух методов. Оформить листы ПЗ	4-6 стр. А4 1/4 А1	
3 модуль	Провести силовой анализ одного из заданных преподавателем положений механизма. Построить планы сил для двух групп Ассура и ведущей группы механизма. Оформить листы ПЗ (силовой анализ).	8-12 стр. А4 1/2-1 А1	
	Оформить листы ПЗ (оглавление, заключение, список использованных источников).	3 стр. А4	
Итого	Листы пояснительной записки (ПЗ)	30-40 стр. А4	
	Листы графической части	1,5-2,5 А1	
Студент	ФИО	Дата	Подпись
Руководитель	ФИО	Дата	Подпись

### 4.3 Общие требования к оформлению курсового проекта

При оформлении работ следует придерживаться требований СТО 02069024.101–2015 РАБОТЫ СТУДЕНЧЕСКИЕ [14]. Общие требования и правила оформления доступны для ознакомления и скачивания на сайте Университета: [http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart\\_101-2015\\_.pdf](http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart_101-2015_.pdf)

Курсовой проект должен содержать текстовую и графическую часть.

Текстовая часть курсового проекта оформляется в виде пояснительной записки (ПЗ) и содержит следующие структурные элементы:

- титульный лист;
- бланк задания;
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- основную часть, разделенную на главы и параграфы,;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

Оформление текста курсового проекта выполняется в соответствии с требованиями раздела 6 (СТО 02069024.101–2015).

Изложение текста основной части, оформление иллюстраций, построение таблиц, оформление списка использованных источников, приложений должны соответствовать требованиям, указанным в разделах 7 и 8 СТО 02069024.101–2015 [14].

Графическая часть курсового проекта (курсовой работы) выполняется в соответствии с требованиями раздела 10 СТО 02069024.101–2015 31 [14].

Объём пояснительной записки КП и количество листов графической части определяются решением методической комиссии по направлению подготовки (специальности), отраженной в рабочей программе.

#### 4.4 Оформление разделов курсового проекта

– *Титульный лист* является первым листом курсового проекта. Все надписи выполняют чернилами черного цвета.

На титульном листе указывают классификационный код (см. раздел 12 [14]). Примеры оформления титульного листа курсового проекта приведены в приложении Ф. 13.5 [14].

– *Бланк задания* на выполнение КП следует помещать после титульного листа. Задание должно содержать исходные данные, объем и срок выполнения курсового проекта с подписями руководителя и исполнителя (выдается преподавателем) приведен в приложении X [14].

– *Аннотация* – это описание документа в лаконичной форме с точки зрения его назначения, содержания, вида, формы, новизны и других особенностей.

Аннотация информирует об основных моментах и позволяет быстро составить предварительное мнение о работе. Аннотация должна соответствовать научному стилю оформления и не иметь малопонятных терминов и сложных синтаксических конструкций. Аннотация является третьим листом текстовой части курсового проекта объемом 1/3-1/2 страницы (листа). Примеры оформления аннотации (рисунок 4.2) приведены в приложении И [14].

– *Содержание* является четвертым листом курсового проекта. Структурный элемент КР «Содержание» включает введение, порядковые номера и заголовки разделов, при необходимости подразделов, заключение, список использованных источников, приложения (при наличии) с указанием их обозначений и заголовков. После заголовка каждого из указанных структурных элементов ставят отточие, а затем приводят номер страницы, на которой начинается данный структурный элемент. Пример оформления представлен на рисунке 4.3

– *Введение* является пятым листом КП. Во введении дается общая характеристика курсового проекта, ориентированная на выявление профессиональных знаний, умений и навыков автора. Раскрывается актуальность работы, формулируются цель, задачи и предмет исследования. Могут приводиться

формулировки гипотез, методологические основы исследования, характеристика теоретических исследований, новизна и практическая значимость. Элемент КП «Введение» размещают на отдельном листе после содержания. Введение оформляется в виде текстового материала, без графических иллюстраций и формул. Пример оформления представлен на рисунке 4.4. Содержание *основной части* КП должно отвечать заданию и рекомендациям, изложенным в методических указаниях по выполнению КП. Основная часть состоит из разделов и подразделов. При оформлении основной части словосочетание «Основная часть» не пишут.

– *Заключение* должно содержать краткие выводы по результатам выполненной работы, оценку полноты решения поставленных задач, рекомендации по конкретному использованию результатов работы, ее научную и социальную значимость. Элемент «Заключение» размещают на отдельном листе после основной части. Пример оформления заключения по ТММ представлен на рисунке 4.5. В *список использованных источников* включают все источники, на которые имеются ссылки в тексте КР.

Сведения об источниках следует располагать в порядке появления ссылок в тексте, нумеровать арабскими цифрами без точки и печатать с абзацного отступа. Ссылки в тексте приводят в квадратных скобках. *Пример* – [5], [7, 8, 9], [8-13, 44-56].

Структурный элемент КП «Список использованных источников» размещают после заключения.

Сведения об источниках приводятся в соответствии с ГОСТ 7.1, ГОСТ 7.82, сокращения слов – по ГОСТ 7.11, ГОСТ Р 7.0.12. Примеры библиографической записи приведены в приложении Л [14]. Для оформления текстовой части курсового проекта, в качестве образца, можно взять список используемых источников в данном учебном пособии на странице 62.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Аэрокосмический институт  
Кафедра «Механики материалов, конструкций и машин»

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ** (16 pt, полужирный)  
по дисциплине «Теория механизмов и машин»

**Анализ рычажных механизмов**  
Пояснительная записка

ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ

Руководитель  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Г.А. Клещарева  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Студент группы 18НТТС(с)АТТТ  
\_\_\_\_\_ И.И. Сидоров  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Оренбург 2020 г.

5

20  
←→



### П р и м е ч а н и я

- 1 Неуказанные размеры шрифта – 14 pt.
- 2 Оформление реквизита «подпись» синими чернилам

Рисунок 4.1 – Пример оформления титульного листа по ТММ

### Аннотация

Курсовой проект по теории механизмов и машин является первой самостоятельной работой студентов по комплексному проектированию и исследованию механизмов, которые являются составными частями транспортных и специальных машин и технологического оборудования для их технического обслуживания и ремонта. Курсовой проект включает в себя задачи по проектированию и исследованию наиболее распространенных рычажных механизмов, и предусматривает закрепление, углубление и обобщение теоретических знаний, приобретенных при изучении курса "Теория механизмов и машин".

Курсовой проект выполнен по индивидуальному заданию, полученное от руководителя курсового проектирования. Курсовой проект (КП) по теории механизмов и машин (ТММ) состоит из пояснительной записки 25 страниц и графическую часть - 1,5 листа чертежа формата А1 с разделами «Структурный анализ механизмов», «Кинематический анализ механизмов», «Силовой анализ рычажного механизма». Пояснительная записка содержит 10 рисунков, 12 таблиц, 8 использованных источников.

					<b>ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ</b>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дат</i>	<b>Анализ рычажного механизма</b>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		Сидоров И.И					2	
<i>Провер.</i>		Клещарева Г.А.						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Утверд.</i>						<b>Гр.18ЭТМК(с)АТТТ</b>		

Рисунок 4.2 – Пример оформления аннотации по ТММ

## Содержание

Введение.....	4
1 Структурный анализ рычажного механизма .....	5
2 Кинематический анализ рычажного механизма.....	12
2.1 Выбор масштабного коэффициента.....	12
2.2 Проведение кинематического анализа рычажного механизма методом графического дифференцирования .....	14
2.3 Сводные результаты кинематического анализа методом графического дифференцирования.....	16
2.4 Выбор масштабного коэффициента.....	13
2.5 Проведение кинематического анализа рычажного механизма методом планов.....	14
2.6 Сводные результаты кинематического анализа методом планов.....	21
Силовой анализ рычажных механизмов .....	24
3.1 Проведение силового анализ рычажного механизма.....	24
3.2 Сводные результаты силового анализа методом планов.....	32
3.5 Заключение.....	34
Список использованных источников.....	35

					ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		4

Рисунок 4.3 – Пример оформления содержания по ТММ

## Введение

Выполнение курсового проекта требует решения целой совокупности задач синтеза, кинематической и динамического анализа рычажного механизма. В большинстве случаев эти задачи взаимосвязаны: правильность решения следующей задачи в значительной степени зависит от исходных данных, которые являются результатом решения предыдущей задачи. Поэтому курсовой проект должен выполняться в определенной последовательности.

Перед тем, как начать разработку того или иного этапа курсового проекта, необходимо четко выяснить постановку задачи, которую необходимо решать, затем, пользуясь учебной литературой и конспектом лекций по теории механизмов и машин, изучить методы ее решения, познакомиться с примерами. В большинстве случаев можно применять графоаналитические методы решения задач. Поэтому расчетную и графическую часть проекта следует выполнять параллельно.

					ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпис	Дат		5

Рисунок 4.4 – Пример оформления введения по ТММ

## Заключение

Одной из ведущих отраслей современной техники является машиностроение. По уровню развития машиностроения судят о развитии производительных сил в целом. Прогресс машиностроения в свою очередь определяется созданием новых высокопроизводительных и надёжных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

Теория механизмов и машин (ТММ) - наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектировании их схем.

Качество создаваемых машин и механизмов в значительной мере определяется полнотой разработки и использования методов ТММ. Чем более полно будут учтены при построении механизмов и машин критерии производительности, надёжности, точности и экономичности, тем совершеннее будут получаемые конструкции.

В данном курсовом проекте рассмотрена структура механизма, найдены кинематические и силовые характеристики. Найдена уравновешивающая сила и момент. В результате найден движущий момент механизма.

					ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ	Лист
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		34

Рисунок 4.5 – Пример оформления заключения по ТММ

## Список использованных источников

- 1 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 2 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 3 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 4 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 30 с.
- 5 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод планов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 23 с.
- 6 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов скоростей : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 24 с.
- 7 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов ускорений : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 28 с.
- 8 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внешние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 20 с.
- 9 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 10 СТО 02069024.101 – 2015 РАБОТЫ СТУДЕНЧЕСКИЕ. ОГУ 2015 г. Режим доступа : [http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart\\_101-2015\\_.pdf](http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart_101-2015_.pdf).

					ОГУ 23 05 01 2120 037 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		34

Рисунок 4.6 – Пример оформления рекомендуемого списка используемых источников по ТММ

## **4.5 Графическая часть**

Графическая часть (чертежи, плакаты) должна отвечать требованиям действующих стандартов и может выполняться неавтоматизированным методом (карандашом, чернилами или тушью) либо автоматизированным методом (с применением графических и печатающих устройств вывода ЭВМ).

Чертежи выполняются на листах формата А1 (594x841 мм) ГОСТ 2.301, допускается использовать форматы А0 (841x1189 мм), А2 (420x594 мм), А3 (297x420 мм), А4 (210x297 мм).

## **4.6 Подготовка курсового проекта к защите и архивированию**

Готовый курсовой проект:

1 Пояснительная записка в объеме 20-40 страниц, содержащая все необходимые разделы должна быть:

- сброшюрована и сшита;
- проверена и подписана проектантом и преподавателем;
- зарегистрирована обучающимся на кафедре механики материалов, конструкций и машин (аудитория 20404);

2 Графическая часть в объеме 1,5-2,5 листа форматом А1, или других форматов, включающих необходимое количество чертежей, должна быть проверена и подписана проектантом и преподавателем;

3 Защита проекта происходит в виде собеседования по выполненной и полностью оформленной работе. В ходе собеседования обучающийся должен ответить на вопросы преподавателя (или комиссии из 1-3 преподавателей), уметь объяснить постановку и метод решения заданий, смысл используемых величин и законов, уметь выполнить аналогичное задание или его часть. Вопросы для подготовки к защите курсового проекта можно взять в пункте 4.13.

4 После успешной защиты: пояснительную записку и сложенные листы графической части до формата А4, необходимо вложить в папку для бумаг, для дальнейшего хранения КП в архиве кафедры до его списания.

#### 4.7 Вопросы для подготовки к защите курсового проекта

- 1 Структурный анализ заключается в ...
- 2 Кинематическая пара, накладывающая на звено в относительном движении одну геометрическую связь, – это ... пара.
- 3 Кинематическая пара, имеющая две связи, – это ... пара.
- 4 Кинематическая пара, имеющая три связи, – это ... пара.
- 5 Кинематическая пара, имеющая четыре связи, – это ... пара
- 6 Кинематическая пара, имеющая пять связей, – это ... пара.
- 7 Число степеней свободы плоского механизма определяется по формуле:...
- 8 Признаки классификации кинематических пар – ...
- 9 Степень подвижности механизма первого класса ...
- 10 Степень подвижности структурной группы Асура второго класса равна ...
- 11 Механизмы первого класса бывают ...
- 12 Формула Чебышева для определения подвижности плоского механизма:
- 13 Формула для определения подвижности плоского механизма:
- 14 Сочетание  $n = 4$ ,  $P_1 = 6$ . Незамкнутая цепь из 4-х звеньев и шести одноподвижных кинематических пар –  $P_1$ , является ...
- 15 Условия существования группы Асура имеет вид:
- 16 Сложный механизм образуется присоединением к механизму I класса структурных групп ...
- 17 Если все три кинематические пары вращательные, то двухповодковая группа будет ...
- 18 Если первые две кинематические пары вращательные, а третья поступательная, то двухповодковая группа будет ...
- 19 Групп Асура третьего порядка можно присоединить к механизму первого класса ...
- 20 Сочетание  $n = 6$ ,  $P_1 = 9$  означает, что это группа Асура ...
- 21 Присоединение диады второй модификации к механизму I класса образует ...

- 22 Присоединение диады второй модификации к начальному механизму I класса образует ...
- 23 Присоединение диады третьей модификации к начальному механизму I класса образует ...
- 24 Если в состав механизма входят группы различных классов, то класс механизма определяется ... входящей в него группы.
- 25 «Двухповодковая группа» означает, что присоединение этой группы к другим группам (или стойкам) производится двумя ...
- 26 «Диада» означает, что присоединение этой группы к другим группам (или стойкам) производится двумя ...
- 27 «Трехповодковая группа» означает, что эта группа ...
- 28 «Триада» означает, что эта группа ...
- 29 Высшие кинематические пары можно заменить низшими, если ...
- 30 Звено – это...
- 31 Деталью машины называют ...
- 32 Механизм – это совокупность ...
- 33 Машиной называется механизм для преобразования:
- 34 Кривошип – это звено, ...
- 35 Ползуном называют звено, ...
- 36 Звено, являющееся подвижной направляющей для ползуна называется...
- 37 Шатуном называют звено, ...
- 38 Наиболее точным при определении скоростей и ускорений звеньев механизма, является ... метод.
- 39 В графическом методе определения скоростей и ускорений звеньев механизма, основой является ...
- 40 За нулевое положение механизма принимается ...
- 41 Метод кинематических диаграмм – это ...
- 42 Метод построения планов скоростей и ускорений базируется на ...
- 43 Схема, необходимая для построения плана скоростей – ...
- 44 Механизмы, преобразующие вид движения:

45 Звено, движения которого должно быть известно заранее, для определения движения остальных звеньев механизма называется ...

46 Окружность, которую описывает мгновенный центр вращения кривошипа называют ...

47 Периодическое движение характеризуются ...

48 Угловая скорость – это ...

49 Угловое ускорение – это ...

50 Линейное ускорение – это ...

51 Наиболее точным при определении скоростей и ускорений звеньев механизма является ... метод.

52 В графическом методе определения скоростей и ускорений звеньев механизма основой является ...

53 В графоаналитическом методе определения скоростей и ускорений звеньев механизма основой является ...

54 Звено, параметры движения которого должны быть известны заранее для определения движения остальных звеньев механизма, называется ...

55 Окружность, которую описывает мгновенный центр вращения кривошипа, называют ...

56 Периодическое движение характеризуется ...

57 Такие кинематические характеристики движения плоской фигуры можно найти по уравнениям ее движения – ....

58 Графики функций перемещений, скоростей и ускорений характерных точек звеньев в зависимости от времени, – это ...

59 Угловая скорость – это ...

60 Угловое ускорение – это ...

61 Линейное ускорение – это ...

62 Отношение изображаемой единицы физической величины в собственных ей единицах измерения к длине отрезка на чертеже в мм, изображающего эту величину, называют ...

63 План положений начинают строить с ... механизма.

- 64 За нулевое положение принимается ...
- 65 Метод кинематических диаграмм – это ...
- 66 Метод построения планов скоростей и ускорений базируется на..
- 67 Скорость абсолютного движения точки представляет собой ...
- 68 Ускорение абсолютного движения точки представляет собой ...
- 69 Относительное ускорение состоит из ...
- 70 Время цикла можно найти по формуле...
- 71 Вектор скорости точки при естественном способе задания движения...
- 72 Нормальное ускорение точки, движущейся по окружности, определяется по формуле...
- 73 Нормальное ускорение точки при вращательном движении определяется по формуле...
- 74 Центробежное ускорение при вращательном движении определяется по формуле...
- 75 Касательное ускорение точки, движущейся по окружности, определяется по формуле...
- 76 Тангенциальное ускорение при вращательном движении определяется по формуле...
- 77 Величина ускорения Кориолиса определяется по формуле...
- 78 Кориолисово ускорение точки относительно точки на неподвижной направляющей равно ...
- 79 Кориолисово ускорение учитывается при кинематическом анализе ...
- 80 Для определения направления Кориолисова ускорения нужно вектор скорости (ползуна относительно кулисы) повернуть на  $90^\circ$  по направлению....
- 81 «Активные» силы – это силы ...
- 82 «Пассивные» силы – это силы ...
- 83 «Внутренние» силы – это силы...
- 84 Силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления, называются ...

85 Движущие силы приложены к ведущему звену, направление их совпадает с направлением движения звена, то есть движущие силы совершают ... работу.

86 Силы тяжести производят ... положительную работу.

87 Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...

88 Силовой расчет механизмов с учетом сил инерции звеньев называют ...

89 Силы инерции звена приложены в его центре масс и направлены в сторону

....

90 Вектор сил инерции определяется из уравнения:

91 Момент пары сил инерции возникает при ...

92 Если у выходного звена задан момент полезного сопротивления, то заменяем его ...

93 Момент пары сил инерции направлен противоположно ...

94 Момент пары сил инерции находят по формуле:

95 Во вращательной кинематической паре V класса результирующая сила реакции  $F_R$  проходит ...

96 В поступательной паре V класса сила реакции перпендикулярна ...

97 Силовой анализ начинают с ....

98 Векторное уравнение сил решается ...

99 Использование рычага Жуковского при силовом анализе механизма предусматривает перенесение всех известных сил в одноименные точки повернутого плана скоростей ...

100 Рычаг Жуковского используется для:...

## Список использованных источников

- 1 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 2 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 3 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 4 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 30 с.
- 5 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод планов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 23 с.
- 6 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов скоростей : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 24 с.
- 7 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов ускорений : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 28 с.
- 8 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внешние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 20 с.
- 9 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внутренние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 22 с.
- 10 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 11 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 12 Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.

13 Фролов, К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов. – М. : Высшая школа, 1999. – 496 с.

14 Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – М. : Высшая школа, 1986. – 250 с.

15 СТО 02069024.101–2015 РАБОТЫ СТУДЕНЧЕСКИЕ. ОГУ 2015 г. Режим доступа: [http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart\\_101-2015\\_.pdf](http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart_101-2015_.pdf).

16 ГОСТ 2.301 – 68 Единая система конструкторской документации. Форматы.

17 ГОСТ 2.106 – 96 Единая система конструкторской документации. Текстовые документы.

18 ГОСТ 2.104 – 2006 Единая система конструкторской документации. Основные надписи.

# Приложение А

*(обязательное)*

## Пример выполнения и оформления курсового проекта

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Аэрокосмический институт

Кафедра «Механики материалов, конструкций и машин»

### **КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Теория механизмов и машин»

#### **Анализ рычажных механизмов**

Пояснительная записка

ОГУ 23.05.01.2120.037 ПЗ

Руководитель

канд. техн. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Г.А. Клещарева

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Студент группы 18НТТС(с)АТТТ

\_\_\_\_\_ И.И. Сидоров

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Оренбург 2020 г.

Утверждаю заведующий  
кафедрой механики материалов,  
конструкций и машин

подпись \_\_\_\_\_ инициала фамилия  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение курсового проекта**  
**по дисциплине «Теория механизмов и машин»**

студенту Сидорову Ивану Ивановичу \_\_\_\_\_  
по направлению подготовки 23.05.01 \_\_\_\_\_ гр \_\_\_\_\_

1 Тема работы: «Анализ рычажного механизма»

2 Срок сдачи студентом курсового проекта « \_\_\_\_ » 2020 г.

3 Цель и задачи проекта: Целью проекта является закрепление практических навыков самостоятельного решения инженерных задач, развитие творческих способностей и умение пользоваться технической, нормативной и справочной литературой.

4 Исходные данные: рычажный механизм.

№	$n_{кр}$	$M_{ис}$	$J_{si}$	$m_i$	$X_1$	$X_2$	$IO_1A$	$IO_1B$	$IO_2$	$IO_3C_2$
-	об/мин	Н·м	кг·м <sup>2</sup>	кг	м	м	м	м	м	м
1	60	0,5	$J_{si} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$	$m_i = g \cdot l_i; g = 10 \text{ (кг/м)}$	0,38	0,14	0,14	0,32	0,5	0,3
2	65	0,6			0,42	0,14	0,15	0,35	0,4	0,4
3	70	0,7			0,46	0,15	0,16	0,36	0,6	0,5
4	80	0,8			0,51	0,17	0,18	0,38	0,65	0,55
5	85	0,7			0,56	0,19	0,2	0,4	0,7	0,6
7	90	0,6			0,61	0,21	0,21	0,42	0,5	0,6
8	100	0,5			0,67	0,23	0,21	0,44	0,75	0,68
9	110	0,40			0,74	0,25	0,22	0,45	0,78	0,7
10	115	0,45			0,75	0,25	0,21	0,46	0,5	0,5
11	120	0,5			0,27	0,26	0,18	0,45	0,55	0,55

5 Перечень вопросов, подлежащих разработке – провести:

- структурный анализ механизма;
- кинематический анализ двумя методами (графическим-методом хорд, графоаналитическим-методом планов); сравнительный анализ двух методов;
- силовой анализ механизма.

оформить отчет в виде пояснительной записки (15-30 листов А4)

6 Перечень графического материала:

- 12 планов положений механизма начиная с нулевого ( $\frac{1}{4}$  А1);
- графики: перемещений, скоростей и ускорений ( $\frac{1}{2}$  А1);
- планы скоростей и ускорений для 3, 7, 10 положений ( $\frac{1}{2}$  А1);
- планы сил для одного положения ( $\frac{1}{2}$  А1-1А1)

Дата выдачи и получения задания

Руководитель « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г. \_\_\_\_\_ Г.А. Клещарева

Студент « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г. \_\_\_\_\_ И.И. Сидоров

## **Аннотация**

Курсовой проект содержит 38 страниц, в том числе 8 рисунков, 7 таблиц, 8 использованных источников, приложение.

Графическая часть выполнена на одном листе формата А0 и одном листе А1.

Работа состоит из трех разделов.

В данном курсовом проекте изложен структурный, кинематический и силовой анализ плоских рычажных механизмов.

## Содержание

Введение.....	76
1 Структурный анализ рычажного механизма .....	72
2 Кинематический анализ рычажного механизма .....	73
2.1 Графический метод - метод хорд.....	74
2.2 Графоаналитический метод.....	76
2.3 Сравнительный анализ.....	89
3 Силовой анализ плоских рычажных механизмов .....	90
Заключение.....	102
Список использованных источников .....	102

## Введение

Курс теории механизмов и машин, рассматривающий общие вопросы исследования и проектирования механизмов и машин, входит в общетехнический цикл дисциплин, формирующих знания инженеров-механиков по конструированию, изготовлению и эксплуатации машин.

Общие методы синтеза дают возможность инженеру не только находить параметры механизмов и машин по заданным кинематическим и динамическим свойствам, но и определять их оптимальные сочетания с учетом иных дополнительных условий.

Целью изучения дисциплины "теория механизмов и машин" является формирование необходимой начальной базы знаний общим методам анализа и синтеза механических систем, положенных в основу технологического оборудования, применяемого в сфере будущей профессиональной деятельности выпускников высших технических учебных заведений.

Большое значение имеет курс и для подготовки инженеров по профилю автомобильная техника в транспортных технологиях, так как знание видов механизмов и их кинематических и динамических свойств необходимо для понимания принципов работы отдельных механизмов и их взаимодействия в машине.

# 1 Структурный анализ

## 1.1 Кинематическая схема механизма

Провести структурный анализ механизма, то есть определить количество и название подвижных звеньев; количество и класс кинематических пар; определить степень подвижности механизма; разбить механизм на структурные группы; составить формулу строения механизма.

Берем из условия задач длины подвижных звеньев заданного механизма и координаты неподвижных точек:  $l_{O_1A}=180$  мм = 0,18м и так далее, результаты измерений сводим в таблицу 1.

Выбираем масштабный коэффициент по ГОСТ 2.302-68, чтобы кинематическая схема уместилась на одном листе  $\mu_l = 0,0025$  м/мм.

Определяем размеры звеньев  $\overline{l_i}$ , мм, на чертеже в выбранном масштабе по формуле 1 и результаты расчетных значений сводим в таблицу 1.

$$\overline{l_i} = \frac{l_i}{\mu_l}. \quad (1)$$

По полученным значениям вычерчиваем кинематическую схему механизма. Для этого по горизонтальной оси У-У отмечаем неподвижные точки:  $O_1$ ,  $O_2$  и  $O_3$ .

Проводим окружность радиусом  $O_1 A_1$  и из точек А и  $O_2$  делаем засечки соответственно радиусами АВ и  $O_2 B$ : получаем точку В.

Из точки  $O_3$  проводим дугу радиусом  $O_3 C$  до пересечения с прямой ОД: получаем точку С.

На схеме изображаем крайние положения выходного звена  $O_3 C$  (точки возврата), соответствующие тем положениям механизма, когда ведущее звено  $O_1 A$  будет лежать на одной прямой со звеном АВ.

Назначение данного механизма – для преобразования вращательного движения входного звена  $O_1 A$  в колебательное (вокруг точки  $O_3$ ) движение выходного звена  $O_3 C$  (рисунок А1).

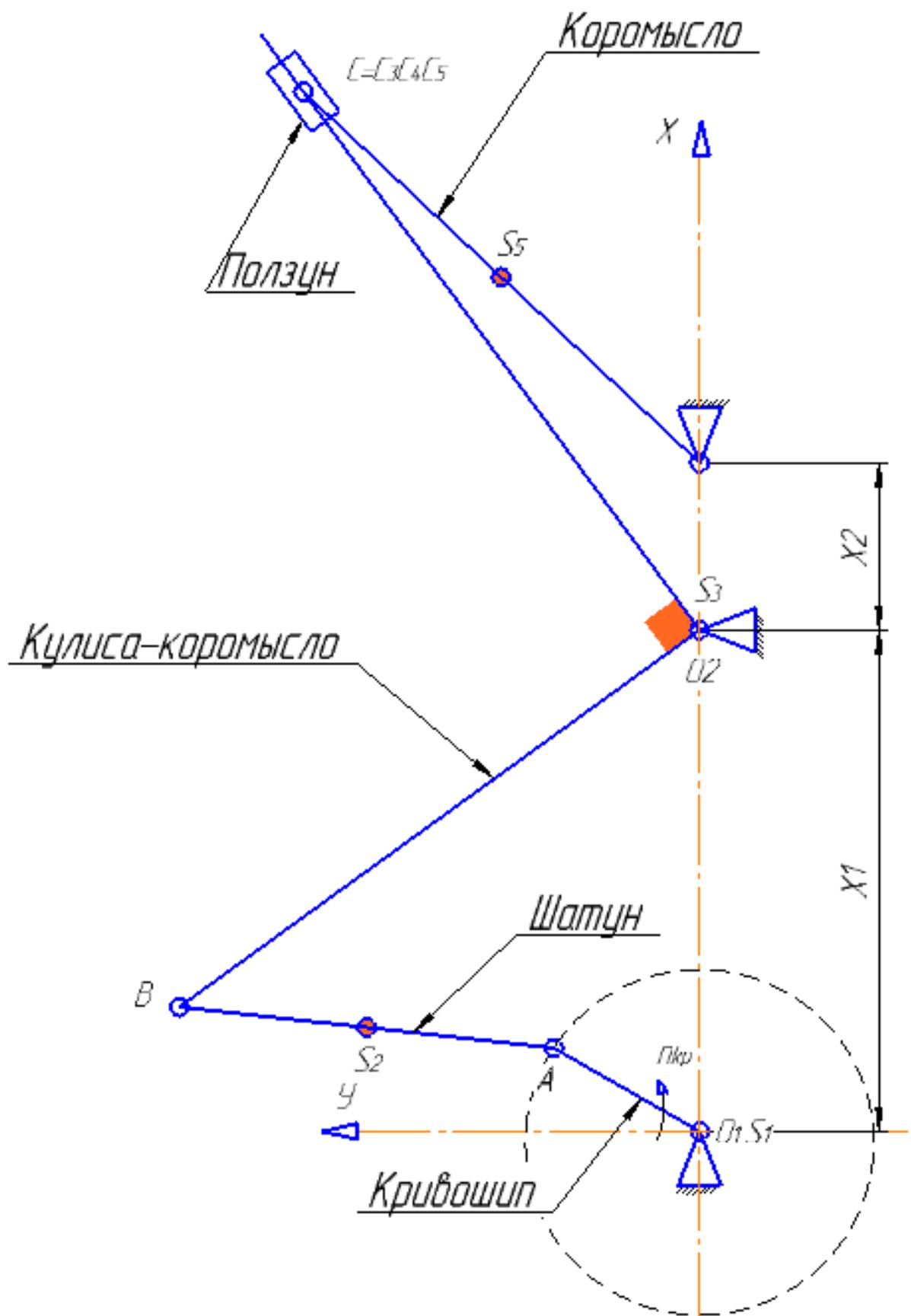


Рисунок А1 – Кинематическая схема механизма

## 1.2 Наименование звеньев и их количество

Таблица А1 – Наименование звеньев и их количество

№ звена	Наименование звена	Обозначение на схеме	действительные размеры	Размеры, мм в масштабе $\mu_\ell = 0,0025$ м/мм
1	Кривошип	O <sub>1</sub> A	$\ell_{O_1A} = 180\text{мм} = 0,18\text{м}$	$\bar{\ell}_{O_1A} = \frac{\bar{\ell}_{O_1A}}{\mu_\ell} = \frac{0,18}{0,0025} = 68$
2	Шатун	AB	$\ell_{AB} = 380\text{мм} = 0,38\text{м}$	$\bar{\ell}_{AB} = \frac{\bar{\ell}_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0,38}{0,0025} = 152$
3	Кулиса-Коромысло	BO <sub>2</sub> D	$\ell_{BO_2D} = 650\text{мм} = 0,65\text{м}$	$\bar{\ell}_{BO_2} = \frac{\bar{\ell}_{BO_2D}}{\mu_\ell} = \frac{0,65}{0,0025} = 260$
4	Ползун	C	-	-
5	Коромысло	O <sub>3</sub> C	$\ell_{O_3C} = 550\text{мм} = 0,55\text{м}$	$\bar{\ell}_{O_3C} = \frac{\bar{\ell}_{O_3C}}{\mu_\ell} = \frac{0,55}{0,0025} = 220$
6	стойка	O	$\ell_{O_1O_2} = 510\text{мм} = 0,51\text{м}$ $\ell_{O_2O_3} = 170\text{мм} = 0,17\text{м}$	$\bar{\ell}_{O_1O_2} = \frac{\bar{\ell}_{O_1O_2}}{\mu_\ell} = \frac{0,51}{0,0025} = 204$ $\bar{\ell}_{O_2O_3} = \frac{\bar{\ell}_{O_2O_3}}{\mu_\ell} = \frac{0,17}{0,0025} = 68$

## 1.3 Определение степени подвижности плоского рычажного механизма по формуле А.П. Малышева

$$W = 3n - 2P_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1, \quad (2)$$

где  $n = 5$  – число подвижных звеньев;

$P_1 = 7$  – число одноподвижных кинематических пар 5 класса;

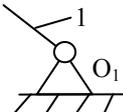
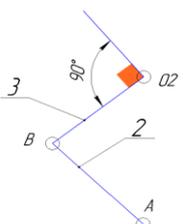
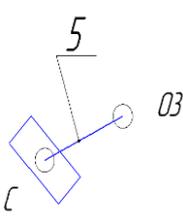
$P_2 = 0$  – число двухподвижных кинематических пар 4 класса.

Так как степень подвижности механизма равна единице, то механизм имеет одно входное звено (звено I – O<sub>1</sub>A).

## 1.4 Разделение механизма на группы Ассура

Результаты разделения механизма сведены в таблицу А2

Таблица А2 – Разделение механизма на группы Ассура

Группа	Эскиз группы Ассура	Звенья, составляющие группу	КП в группе		Степень подвижности	Класс, порядок, вид группы
			внутренние	Внешние		
Ведущая группа		01 - 1	O <sub>1</sub>	-	W = 1	1 кл. 1 вид
Ассура		2 - 3	В	A, O <sub>2</sub>	W = 0	2 кл. 2 пор. 1 вид
Группы		4 - 5	C (4,5)	C (3,4) O <sub>3</sub>	W = 0	2 кл. 2 пор. 2 вид

В целом механизм II класса.

## 1.5 Структурная формула механизма

$$I_1(0,1) \rightarrow II_1 (2,3) \rightarrow II_2(4,5). \quad (3)$$

К механизму I класса присоединяется группа Ассура II класса, 2 порядка, 1 вида состоящая из звеньев 2 и 3. К этой группе, в свою очередь, присоединяется группа Ассура II класса, 2 порядка, 2 вида состоящая из звеньев 4 и 5.

## 2 Кинематический анализ рычажного механизма

Цель – определение положений звеньев и траекторий движения, описываемых их точками, определение скоростей и ускорений точек звеньев, определение угловых скоростей и ускорений звеньев по заданному закону движения ведущего звена. Построим 12 планов положения механизма (рисунок А2).

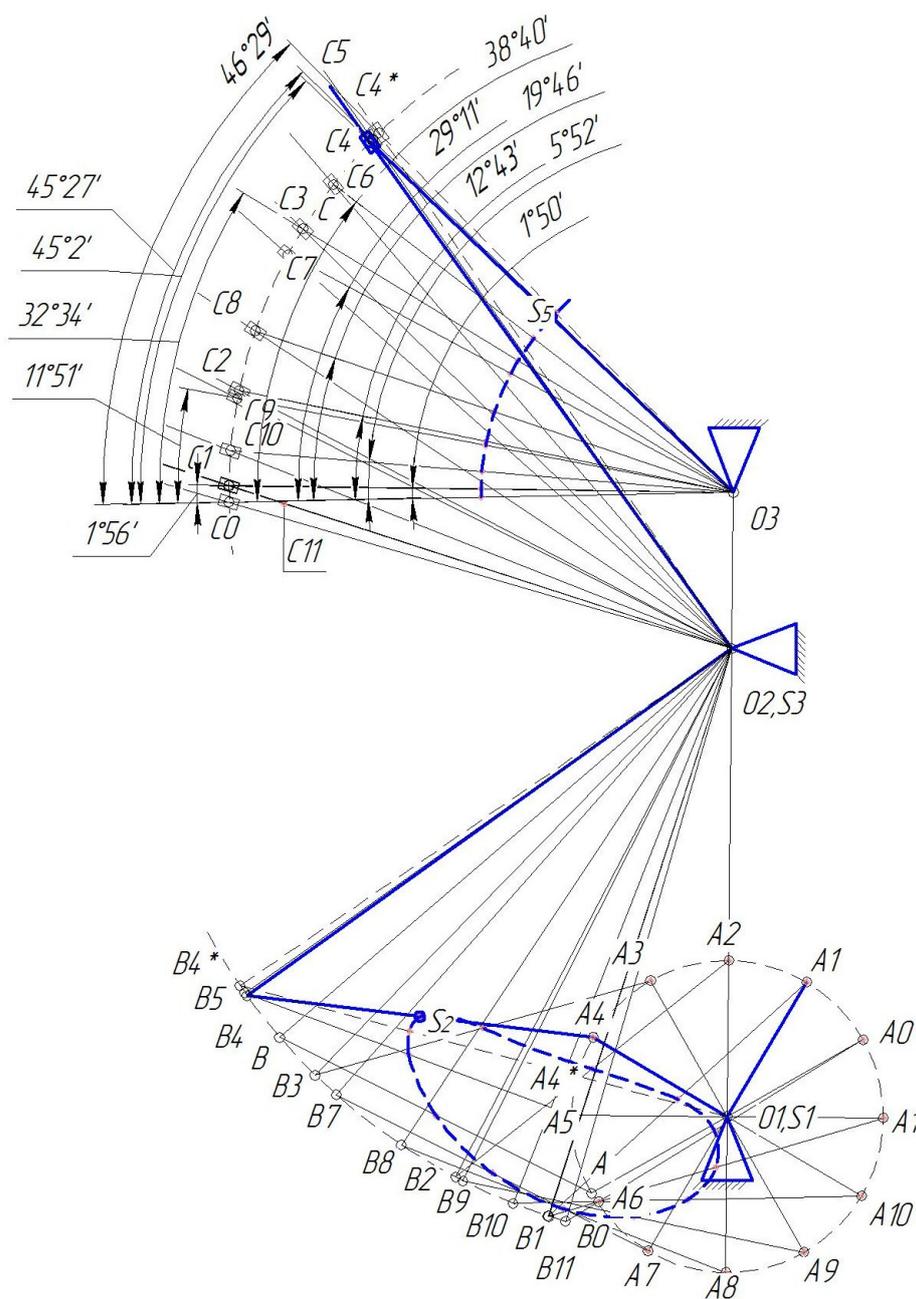


Рисунок А2 – Двенадцать планов положений механизма

## 2.1 Графический метод - метод хорд

Проводим оси координат. По оси абсцисс откладываем отрезок  $\bar{\ell}$  произвольной длины, представляющей собой в масштабе  $\mu_t$  время  $T_{(c)}$  одного периода (время одного полного оборота звена) (рисунок А3)

$$T = \frac{60}{n_1} = \frac{60}{80} = 0,75 \text{ с}, \quad (4)$$

где  $n_1$  – частота вращения входного вала, об/мин;

$\omega_1$  – угловая скорость входного звена, 1/с.

Масштабный коэффициент углов.

Так как измерения  $\delta$  звена, определяться изменением положения угла, то переводим градусы в мм. В одно измеренном градусе  $1^\circ = 5 \text{ мм}$ .

Масштабный коэффициент времени  $\mu_t, \frac{\text{с}}{\text{мм}}$ .

$$\mu_t = \frac{T}{\bar{\ell}} = \frac{0,75}{180} = 0,004116, \quad (5)$$

где  $\bar{\ell} = 180 \text{ мм}$  – отрезок на чертеже.

Масштабный коэффициент диаграммы угловых перемещений  $\mu_\varphi, \frac{\text{град.}}{\text{мм}}$  будет равен

$$\mu_\varphi = \frac{1,56^\circ}{7,8} = 0,2. \quad (6)$$

Построение диаграммы скорости точки С осуществляется методом графического дифференцирования диаграммы перемещения (метод хорд). Проводим новую систему координат. Ось абсцисс проложим влево относительно начала координат и отложим на ней отрезок произвольной длины  $H_t$  (мм) до точки  $P_t$ .

Точка  $P_1$  называется полюсом графического дифференцирования. ( $H_1=15 \text{ мм}$ ).

Масштабный коэффициент угловой скорости  $\mu_\omega, \frac{\text{рад./с}}{\text{мм}}$ .

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\varphi}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{0,02}{0,004116 \cdot 15} = 3,23. \quad (7)$$

Построение диаграммы углового ускорения точки С осуществляется методом графического дифференцирования диаграммы скорости. Для этого проводится новая система координат. Выбирается полюс графического дифференцирования  $P_2$  на расстоянии  $H_2$  от начала координат. ( $H_2 = 15$  мм).

Масштабный коэффициент диаграммы углового ускорения  $\mu_\varepsilon, \frac{\text{рад./с}^2}{\text{мм}}$ ,

$$\mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{3,23}{0,004116 \cdot 15} = 52,31 \frac{\text{рад./с}^2}{\text{мм}}. \quad (9)$$

Истинные значения перемещения скорости и ускорения пятого звена, например, для четвертого положения механизма.

$$\varphi_5 = \bar{\varphi}_5 \cdot \mu_\varphi = 226 \cdot 0,2 = 45,2 \text{ град.}, \quad (10)$$

$$\omega_5 = \bar{\omega}_5 \cdot \mu_\omega = 24,7 \cdot 3,23 = 64,6 \text{ рад./с}, \quad (11)$$

$$\varepsilon_5 = \bar{\varepsilon}_5 \cdot \mu_\varepsilon = 63,3 \cdot 52,31 = 3311 \text{ рад./с}^2. \quad (12)$$

Определяем значения  $\varphi_5, \omega_5, \varepsilon_5$  для 12 положений и заносим в таблицу А3.

Таблица А3 – Определение перемещений, скоростей и ускорений пятого звена

Положения	$\varphi_5, \text{град.}$ $\bar{\varphi}_5 \cdot \mu_\varphi$	$\omega_5, \text{рад./с}$ $\bar{\omega}_5 \cdot \mu_\omega$	$\varepsilon_5, \text{рад./с}^2$ $\bar{\varepsilon}_5 \cdot \mu_\varepsilon$
0	0	0	$16,4 \cdot 52,31 = 857,8$
1	$7,8 \cdot 0,2 = 1,56$	$21,3 \cdot 3,23 = 68,8$	$59,7 \cdot 52,31 = 3123$
2	$57,5 \cdot 0,2 = 11,51$	$89 \cdot 3,23 = 287,47$	$57,1 \cdot 52,31 = 2987$
3	$161,7 \cdot 0,2 = 32,34$	$90 \cdot 3,23 = 290,7$	$60 \cdot 52,31 = 3138$
4	$226 \cdot 0,2 = 45,2$	$24,7 \cdot 3,23 = 79,7$	$63,3 \cdot 52,31 = 3311$
5	$226,35 \cdot 0,2 = 45,27$	$20 \cdot 3,23 = 64,6$	$32,4 \cdot 52,31 = 1694$
6	$192 \cdot 0,2 = 38,4$	$42,3 \cdot 3,23 = 136,6$	$13,6 \cdot 52,31 = 711$
7	$145 \cdot 0,2 = 29,11$	$48 \cdot 3,23 = 155$	$1,43 \cdot 52,31 = 74$
8	$97 \cdot 0,2 = 19,46$	$44,6 \cdot 3,23 = 144$	$6 \cdot 52,31 = 313$
9	$62,1 \cdot 0,2 = 12,43$	$34,5 \cdot 3,23 = 111,4$	$5 \cdot 52,31 = 261$
10	$27,6 \cdot 0,2 = 5,52$	$32,7 \cdot 3,23 = 105$	$12 \cdot 52,31 = 627$
11	$7,5 \cdot 0,2 = 1,5$	$12 \cdot 3,23 = 38,76$	$15,8 \cdot 52,31 = 826$

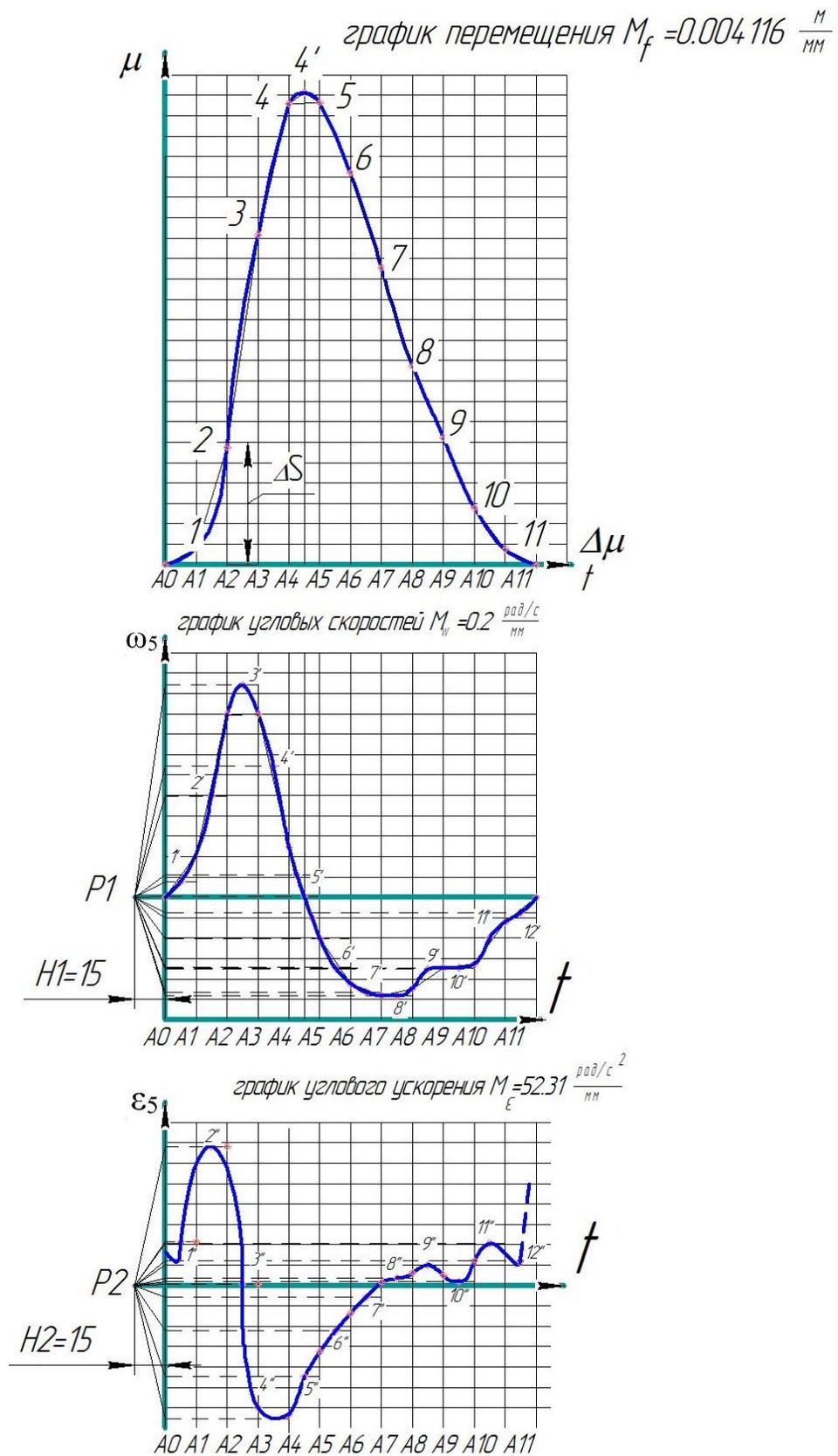


Рисунок А3 – Диаграммы перемещений, скоростей и ускорений

## 2.2 Графоаналитический метод

План скоростей для положения 4.

Кинематическая схема механизма, построенная в масштабе:

$$\mu_1 = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \quad (14)$$

В заданном положении, размеры звеньев соответствуют.

$$l_{O_1A} = 0,18 \text{ м}, \quad (15)$$

$$l_{BO_2} = 0,65 \text{ м}, \quad (16)$$

Угловая скорость  $\omega_1, \text{с}^{-1}$  звена 1:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,37, \quad (17)$$

Последовательность построения:

Абсолютная скорость точки  $A_1$  на конце ведущего звена 1  $V_{O_1} = 0$ ,

$$\overline{V_{A_1}} = \overline{V_{O_1}} + \overline{V_{A_1O_1}}, \quad (18)$$

Так как переносного (поступательного) движения первого звена нет, то

$$V_{A_1} = V_{A_1O_1} = \omega_1 l_{O_1A_1} = 8,37 \cdot 0,18 = 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (19)$$

Масштабный коэффициент скорости  $\mu_v, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$  примем равным.

$$\mu_v = 0,02. \quad (20)$$

Длина вектора скорости:

$$\overline{V_A} = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{1,53}{0,02} = 75 \text{ мм}. \quad (21)$$

Из произвольно выбранной точки  $P_V$  (полюса плана скоростей) строим вектор скорости  $\overline{V_A}$  перпендикулярно  $O_1A$  в направлении угловой скорости  $\omega_1$ . Так как  $V_{O_1} = 0$  точка  $O_1$  на плане скоростей совпадает с полюсом  $P_V$  (рисунок А4).

$$\overline{V_A} = \overline{V_{O_1}} + \overline{V_{AO_1}}. \quad (22)$$

Скорость точки В относительно точки А откладываем из конца вектора  $\overline{V_{A_1}}$ .

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}, \quad (23)$$

где  $\overline{V_A}$  – вектор скорости звена 1. Так как  $\overline{V_A}$  уже известна, построим вектор  $\overline{V_{BA}}$  из полюса плана скоростей  $P_V$ .

Вектор скорости  $\overline{V_{BA}}$  относительного (вращательного) движения точки В относительно точки А перпендикулярно звену  $BO_2$ .

Величина  $V_{AB} = \omega_2 \cdot l_{AB}$  неизвестна, так как неизвестна угловая скорость звена 2 –  $\omega_2$ . Поэтому из полюса  $P_V$  (из точки  $O_2$ ) проводим линию действия скорости  $\overline{V_{BO_2}}$  перпендикулярно  $O_2B$ .

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}} \\ \overline{V_B} = \overline{V_{O_2}} + \overline{V_{BO_2}} \end{cases} \quad (24)$$

Точка пересечения двух линий действий  $\overline{V_{BA}}$  и  $\overline{V_{BO_2}}$  определяет на плане скоростей положение точки В. Находим величину  $V_{BO_2} = \omega_3 \cdot l_{BO_2}$ .

Отрезок  $\overline{P_V b}$  представляет собой вектор скорости точки В. Соответственно находим вектор  $P_V c_3$ .

По свойству подобия находим на плане скоростей точку  $C_3$ , которая принадлежит звену 3. Для этого от отрезка  $\overline{P_V b}$  откладываем угол наклона в  $90^\circ$ , и из полюса проводим отрезок  $\overline{P_V c_3}$ , длина которого определяется из соотношения.

$$\frac{(\overline{BO_2})}{(\overline{P_V b})} = \frac{(\overline{O_2 C_3})}{(\overline{P_V C_3})}, \quad (25)$$

$$(\overline{P_V C_3}) = (\overline{O_2 C_3}) \cdot (\overline{P_V b}) / (\overline{BO_2}) = \frac{44.86 \cdot 271.3}{260} = 46,5 \text{ мм.} \quad (26)$$

Отрезок  $(\overline{P_V C_3})$  представляет собой вектор скорости точки  $C_3$ , то есть

$$(\overline{P_V C_3}) = 46,5 \text{ мм.}$$

Скорость средней точки первой группы Ассур – точки  $C_4$  определяем через скорости крайних точек этой группы  $C_3$  и  $O_2$ .

Скорость точки  $C_4$  относительно точки  $C_3$

$$\overline{V_{C_4}} = \overline{V_{C_3}} + \overline{V_{C_4 C_3}}. \quad (27)$$

Вектор  $\overline{V_{C_3}}$  в этом уравнении выступает как вектор скорости в переносном движении. Величина и направление его известны и построен. Вектор  $\overline{V_{C_4 C_3}}$  представляет собой относительную скорость звена 4 относительно звена 3 (скорость скольжения). Величина этой скорости неизвестна. Поэтому из конца вектора  $\overline{V_{C_3}}$  на плане скоростей проводим линию действия скорости  $\overline{V_{C_4 C_3}}$  перпендикулярно звену  $CO_2$ .

Скорость точки  $C$  относительно точки  $O_3$ .

$$\overline{V_{C_3}} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{C_4 O_3}}, \quad (28)$$

где  $\overline{V_{O_3}} = 0$ , точка  $O_3$  на плане скоростей совпадает с полюсом  $P_V$ ;

$\overline{V_{C_4 O_3}}$  – вектор скорости относительного (вращательного) движения точки  $C_4$  относительно точки  $O_3$  перпендикулярно звену  $O_3 C$ .

Истинные (абсолютные) значения скоростей точек механизма

$$V_A = \bar{V}_A \cdot \mu_V = 75 \cdot 0,02 = 1,5 \text{ м/с,} \quad (29)$$

$$V_{BA} = \bar{V}_{BA} \cdot \mu_V = 101,6 \cdot 0,02 = 2,03 \text{ м/с,} \quad (30)$$

$$V_{BO_2} = \bar{V}_{BO_2} \cdot \mu_V = 44,68 \cdot 0,02 = 0,8936 \text{ м/с,} \quad (31)$$

$$V_{C_4 O_3} = \bar{V}_{C_4 O_3} \cdot \mu_V = 47,7 \cdot 0,02 = 0,936 \text{ м/с,} \quad (32)$$

$$V_{C4C3} = \bar{V}_{C4C3} \cdot \mu_V = 8,37 \cdot 0,02 = 0,167 \text{ м/с}, \quad (33)$$

$$V_{S2} = \bar{V}_{S2} \cdot \mu_V = 35 \cdot 0,02 = 0,7 \text{ м/с}, \quad (34)$$

$$V_{S4} = \bar{V}_{S4} \cdot \mu_V = 23,4 \cdot 0,02 = 0,48 \text{ м/с}. \quad (35)$$

Абсолютные величины угловых скоростей звеньев.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{2,03}{0,38} = 5,34 \text{ 1/с}, \quad (36)$$

$$\omega_3 = \frac{V_{B02}}{l_{B02}} = \frac{0,893}{0,65} = 1,37 \text{ 1/с}, \quad (37)$$

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{C03}}{l_{C03}} = \frac{0,936}{0,55} = 1,7 \text{ 1/с}. \quad (38)$$

Для определения направления угловой скорости звена 2 вектор  $\bar{V}_{BA}$ , то есть вектор относительной скорости точки В при вращении её относительно точки А, переносим с плана скоростей на звено 2 в точку В и рассматриваем вращение этого звена вокруг точки  $O_2$  (против часовой стрелки).

Направления угловой скорости звена 3 вектор  $\bar{V}_B$ , то есть вектор относительной скорости точки В при вращении её относительно точки  $O_2$  переносим с плана скоростей на звено 3 в точку В и рассматриваем вращение этого звена вокруг точки  $O_2$  (по часовой стрелки).

Аналогично, перенося вектор скорости  $\bar{V}_{C4C5}$  с плана скорости в точку С звена 4 на план механизма, рассматриваем вращение звена 4 вокруг точки  $O_3$  (по часовой стрелке).

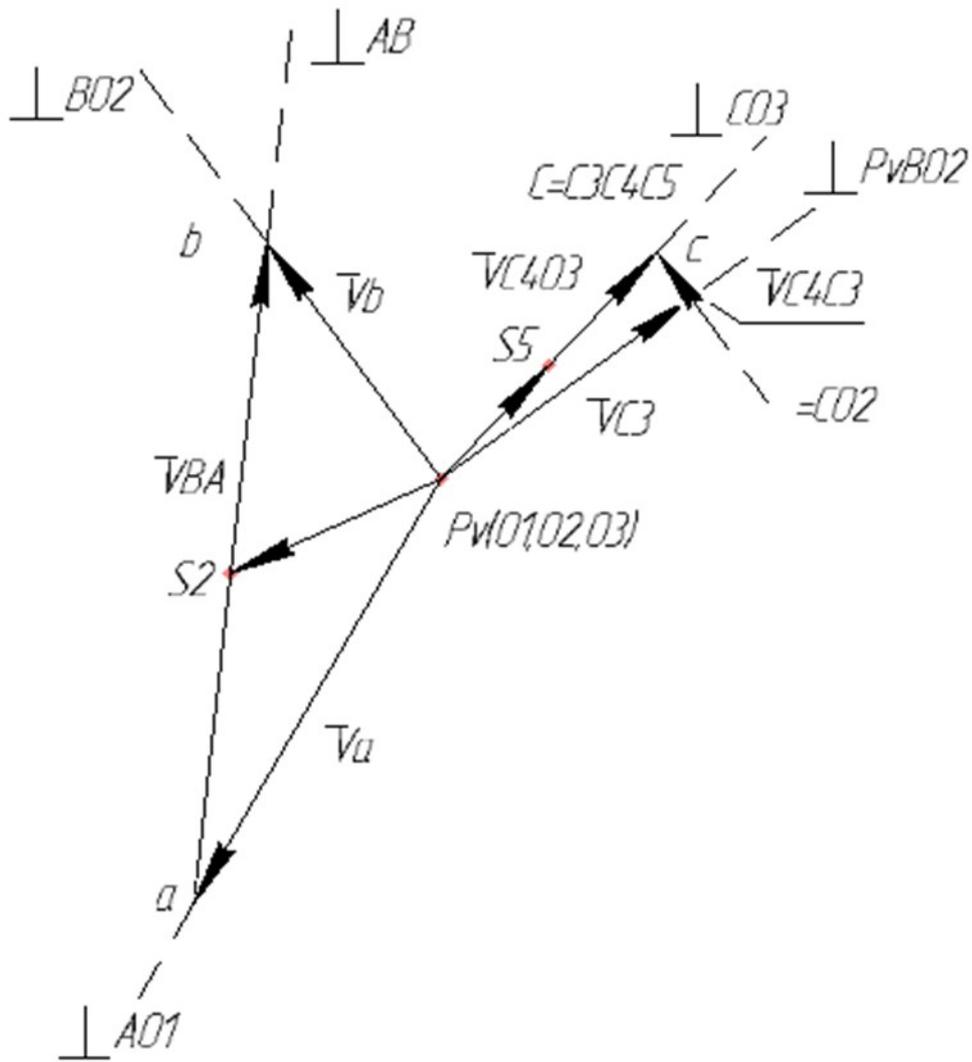


Рисунок А4 – Построение плана ускорений

Абсолютное ускорение точки А.

$$\bar{a}_A = \bar{a}_{O1} + \bar{a}_{AO1}^n + \bar{a}_{AO1}^t. \quad (39)$$

Так как переносного (поступательного) движения звена 1 нет, то  $a_{O1} = 0$  и так как угловая скорость  $\omega_1 = \text{const}$ , то угловое ускорение звена 1  $\varepsilon_1 = 0$  и тангенциальное  $a_{AO1}^t = \varepsilon_1 \cdot l_1 = 0$ .

$$a_A = a_{AO1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO1} = 8,37^2 \cdot 0,18 = 12,6 \text{ м/с}^2. \quad (40)$$

Масштабный коэффициент плана ускорений  $\mu_a, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$ ,

$$\mu_a = a_A / \bar{a}_A = \frac{12,6}{125} = 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}. \quad (41)$$

Тогда принимаем  $\mu_a = 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$ .

$$\bar{a}_{A1} = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{12,6}{0,1} = 126 \text{ мм}. \quad (42)$$

Из произвольно выбранной точки  $P_a$  (полюса плана ускорений) строим вектор ускорения  $\bar{a}_A = 126 \text{ мм}$  параллельно  $AO_1$  в направлении от  $A$  к  $O_1$ . Так как  $a_{O1} = 0$  точка  $O_1$  на плане ускорений совпадает с полюсом  $P_a$ .

Ускорение средней точки первой группы Ассур (точка  $B$ ) определяем через ускорения крайних точек этой группы  $A$  и  $O_2$ .

Ускорение точки  $B$  относительно точки  $A$ .

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t, \quad (43)$$

где  $\bar{a}_A$  – ускорение точки  $A$  в переносном движении звена 1, которая уже известна.

$a_{BA}^n$  – нормальное ускорение точки  $B$  в относительном ее вращении вокруг точки  $A$ . Направлено параллельно  $BA$  от точки  $A$  к точке  $O_1$ .

Величина нормального ускорения определяется по модулю следующим образом.

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BA} = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{2,03^2}{0,38} = 10,84 \text{ м/с}^2. \quad (44)$$

Длина вектора, изображающего нормальное ускорение на плане ускорения, равна.

$$\bar{a}_{BA}^n = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{10,84}{0,1} = 108,44 \text{ мм}, \quad (45)$$

где  $\bar{a}_{BA}^t$  – тангенциальное ускорение точки В в относительном вращении вокруг точки А.

Линия действия – перпендикулярна звену АВ. Величина тангенциального ускорения по модулю не известна, так как не известно угловое ускорение звена 2.

$$a_{BA}^t = \varepsilon_2 \cdot l_{BA} = ? \quad (46)$$

Находим точку В с помощью пересечений  $\bar{a}_{BO_2}^t$

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t \\ \bar{a}_A = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^t \end{cases} \quad (47)$$

где  $\bar{a}_{O_2}$  – ускорение точки  $O_2$  в переносном движении звена 3,  $a_{O_2} = 0$ , так как точка  $O_2$  неподвижна;

$a_{BO_2}^n$  – нормальное ускорение точки В в относительном ее вращении вокруг точки  $O_2$ . Направлено параллельно  $BO_2$  от точки В к точке  $O_2$ .

Величина нормального ускорения определяется по модулю следующим образом.

Длина вектора, изображающего нормальное ускорение на плане ускорения равна.

$$\bar{a}_{BO_2}^n = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} = \frac{2,88}{0,1} = 28,8 \text{ мм}, \quad (49)$$

где  $\bar{a}_{BO_2}^t$  – тангенциальное ускорение точки В в относительном вращении вокруг точки  $O_2$ . Линия действия – перпендикулярна звену  $BO_2$ . Величина тангенциального ускорения по модулю не известна, так как не известно угловое ускорение звена 3.

$$a_{BO_2}^t = \varepsilon_2 \cdot l_{BO_2} = ? \quad (50)$$

Потому из полюса плана ускорений (из точки  $O_2$ ) строим вектор нормального ускорения  $\bar{a}_{BO_2}^n$  найденной длины в найденном направлении.

Из конца вектора  $\bar{a}_{BO_2}^n$  проводим линию действия тангенциального ускорения  $\bar{a}_{BO_2}^t$  перпендикулярно  $BO_2$ .

Точка пересечения двух линий действия и  $\bar{a}_{BA}^t$  и  $\bar{a}_{BO_2}^t$  определяется на плане ускорений положение точки В.

Отрезок  $\overline{P_a b}$  представляет собой вектор ускорения точки b, то есть  $\overline{P_a b} = \bar{b}$ , мм. По свойству подобия находим на плане ускорений точку  $C_3$ ,

Перпендикулярно отрезку  $\overline{P_a b}$  проводим отрезок  $\overline{P_a c_3}$  длина которого определяется из соотношения

$$(\overline{BO_2})/(\overline{CO_2}) = (\overline{P_a c_3})/(\overline{P_a b}), \quad (51)$$

Откуда

$$(\overline{P_a c_3}) = (\overline{P_a b}) \cdot (\overline{BO_2})/(\overline{CO_2}) = 260 \cdot \frac{271.23}{271} = 260.2 \text{ мм.} \quad (52)$$

Ускорение точки  $C_4$  относительно точки  $C_3$

$$\bar{a}_{C_4} = \bar{a}_{C_3} + \bar{a}_{C_4 C_3}^k + \bar{a}_{C_4 C_3}^r. \quad (53)$$

Вектор  $\bar{a}_{C_3}$  в этом уравнении является вектором ускорения в переносном движении. Величина и направление его известны. Ускорение Кориолиса –  $\bar{a}_{C_4 C_3}^k$ , возникающее в результате того, что переносное движение звена 4 является не поступательным, а вращательным вместе со звеном 3. Релятивное ускорение –  $\bar{a}_{C_4 C_3}^r$  в относительном движении точки  $C_4$  по отношению к точке  $C_3$  (ускорение скольжения). Линия действия  $\bar{a}_{A_3 A_2}^r$  параллельна звену.

Величина ускорения Кориолиса определяется по модулю формулой.

$$a_{C_4 C_3}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{C_4 C_3} = 2 \cdot 1,37 \cdot 0,167 = 0,457 \text{ м/с}^2. \quad (54)$$

Длина вектора, изображающего ускорение Кориолиса на плане ускорения, равна.

$$\bar{a}_{C_4C_3}^k = \frac{a_{C_4C_3}^k}{\mu_a} = \frac{0,457}{0,1} = 5,57 \text{ мм.} \quad (55)$$

Для определения направления ускорения Кориолиса надо вектор относительной скорости  $\overline{V_{C_4C_3}}$  повернуть на  $90^0$  по направлению угловой скорости переносного движения  $\omega_3$ . Из конца вектора  $\bar{a}_{C_4C_3}^k$  проводим линию действия релятивного ускорения  $\bar{a}_{C_4C_3}^r$  параллельно звену  $C_3O_2$ .

Ускорение точки  $C_4$  относительно точки  $O_3$ .

$$\begin{cases} \bar{a}_{C_4} = \bar{a}_{C_3} + \bar{a}_{C_4C_3}^k + \bar{a}_{C_4C_3}^r \\ \bar{a}_{C_4} = \bar{a}_{O_3} + \bar{a}_{C_4O_3}^n + \bar{a}_{C_4O_3}^t \end{cases} \quad (56)$$

где  $\bar{a}_{O_3}$  – ускорение точки  $O_3$  в переносном движении звена 4 и 5,  $a_{O_3} = 0$ , так как точка  $O_3$  неподвижна;

$a_{C_4O_3}^n$  – нормальное ускорение точки  $C_4$  в относительном ее вращении вокруг точки  $O_3$ . Направлено параллельно  $CO_3$  от точки  $C_4$  к точке  $O_3$ .

Величина нормального ускорения определяется по модулю

$$a_{C_4O_3}^n = \omega_4^2 \cdot l_{C_4O_3} = \frac{V_{C_4O_3}^2}{l_{CO_3}} = \frac{0,936^2}{0,55} = 1,59 \text{ м/с}^2. \quad (57)$$

Длина вектора, изображающего нормальное ускорение на плане ускорения, равна.

$$\bar{a}_{C_4O_3}^n = \frac{a_{C_4O_3}^n}{\mu_a} = \frac{1,59}{0,1} = 15,9 \text{ мм,} \quad (58)$$

где  $\bar{a}_{C_4O_3}^t$  – тангенциальное ускорение точки  $C_4$  в относительном вращении вокруг точки  $O_3$ . Линия действия – перпендикулярна звену  $CO_3$ . Величина тангенциального ускорения по модулю не известна, так как не известно угловое ускорение звена 4.

$$a_{C_4O_3}^t = \varepsilon_4 \cdot l_{CO_3} = ? \quad (59)$$

Потому из полюса плана ускорений (из точки  $O_3$ ) строим вектор нормального ускорения  $\bar{a}_{C4O3}^n$  найденной длины в найденном направлении. Из конца вектора  $\bar{a}_{C4O3}^n$  проводим линию действия тангенциального ускорения  $\bar{a}_{C4O3}^t$  перпендикулярно  $CO_3$ .

Точка пересечения двух линий действия  $\bar{a}_{C4C3}^r$  и  $\bar{a}_{C4O3}^t$  определяется на плане ускорений положение точки  $C_5$ .

Пользуясь планом ускорения, определяем истинные (абсолютные) значения ускорений точек механизма:

$$a_{A_3} = \mu_a \cdot \bar{a}_{A_3} = 0,1 * 125 = 12,5 \text{ м/с}^2, \quad (59)$$

$$\bar{a}_{BA}^n = \mu_a \cdot \bar{a}_{BA}^n = 0,1 * 108,44 = 10,844 \text{ м/с}^2, \quad (60)$$

$$a_{BA}^t = \mu_a \cdot \bar{a}_{BA}^t = 0,1 * 150,8 = 15,08 \text{ м/с}^2, \quad (61)$$

$$a_{BO_2}^t = \mu_a \cdot \bar{a}_{BO_2}^t = 0,1 * 298,8 = 29,88 \text{ м/с}^2, \quad (62)$$

$$a_B = \mu_a \cdot \bar{a}_B = 0,1 * 300 = 30 \text{ м/с}^2, \quad (63)$$

$$a_{C4C3}^k = \mu_a \cdot \bar{a}_{C4C3}^k = 0,1 * 24,5 = 2,45 \text{ м/с}^2, \quad (64)$$

$$a_{C4C3}^r = \mu_a \cdot \bar{a}_{C4C3}^r = 0,1 * 28,78 = 2,878 \text{ м/с}^2, \quad (65)$$

$$a_{C4O3}^t = \mu_a \cdot \bar{a}_{C4O3}^t = 0,1 * 240,66 = 24,066 \text{ м/с}^2, \quad (66)$$

$$a_{S_5} = \mu_a \cdot \bar{a}_{S_5} = 0,1 * 120,63 = 12,063 \text{ м/с}^2, \quad (67)$$

$$a_{S_2} = \mu_a \cdot \bar{a}_{S_2} = 0,1 * 210,35 = 21,035 \text{ м/с}^2. \quad (68)$$

Абсолютные величины угловых ускорений звеньев:

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{BA} = \frac{15,08}{0,38} = 39,68 \text{ 1/с}^2, \quad (69)$$

$$\varepsilon_3 = a_{BO_2}^t / l_{BO_2} = \frac{29,88}{0,65} = 45,96 \text{ 1/с}^2, \quad (70)$$

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = a_{C4O3}^t / l_{C03} = \frac{25,8}{0,55} = 46,9 \text{ 1/c}^2. \quad (80)$$

Для определения направления углового ускорения звена 5 вектор тангенциального ускорения  $a_{C4O3}^t$  переносим с плана ускорений на звено 5 в точку С и рассматриваем вращение этого звена вокруг точки  $O_3$  (по часовой стрелке).

Аналогично, перенося вектор ускорения  $a_{BA}^t$  с плана ускорений на план механизма в точку В относительно точки А (против часовой стрелки).

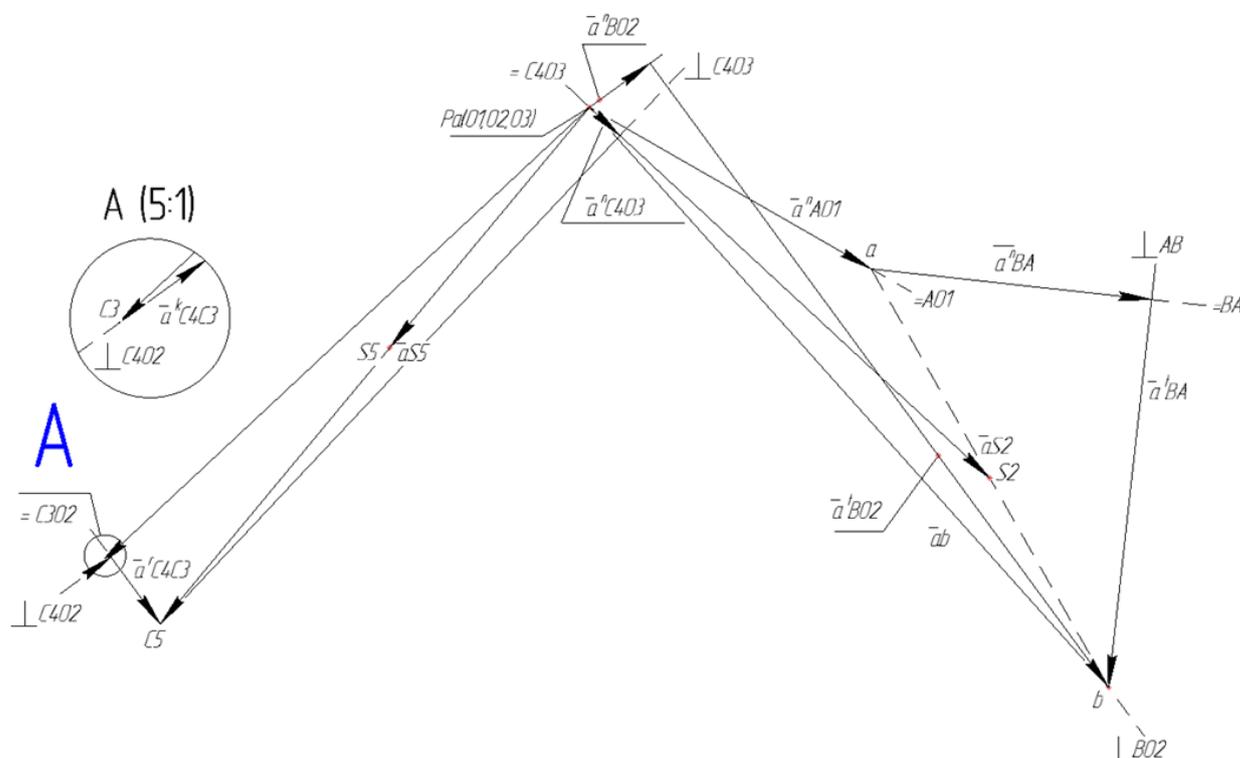


Рисунок А5 – План ускорений

Результаты кинематического анализа для 5 положений рычажного механизма свести в таблицу 1.

Таблица А4 – Результаты кинематического анализа для 5 положений механизма.

Положения	$\omega_1$ 1/c	$\omega_2$ 1/c	$\omega_3$ 1/c	$\omega_4, \omega_5$ 1/c	$\varepsilon_2$ 1/c <sup>2</sup>	$\varepsilon_3$ 1/c <sup>2</sup>	$\varepsilon_4, \varepsilon_5$ 1/c <sup>2</sup>	$a_{S_2}$ м/c <sup>2</sup>	$a_{S_5}$ м/c <sup>2</sup>

1	8,37	1,72	1,37	1,57	20,2	16,15	6,66	8,67	2,82
4	8,37	5,28	1,37	1,73	39,68	45,96	46,9	21	12,05
7	8,37	0,77	2,38	3,04	23,4	0,23	6,7	8	4,46
8	8,37	2,2	2,2	2,58	20,65	7	12,7	8,5	3,48
11	8,37	4,5	0,81	0,95	20,39	10,61	13,25	9,29	3,64
12	8,37	4,08	0,11	0,12	17,95	14,4	17,45	9,91	4,8

## 2.3 Сравнительный анализ

Сравнение графического и графоаналитического методов

Таблица А5 – Результаты графического метода

Положения	$\varphi_5$ , град. $\bar{\varphi}_5 \cdot \mu_\varphi$	$\omega_5$ , рад./с $\bar{\omega}_5 \cdot \mu_\omega$	$\varepsilon_5$ , рад./с <sup>2</sup> $\bar{\varepsilon}_5 \cdot \mu_\varepsilon$
0	0	0	16,4·52,31=857,8
1	7,8·0,2=1,56	21,3·3,23=68,8	59,7·52,31=3123
2	57,5·0,2=11,51	89,3·3,23=287,47	57,1·52,31=2987
3	161,7·0,2=32,34	90,3·3,23=290,7	60·52,31=3138
4	226·0,2=45,2	24,7·3,23=79,7	63,3·52,31=3311
5	226,35·0,2=45,27	20·3,23=64,6	32,4·52,31=1694
6	192·0,2=38,4	42,3·3,23=136,6	13,6·52,31=711
7	145·0,2=29,11	48·3,23=155	1,43·52,31=74
8	97·0,2=19,46	44,6·3,23=144	6·52,31=313
9	62,1·0,2=12,43	34,5·3,23=111,4	5·52,31=261
10	27,6·0,2=5,52	32,7·3,23=105	12·52,31=627
11	7,5·0,2=1,5	12·3,23=38,76	15,8·52,31=826

Таблица А6 – Результаты графоаналитического метода (для скоростей)

Положение	$V_{S5}$ , м/с	$V_{C5}$ , м/с	$\omega_1$ , рад/с	$\omega_2$ , рад/с	$\omega_3$ , рад/с	$\omega_5$ , рад/с
1	0,77	0,84	8,37	1,72	1,37	1,57
4	0,47	0,93	8,37	5,28	1,37	1,73
7	1,51	1,7	8,37	0,77	2,38	3,04
8	0,71	1,57	8,37	2,2	2,2	2,58
11	0,26	0,51	8,37	4,5	0,81	0,95
12	0,034	0,07	8,37	4,08	0,11	0,12

Таблица А7 – Результаты графоаналитического метода (для ускорений)

Положение	$a_{S5}$ , м/с <sup>2</sup>	$a_C$ , м/с <sup>2</sup>	$\varepsilon_1$ , рад/с	$\varepsilon_2$ , рад/с	$\varepsilon_3$ , рад/с	$\varepsilon_5$ , рад/с
1	2,82	6,6	0	20,2	16,15	6,66
4	12,05	25,9	0	39,68	45,96	46,9
7	4,36	8,5	0	24,4	0,23	6,7
8	3,48	6,9	0	20,65	7	12,7
11	3,64	7,2	0	20,39	10,61	13,25
12	4,8	4,8	0	17,95	14,4	17,45

## 4 Силовой анализ плоских рычажных механизмов

Построена кинематическая схема механизма в заданном положении для проведения силового анализа. (рисунок А6)

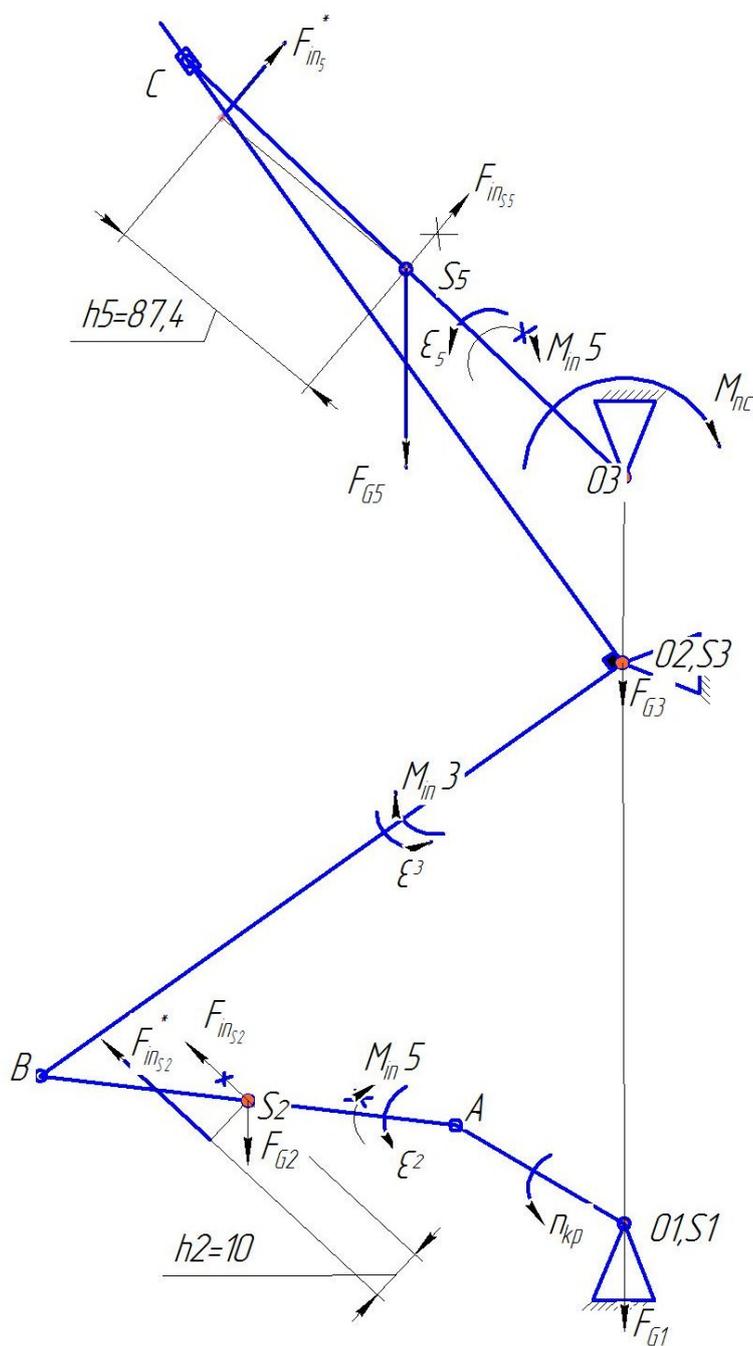


Рисунок А6 – Внешние силы

Размеры звеньев:  $l_{O_1A} = 0,18$  м,  $l_{BO_2} = 0,65$  м,  $l_{AB} = 0,38$  м.

Масштабный коэффициент.

$$\mu_l = 0,0025 \frac{\text{М}}{\text{мм}}. \quad (81)$$

Для данного положения механизма проведен кинематический анализ.

Построен план скорости по масштабу  $\mu_v = 0,02 \frac{\text{М/с}}{\text{мм}}$  и определены:

$$\omega_1 = 8,37 \text{ 1/с},$$

$$\omega_2 = 5,28 \text{ 1/с},$$

$$\omega_3 = 1,37 \text{ 1/с},$$

$$\omega_4 = \omega_5 = 1,736 \text{ 1/с},$$

$$V_{S_2} = 0,71 \text{ м/с}; V_{S_5} = 0,47 \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (82)$$

Построен план ускорений

$$\mu_a = 0,1 \frac{\text{М/с}^2}{\text{мм}}$$

и определены:

$$\varepsilon_1 = 0,$$

$$\varepsilon_2 = 39,68 \text{ 1/с}^2,$$

$$\varepsilon_3 = 45,96 \text{ 1/с}^2,$$

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = 46,9 \text{ 1/с}^2,$$

$$a_{S_5} = 12,05 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_2} = 21 \text{ м/с}^2.$$

Определение внешних сил. К звену 5 приложена сила полезного сопротивления  $M_{nc}$ .

$$M_{nc} = 0,8 \text{ Н}\cdot\text{М}. \quad (83)$$

Массы звеньев.

$$M_i = g \cdot l_i, \text{ кг}, \quad (84)$$

где  $g = 10$  – вес 1 метра длины звена, кг/м;

$l_i$  – длина звена, м.

$$m_1 = l_{AO_1} \cdot g = 0,18 \cdot 10 = 1,8 \text{ кг}, \quad (85)$$

$$m_2 = l_{AB} \cdot g = 0,38 \cdot 10 = 3,8 \text{ кг}, \quad (86)$$

$$m_3 = (l_{BO_2} + l_{CO_2}) \cdot g = 1,4 \cdot 10 = 14 \text{ кг}, \quad (87)$$

$$m_5 = l_{O_3C} \cdot g = 0,55 \cdot 10 = 5,5 \text{ кг}. \quad (88)$$

Собственные моменты инерции звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести

$$J_{si} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (89)$$

где  $m_i$  – масса звена, кг;

$l_i$  – длина звена, м.

$$J_{S2} = 0,2 \cdot m_2 \cdot l_2^2 = 0,2 \cdot 3,8 \cdot 0,38^2 = 0,1097 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (90)$$

$$J_{S3} = 0,2 \cdot m_3 \cdot l_3^2 = 0,2 \cdot 14 \cdot 1,4^2 = 5,48 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (91)$$

$$J_{S5} = 0,2 \cdot m_5 \cdot l_5^2 = 0,2 \cdot 5,5 \cdot 0,55^2 = 0,332 \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \quad (92)$$

Силы веса.

$$F_{\sigma i} = m_i \cdot g, \text{ Н}. \quad (93)$$

Приняв  $g = 10 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения, получим.

$$F_{G1} = m_1 \cdot g = 1,8 \cdot 10 = 18 \text{ Н}, \quad (94)$$

$$F_{G2} = m_2 \cdot g = 3,8 \cdot 10 = 38 \text{ Н}, \quad (95)$$

$$F_{G3} = m_3 \cdot g = 14 \cdot 10 = 140 \text{ Н}, \quad (96)$$

$$F_{G5} = m_5 \cdot g = 5,5 \cdot 10 = 55 \text{ Н}. \quad (97)$$

Силы инерции.

$$F_{инi} = m_i \cdot a_{si}, \text{ Н}, \quad (98)$$

$$F_{ин1} = F_{ин3} = 0 \quad (a_{s1} = a_{s3} = 0)$$

$$F_{ин2} = m_2 \cdot a_{s2} = 3,8 \cdot 21 = 79,8 \text{ Н}, \quad (100)$$

$$F_{ин5} = m_5 \cdot a_{s5} = 5,5 \cdot 12,05 = 66,27 \text{ Н}. \quad (101)$$

Моменты пары сил инерции.

$$M_{инi} = J_{si} \cdot \varepsilon_i, \text{ Нм}, \quad (102)$$

$$M_{ин1} = J_{s1} \cdot \varepsilon_1 = 0 \text{ Нм}, \quad (103)$$

$$M_{ин2} = J_{s2} \cdot \varepsilon_2 = 0,1097 \cdot 36,68 = 4,023 \text{ Нм}, \quad (104)$$

$$M_{ин3} = J_{s3} \cdot \varepsilon_3 = 5,48 \cdot 45,96 = 252,2 \text{ Нм}, \quad (105)$$

$$M_{ин4} = M_{ин5} = J_{s5} \cdot \varepsilon_5 = 0,332 \cdot 46,9 = 15,57 \text{ Нм}. \quad (106)$$

Плечи переноса сил, м.

$$h_2 = \frac{M_{ин2}}{F_{ин2}} = \frac{4,023}{79,8} = 0,05 \text{ м}, \quad (107)$$

$$h_3 = \frac{M_{ин3}}{F_{G3}} = \frac{252,2}{140} = 1,8 \text{ м}, \quad (108)$$

$$h_5 = \frac{M_{ин5}}{F_{ин5}} = \frac{15,57}{66,27} = 0,23 \text{ м.} \quad (109)$$

Чертежные (масштабные) значения плеч переноса  $\bar{h}$ , мм.

$$\bar{h}_2 = \frac{h_2}{\mu_l} = \frac{0,05}{0,0025} = 20 \text{ мм,} \quad (110)$$

$$\bar{h}_3 = \frac{h_3}{\mu_l} = \frac{1,8}{0,0025} = 720 \text{ мм,} \quad (111)$$

$$\bar{h}_4 = \frac{h_4}{\mu_l} = \frac{0,21}{0,0025} = 87,4 \text{ мм.} \quad (112)$$

Направление внешних сил проставлено на кинематической схеме механизма.

Находим силу полезного сопротивления.

$$F_{пс} = \frac{M_{пс}}{l_{соз}} = \frac{800}{0,55} = 1454,5 \text{ Н.} \quad (113)$$

Для определения силы реакции в шарнире С составляем уравнение сил, действующих на звено 5.

$$F_{R34} + F_{пс} + F'_{ин5} + F_{G5}^t + F_{R65} = 0. \quad (114)$$

Неизвестные силы реакций  $\bar{F}_{R65}$  и  $\bar{F}_{R34}$  ставим в начале и в конце векторного уравнения и решаем его графически, то есть строим план сил. Примем масштабный коэффициент  $\mu_F = 1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ .

Все векторы будут построены в натуральную величину.

Структурная группа звеньев 4 и 5 (II класса., 2 порядка, 2 вида), изображаем эту группу отдельно в масштабе

$$\mu_l = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы.

Силу реакции  $F_{R65}$  раскладываем на две составляющие,  $F_{R65}^n$  – параллельно звену  $O_3C$  и  $F_{R65}^t$  – перпендикулярно.

$$\bar{F}_{R65} = \bar{F}_{R65}^t + \bar{F}_{R65}^n. \quad (115)$$

Для определения  $F_{R65}^t$  реакции в шарнире С составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 5.

$$\sum M_C = F_{R65}^t \cdot h_{FR65} + F'_{ин5} \cdot h_{Fин5} + F_{G5} \cdot h_{FG5} - F_{Пс} \cdot h_{FПс} = 0, \quad (116)$$

Откуда  $F_{R65}^t$ :

$$F_{R65}^t = \frac{-F'_{ин5} \cdot h_{ин5} + F_{G5} \cdot h_{G5} + F_{Пс} \cdot h_{FПс}}{h_{FR34}}, \quad (117)$$

$$F_{R65}^t = \frac{-66,27 \cdot 22,72 + 55 \cdot 79,25 + 1,45 \cdot 220}{220} = 12,91 \text{ Н.}$$

Для определения силы реакции в шарнире С составляем уравнение сил, действующих на звено 5.

$$\bar{F}_{R65} + \bar{F}'_{ин5} + \bar{F}_{G3}^t + \bar{F}_{R34} = 0. \quad (118)$$

Длины векторов сил, будут равны натуральному масштабу  $\mu_F = 1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ , то есть

$$\bar{F}_{R65} = 13,48 \text{ мм}, \bar{F}_{G5} = 55 \text{ мм}, \bar{F}'_{ин5} = 66,72 \text{ мм.}$$

Из построенных векторов находи вектор  $\bar{F}_{R34} = 31,5 \text{ мм}, \bar{F}_{R65} = 3,5 \text{ мм.}$

Для определения силы реакции в шарнире В составляем уравнение сил, действующих на звено 3.

$$F_{R23} + F_{R34} + F_{G3}^t + F_{R63} = 0, \quad (118)$$

где  $\bar{F}_{R34}$  – вектор силы реакции, с которой звено 5 (4) действует на звено 3.

Величина реакции  $\bar{F}_{R54}$  находится из предыдущего плана сил,

$$\bar{F}_{R34} = 28,8 \text{ Н.}$$

Группа закрепленных звеньев 3 (II кл., 2 пор., 1 вид). Изображаем эту группу отдельно в масштабе

$$\mu_l = 0,0025 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы.

Действие отброшенных звеньев заменяем силами реакций. В точке С на звено 3 действует сила реакции со стороны звена 5 (4) –  $F_{R43}$  которая равна по модулю и противоположно направлена найденной ранее силе реакции –  $F_{R34}$  то есть  $\bar{F}_{R43} = -\bar{F}_{R34}$ . В точке  $O_2$  на звено 3 действует сила реакции со стороны стойки –  $F_{R03}$  которая известна по точке приложения и неизвестна по модулю и направлению. В точке А на звено 2 действует сила реакции со стороны звена 1 –  $F_{R32}$ .

Раскладываем силу  $\bar{F}_{R63}$  точки  $O_2$  и силу  $\bar{F}_{R23}$  точки А на две составляющие.

$$\bar{F}_{R63} = \bar{F}_{R63}^t + \bar{F}_{R63}^n, \quad (119)$$

$$\bar{F}_{R23} = \bar{F}_{R23}^t + \bar{F}_{R23}^n. \quad (120)$$

Находим  $\bar{F}_{R23}^t$  относительно точки  $O_2$  составляем векторное уравнение сил, действующих на звено 3.

$$\sum M_{O_2} = F_{R34} \cdot h_{FR34} + F_{R23}^t \cdot h_{FR23} + F_{G3} \cdot h_{FG3} = 0, \quad (121)$$

Откуда  $F_{R65}^t$ :

$$F_{R23}^t = \frac{F_{R34} \cdot h_{FR34} + F_{G3} \cdot h_{G3}}{h_{FR34}}, \quad (121)$$

$$F_{R23}^t = \frac{31,5 \cdot 271,2 + 140 \cdot 720}{260} = 420 \text{ Н.}$$

Для определения  $F_{R63}$ , составим векторное уравнение сил звена 3.

$$F_{R23} + F_{R43} + F_{G3}^t + F_{R63} = 0, \quad (122)$$

$$\sum MB = F_{R43} \cdot h_{FR43} + F_{R63}^t \cdot h_{FR63} - F_{G3} \cdot h_{FG3} = 0, \quad (123)$$

Откуда  $F_{R63}^t$

$$F_{R63}^t = \frac{F_{R34} \cdot h_{FR34} + F_{G3} \cdot h_{G3}}{h_{FR63}}, \quad (121)$$

$$F_{R63}^t = \frac{31.5 \cdot 271,2 + 140 \cdot 931}{260} = 533 \text{ Н}. \quad (122)$$

Это векторное уравнение решаем графически, строим план сил в масштабе

$$\mu_F = 5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

$$\bar{F}_{R23} + \bar{F}_{R34} + \bar{F}_{G3}^t + \bar{F}_{R63} = 0, \quad (123)$$

Вектора сил.

$$\bar{F}_{R23} = \frac{F_{R23}}{\mu_F} = \frac{420}{5} = 84 \text{ мм}, \quad (124)$$

$$\bar{F}_{G3} = \frac{F_{G3}}{\mu_F} = \frac{140}{5} = 28 \text{ мм}, \quad (125)$$

$$\bar{F}_{R43} = \frac{F_{R43}}{\mu_F} = \frac{31.5}{5} = 6,3 \text{ мм}, \quad (126)$$

$$F_{R63}^t = \frac{F_{R63}}{\mu_F} = \frac{533}{5} = 106.6 \text{ мм}. \quad (127)$$

Из плана сил находим  $F_{R63}$

$$F_{R63}^n = \bar{F}_{R63}^n \cdot \mu_F = 23,3 \cdot 5 = 116.5 \text{ Н}. \quad (128)$$

Для определения силы реакции в шарнире В составляем уравнение сил, действующих на звено 3

$$\bar{F}_{R23} + \bar{F}_{R34} + \bar{F}_{G3}^t + \bar{F}_{R63} = 0, \quad (129)$$

где  $\bar{F}_{R23}$  – вектор силы реакции, с которой звено 3 действует на звено 2.

Группа звена 2 (II класс, 2 порядок, 1 вид). Изобразили отдельно, само звено состоит из точек А и В. Изображаем эту группу отдельно в масштабе

$$\mu_l = 0,0025 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы.

Действие отброшенных звеньев заменяем силами реакций. В точке В на звено 3 действует сила реакции со стороны звена 4 –  $F_{R23}$  которая равна по модулю и противоположно направлена найденной ранее силе реакции –  $F_{R24}$  то есть  $\bar{F}_{R23} = -\bar{F}_{R32}$ . В точке А на звено 2 действует сила реакции со стороны стойки –  $F_{R12}$  которая известна по точке приложения и неизвестна по модулю и направлению.

Для определения  $F_{R12}$ , составим векторное уравнение сил звена 2.

$$\bar{F}_{R32} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}'_{ин2} + \bar{F}_{R12} = 0, \quad (130)$$

Неизвестные силы реакций  $\bar{F}_{R32}$  ставим в начале векторного уравнения и решаем его графически, то есть строим план сил.

Примем масштабный коэффициент  $\mu_F = 5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ .

Длины векторов сил будут равны

$$\bar{F}_{R32} = \frac{F_{R32}}{\mu_F} = \frac{420}{5} = 84 \text{ мм}, \quad (130)$$

$$\bar{F}'_{инс2} = \frac{F'_{инс2}}{\mu_F} = \frac{79,8}{5} = 15,96 \text{ мм}, \quad (131)$$

$$\bar{F}_{G2} = \frac{F_{G2}}{\mu_F} = \frac{38}{5} = 9,5 \text{ мм}. \quad (132)$$

Из плана находим  $F_{R21}$ .

$$F_{R21} = \bar{F}_{R21} \cdot \mu_F = 82,42 \cdot 5 = 412,1 \text{ Н}. \quad (133)$$

Для уравнивания звена 1 в точках А и  $O_1$  прикладываем уравнивающие силы –  $F_{yp}$  перпендикулярно звену. Примем масштабный коэффициент

$$\mu_F = 2 \frac{H}{MM}.$$

Сумма моментов относительно точки  $O_1$

$$\sum M_{O1} = -F_{yp} \cdot \bar{l}_{AO} - F_{R21} \cdot h_{R21} = 0. \quad (134)$$

Откуда  $F_{yp}$

$$F_{yp} = \frac{F_{R21} \cdot h_{R21}}{\bar{l}_{AO}} = \frac{412,1 \cdot 68}{68} = 412,1 \text{ Н.} \quad (135)$$

Знак силы  $F_{yp}$  – положительный, значит направление ее выбрано верно.

Уравнивающий момент.

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_{AO} = 412,1 \cdot 0,18 = 74,17 \text{ Нм.} \quad (136)$$

Из плана находим  $\bar{F}_{R01}$

$$\bar{F}_{R01} = \bar{F}_{R01} \cdot \mu_F = 214,2 \cdot 2 = 429 \text{ Н.} \quad (137)$$

Все вопросы, представленные к рассмотрению в данном курсовом проекте освещены полностью. Пример оформления листов чертежей курсового проекта представлены на рисунках А7, А8.

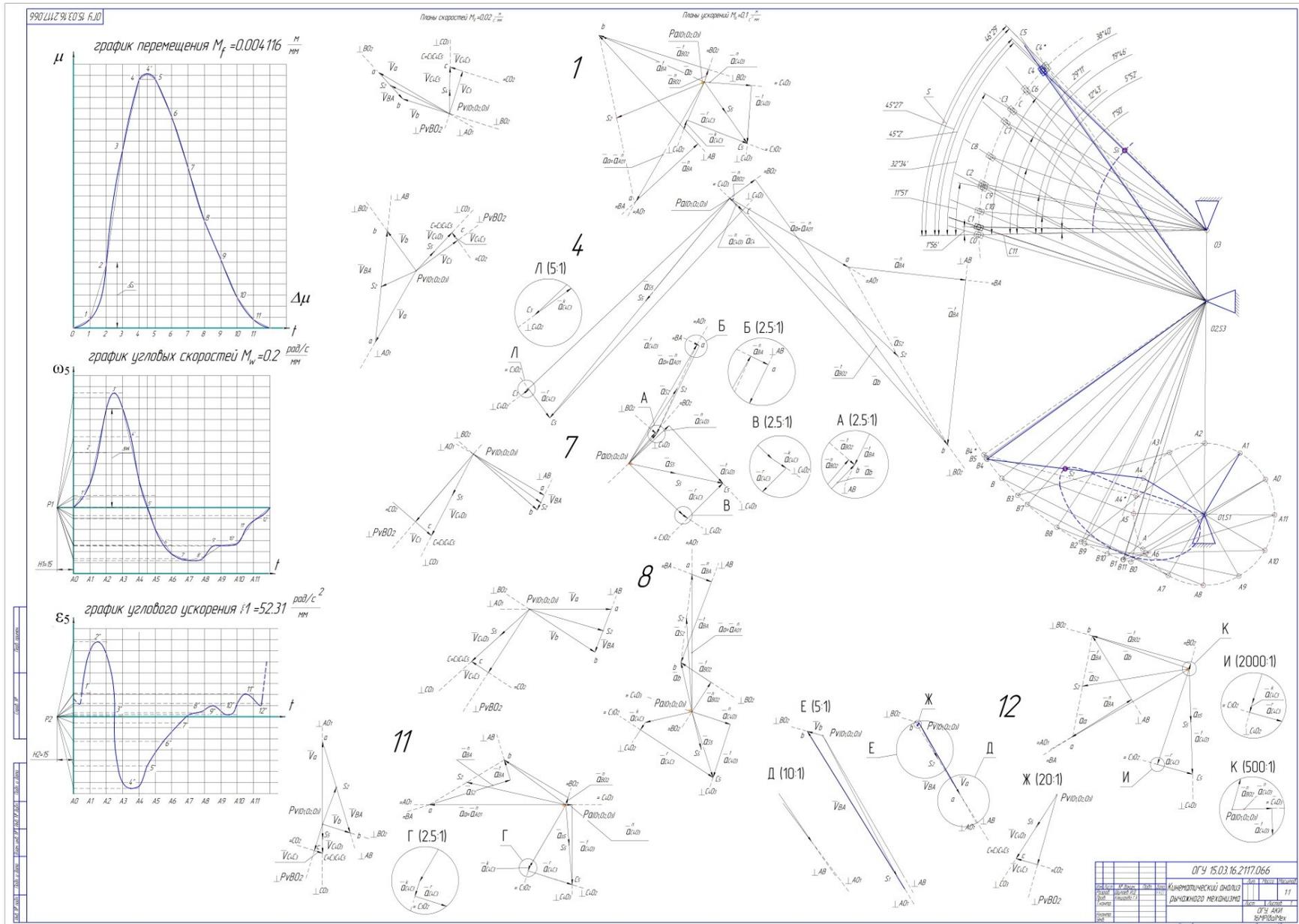


Рисунок А7 – Пример оформления первого листа чертежа



## Заключение

Одной из ведущих отраслей современной техники является машиностроение. По уровню развития машиностроения судят о развитии производительных сил в целом. Прогресс машиностроения в свою очередь определяется созданием новых высоко производительных и надёжных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

Теория механизмов и машин - наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектировании их схем.

Качество создаваемых машин и механизмов в значительной мере определяется полнотой разработки и использования методов ТММ. Чем более полно будут учтены при построении механизмов и машин критерии производительности, надёжности, точности и экономичности, тем совершеннее будут получаемые конструкции.

## Список использованных источников

- 1 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 2 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 30 с.
- 3 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод планов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 23 с.
- 4 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов скоростей : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 24 с.
- 5 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов ускорений : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 28 с.
- 6 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внешние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 20 с.
- 7 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внутренние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 22 с.
- 8 СТО 02069024.101–2015 РАБОТЫ СТУДЕНЧЕСКИЕ. ОГУ 2015 г. Режим доступа: [http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart\\_101-2015\\_.pdf](http://www.osu.ru/docs/official/standart/standart_101-2015_.pdf).