

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»**

**ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
ПО РЫЧАЖНЫМ МЕХАНИЗМАМ
И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ЕГО ВЫПОЛНЕНИЮ**
для студентов машиностроительных специальностей

УТВЕРЖДЕНО
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 1 от 23.06.11 г.

Харьков
НТУ «ХПИ»
2012

Теория механизмов и машин. Задания к курсовому проекту по рычажным механизмам и методические указания по его выполнению для студентов машиностроительных специальностей/ Сост. Н. А. Ткачук, З. С. Сафонова и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 32 с. – Рус. яз.

Составители: Н. А. Ткачук
З. С. Сафонова
А. А. Зарубина
А. В. Бондаренко

Рецензент Е. И. Зинченко

Кафедра теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин

ВСТУПЛЕНИЕ

Цель курсового проекта – закрепление и углубление теоретических знаний путем самостоятельного решения комплексной задачи исследования машины. Курсовой проект включает в себя структурное, кинематическое, силовое исследование главного механизма машины.

В методических указаниях приведены задания, тематика которых основана на конкретном материале, взятом из практики заводских конструкторских бюро, то есть исходные данные для расчета приняты с учетом реальной метрики и нагрузок.

При выполнении курсового проекта используются учебники и учебные пособия, указанные в списке литературы.

В методических указаниях приведены варианты заданий. Каждое задание имеет 15 числовых вариантов. Номера варианта задания и числового варианта выдаются преподавателем.

Ниже приводится объем курсового проекта.

Курсовой проект включает в себя графическую часть (2 листа форматом А1) (см. приложение) и пояснительную записку 15–20 с. рукописного текста (форматом А4). В графическую часть проекта включают все построения, выполненные в масштабе, а в пояснительную записку – расчеты и пояснения, связанные с выполнением заданий.

1. Объем и содержание курсового проекта

Проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 15–20 страниц рукописного текста (или меньше, если текст набран на компьютере) на формате А4 и двух листов формата А1 графической части.

Студент должен выполнить следующие этапы курсового проектирования по таким комплексным задачам курсового проекта:

1. Исследование движения шарнирно-рычажного механизма и выбор маховика, обеспечивающего снижение неравномерности движения машинного агрегата.

1.1. Проведение структурного анализа рычажного механизма, а именно построение структурной схемы с целью выявления на схеме структурных групп Ассура (этот раздел оформляется в расчетно-пояснительной записке).

1.2. Кинематическое исследование рычажного механизма. Первый этап исследования – определение положений звеньев за цикл работы механизма, выполняется графическим методом, а именно построением совмещенных планов положений механизма. Таких планов положений механизма рекомендуется построить 8 (4 – на рабочем ходу и 4 – на холостом ходу). Совмещенные планы положений механизма представляются на листе 1. В качестве первого (начального) положения следует принять то, с которого начинается рабочий ход исполнительного звена механизма. Последующие положения определяются так: угол поворота кривошипа соответствующий рабочему ходу $\varphi_{р.х.}$, а также угол, соответствующий холостому ходу $\varphi_{х.х.}$ делим каждый на 4 части. Используя планы положений механизма, необходимо построить график перемещения исполнительного звена, как функции от угла поворота начального звена механизма.

Второй этап – определение линейных скоростей точек механизма и угловых скоростей звеньев, выполняем графоаналитическим методом. Рассматривая структурные группы Ассура в порядке их присоединения к механизму, записываем векторные уравнения скоростей, используя две теоремы механики о плоскопараллельном и о сложном движении. Уравнения записывают для точек, в которых звенья объединяются в группу, и связывают эти точки с точками, которыми группа присоединяется к исходному для нее механизму. Затем эти векторные уравнения решают графически – строят планы скоростей для 8-ми положений механизма (см. прил. 1, лист 1). По результатам строят график изменения скорости выходного звена как функции угла поворота начального звена, совмещая этот график в одних координатных осях с графиком перемещения, построенным после проведения первого этапа. После определения линейных скоростей, можно определить угловые скорости звеньев.

Третий этап – определение линейных ускорений точек механизма и угловых ускорений звеньев. Записывают для каждой группы Ассура аналитические выражения, связывающие линейные ускорения точек, в которых звенья объединяются в группу, с точками, которыми группа присоединяется к исходному для нее механизму (аналогично уравнениям скоростей). Эти уравнения решают графически, построением плана ускорений для одного положения, задаваемого преподавателем (см. прил. 1, лист 1). После определения линейных ускорений, можно определить угловые ускорения звеньев. На этом кинематическое исследование механизма окончено.

1.3. Динамическая модель механизма. Приведение сил и масс. Построение графиков приведенного момента сил, а также приведенного момента инерции звеньев механизма (см. прил. 1, лист 2) за цикл движения механизма в зависимости от угла поворота начального звена. При определении приведенного момента сил учитывают силу полезного сопротивления, а также те силы веса, которые соизмеримы с силой полезного сопротивления, т. е. составляют не менее 2 % от наибольшей из учитываемых сил (как правило, это сила полезного сопротивления).

1.4. Методом графического интегрирования графика приведенного момента внешних сил построить график работы сил сопротивления A_C за цикл работы механизма в функции угла поворота начального звена φ_1 . Исходя из условия равенства за цикл на установившемся режиме работы сил сопротивления A_C работе движущих сил A_D , и приняв допущение, что приведенный момент движущих сил постоянен, построить график избыточной работы $\Delta A = \Delta A(\varphi_1)$ (см. прил. 1, лист 2).

1.5. Определение момента инерции маховика из условия обеспечения заданной неравномерности движения (выбор маховика). Выбор маховика провести графическим методом – методом профессора Виттенбауэра (см. прил. 1, лист 2).

1.6. Определение углового ускорения начального звена (по уравнению движения в дифференциальной форме) в заданном положении (положении, для которого был построен план ускорений без учета неравномерности вращения начального звена).

2. Силовой расчет рычажного механизма

2.1. Определить силы и моменты пар сил инерции звеньев.

2.2. На листе 1 (см. прил. 1) вычертить в масштабе для исследуемого положения схемы нагружения структурных групп Ассура, начиная с последней в порядке образования механизма.

2.3. Определить реакции в кинематических парах механизма из условий равновесия для каждой группы Ассура и для начального звена.

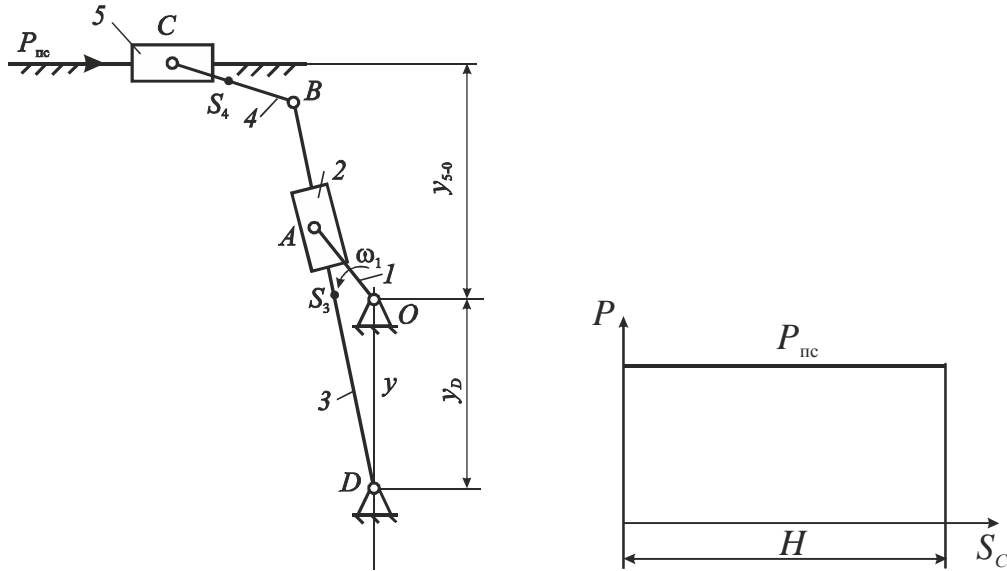
2.4. Определить погрешность выполненного силового расчета, сравнивая уравнивающий момент на начальном звене, найденный из силового расчета и тот же момент, найденный с использованием общей теоремы динамики.

2. График выполнения курсового проекта по ТММ

№ п/п	Пункт курсового проекта	% от общего объема	Номер недели, когда необходимо завершить выполнение данного пункта проекта и представить его преподавателю
1	1.1	5	2
2	1.2	25	7
3	1.3	10	8
4	1.4, 1.5, 1.6	10	9
5	2.1	10	10
6	2.2	10	11
7	2.3, 2.4	20	13
8	Написание расчетно-пояснительной записки	10	15
9	Защита проекта		16

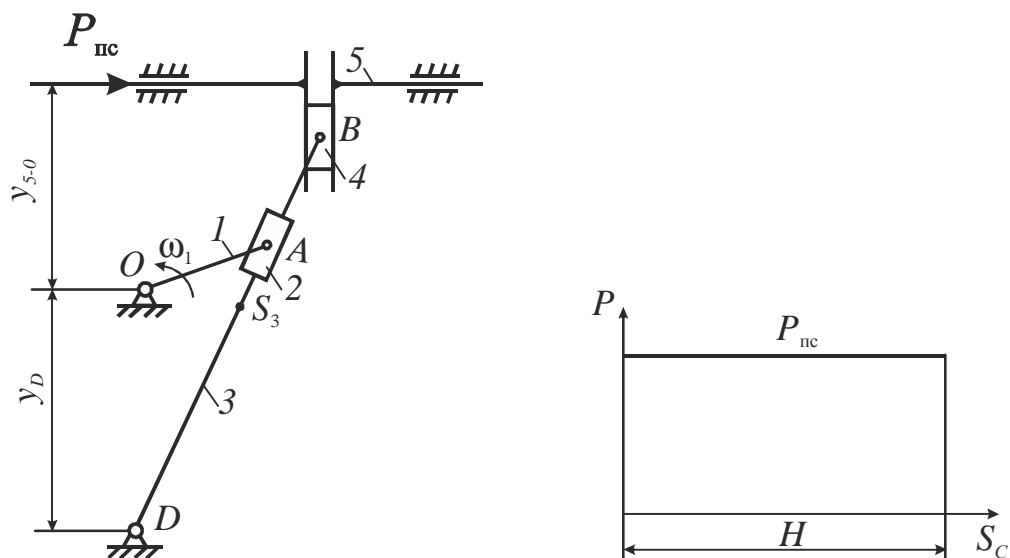
3. Задания на курсовой проект

Рычажный механизм перемещения резца
поперечно-строгального станка
Схема №1



Пара- метр, ед. изм.	Варианты числовых значений														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
l_{AO} , м	0.09	0.12	0.11	0.1	0.08	0.09	0.1	0.11	0.12	0.13	0.08	0.11	0.09	0.12	0.11
l_{DB} , м	1.05	0.82	0.81	0.80	0.75	0.76	0.82	0.84	0.78	0.9	0.80	0.78	0.84	0.9	0.82
l_{BC} , м	0.40	0.29	0.28	0.28	0.24	0.27	0.3	0.29	0.32	0.31	0.26	0.3	0.31	0.32	0.27
y_D , м	0.55	0.45	0.43	0.4	0.37	0.45	0.5	0.41	0.4	0.41	0.42	0.44	0.45	0.46	0.42
y_{5-0} , м	0.6	0.42	0.48	0.45	0.4	0.32	0.35	0.45	0.41	0.49	0.45	0.35	0.39	0.45	0.4
ω_1 , рад/сек	20	18	16	14	12	10	15	17	19	11	16	15	13	12	16
m_3 , кг	25	18	17	16	15	15	18	19	15	22	16	15	19	22	18
m_4 , кг	5	4	4	4	3	3	3.5	4	4.5	3.5	3	3.5	3.5	4.5	3
m_5 , кг	40	35	35	35	30	30	35	37	32	38	35	32	37	38	35
J_{S_2} , кг·м ²	0.35	0.3	0.3	0.3	0.25	0.25	0.3	0.32	0.3	0.4	0.32	0.31	0.32	0.4	0.32
J_{S_3} , кг·м ²	2.6	1.6	1.5	1.5	1.4	1.42	1.6	1.7	1.5	1.8	1.6	1.5	1.7	1.6	1.4
J_{S_4} , кг·м ²	0.1	0.08	0.09	0.08	0.07	0.07	0.08	0.08	0.07	0.08	0.06	0.08	0.07	0.08	0.07
$P_{пс}$, Н	700	600	550	500	520	530	580	570	600	650	620	630	640	650	660
δ	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.04	0.03	0.02	0.04	0.03	0.05	0.04	0.03	0.05	0.04

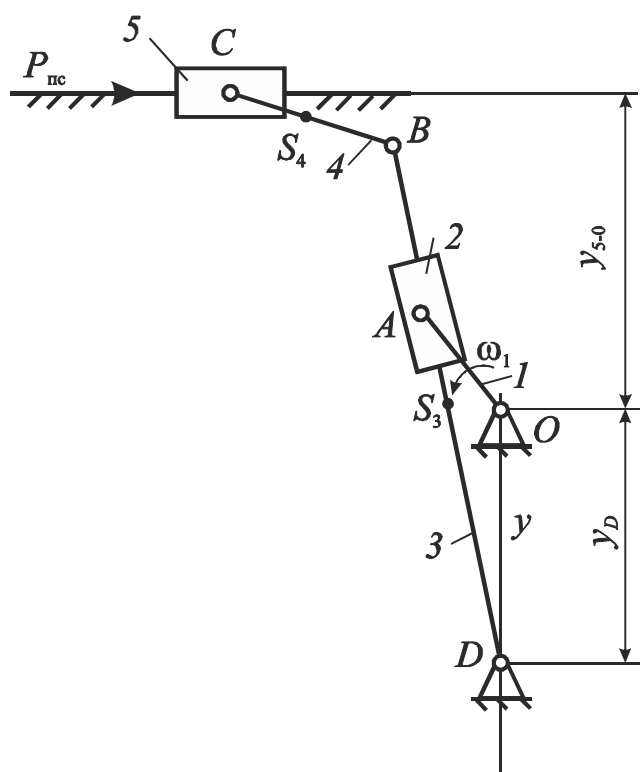
Рычажный механизм перемещения резца
поперечно-строгального станка
Схема № 2



Пара- метр, ед. изм.	Варианты числовых значений														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
l_{AO} , м	0.09	0.12	0.11	0.1	0.08	0.09	0.1	0.11	0.12	0.13	0.08	0.11	0.09	0.12	0.11
l_{DB} , м	1.05	0.82	0.81	0.80	0.75	0.76	0.82	0.84	0.78	0.9	0.80	0.78	0.84	0.9	0.82
y_D , м	0.55	0.45	0.43	0.4	0.37	0.45	0.5	0.41	0.4	0.41	0.42	0.44	0.45	0.46	0.42
y_{5-0} , м	0.6	0.42	0.48	0.45	0.4	0.32	0.35	0.45	0.41	0.49	0.45	0.35	0.39	0.45	0.4
ω_1 , рад/сек	20	18	16	14	12	10	15	17	19	11	16	15	13	12	16
m_3 , кг	25	18	17	16	15	15	18	19	15	22	16	15	19	22	18
m_4 , кг	5	4	4	4	3	3	3.5	4	4.5	3.5	3	3.5	3.5	4.5	3
m_5 , кг	40	35	35	35	30	30	35	37	32	38	35	32	37	38	35
J_{S_2} , кг·м ²	0.35	0.3	0.3	0.3	0.25	0.25	0.3	0.32	0.3	0.4	0.32	0.31	0.32	0.4	0.32
J_{S_3} , кг·м ²	2.6	1.6	1.5	1.5	1.4	1.42	1.6	1.7	1.5	1.8	1.6	1.5	1.7	1.6	1.4
$P_{пс}$, Н	700	600	550	500	520	530	580	570	600	650	620	630	640	650	660
δ	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.04	0.03	0.02	0.04	0.03	0.05	0.04	0.03	0.05	0.04

4. Пример выполнения курсового проекта

Задание 1, вариант 1. Механизм поперечно-строгального станка



Параметр, единица измерения	Числовое значение	Параметр, единица измерения	Числовое значение
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	8,37	$m_3, \text{кг}$	25
$l_{AO}, \text{м}$	0,08	$m_4, \text{кг}$	4
$l_{DB}, \text{м}$	0,36	$m_5, \text{кг}$	150
$l_{BC}, \text{м}$	0,12	$J_{S_2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,02
$x_D, \text{м}$	0	$J_{S_3}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,3
$y_D, \text{м}$	0,2	$J_{S_4}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,02
$y_{5-0}, \text{м}$	0,16	$P_{\text{пс}}, \text{Н}$	5000
		δ	0,01

4.1. Структурный анализ главного механизма

Главный механизм станка состоит из пяти подвижных звеньев.

Используя кинематическую схему рычажного механизма станка, выпишем кинематические пары:

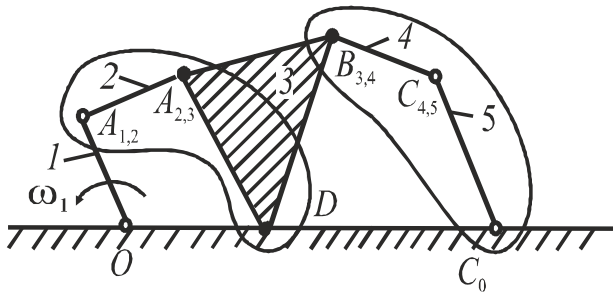


Рисунок 4.1 – Структурная схема механизма

- O*: 0 – 1 – вращательная;
- A*: 1 – 2 – вращательная;
- 2 – 3 – поступательная;
- D*: 3 – 0 – вращательная;
- B*: 3 – 4 – вращательная;
- C*: 4 – 5 – вращательная;
- 5 – 0 – поступательная.

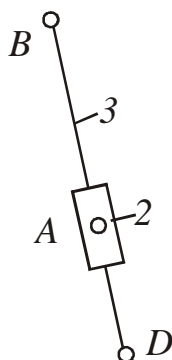
Все пары 5-го класса. Всего в механизме $p_5 = 7$ – число кинематических пар 5-го класса.

Подсчитаем степень подвижности плоского механизма по формуле Чебышева:

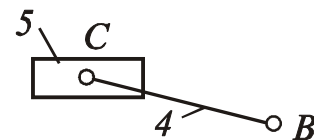
$$W - 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

т. е. данный механизм имеет одно начальное звено. Для выявления структурных групп построим структурную схему (рис. 4.1). В порядке присоединения к начальному звену *1* это будут следующие группы:

- звенья 2-3 - 1-я в порядке присоединения структурная группа (рис. 1, а), 2-ой класс, 2-ой порядок; 3-го вида;
- звенья 4-5 - 2-я в порядке присоединения структурная группа (рис. 1, б), 2-ой класс, 2-ой порядок; 2-го вида.



а



б

Рисунок 4.2 – Кинематические схемы групп Ассура: а – группа 2-3; б – группа 4-5; звенья: 2, 5 – ползуны; 3 – кулиса; 4 – шатун.

4.2. Кинематическое исследование главного механизма

Цель кинематического исследования – определить координаты, линейные скорости и линейные ускорения осей шарниров и центров масс звеньев, углы поворота, угловые скорости и угловые ускорения звеньев для заданных положений начального звена.

4.2.1. Построение планов положений механизма.

Для построения планов положений механизма выбираем масштаб длин $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$. Вычисляем длины отрезков, изображающих звенья на чертеже:

$$|OA| = \frac{l_{OA}}{\mu_l} = \frac{0,08}{0,002} = 40 \text{ мм};$$

$$|y_D| = \frac{Y_D}{\mu_l} = \frac{0,2}{0,002} = 100 \text{ мм};$$

$$|y_{5-0}| = \frac{Y_{5-0}}{\mu_l} = \frac{0,16}{0,002} = 80 \text{ мм};$$

$$|BC| = \frac{l_{BC}}{\mu_l} = \frac{0,12}{0,002} = 60 \text{ мм};$$

$$|DB| = \frac{l_{DB}}{\mu_l} = \frac{0,36}{0,002} = 180 \text{ мм}.$$

На листе 1 формата А1 (см. прил. 1) вычертим планы положений механизма. Построение проводим следующим образом: от начала координат $O(0;0)$ строим точку D ($y_D = -100 \text{ мм}$; $x_D = 0$) и отмечаем положение направляющей $\beta-\beta$ для ползуна 5 ($y_{5-0} = 80 \text{ мм}$), затем из точки O радиусом $OA=40 \text{ мм}$ описываем окружность (это траектория точки A на кривошипе 1). Из точки D проводим касательные к окружности, которые будут крайними положениями кулисы DB . При этом звено 1 (кривошип OA) $\perp DB$. Угол поворота кривошипа OA от правого крайнего до левого крайнего положения называется углом рабочего хода ($\varphi_{р.х.} = 228^\circ$), угол холостого хода $\varphi_{х.х.} = 360 - 228 = 132^\circ$. (Углы можно замерять транспортиром на чертеже).

Строим 8 планов положений механизма. Начальное положение механизма соответствует началу рабочего хода (кривошип $OA \perp DB$), остальные

положения соответствуют углам поворота кривошипа, равным $\frac{\varphi_{p.x.}}{4} = \frac{228^\circ}{4} = 57^\circ$ – на рабочем ходу и $\frac{\varphi_{x.x.}}{4} = \frac{132^\circ}{4} = 33^\circ$ – на холостом ходу.

Для построения планов положений механизма определим траекторию движения точки B – это дуга, проведенная радиусом $DB = 160$ мм (центр – точка D). Положение точки C на направляющей $\beta-\beta$ определяем, делая засечки размером $BC=60$ мм из соответствующих точек $B_1 \dots B_8$.

4.2.2. Определение скоростей.

4.2.2.1. Определение линейных скоростей шарнирных точек механизма.

Записываем векторные уравнения скоростей по группам Ассур, начиная с группы 2-3.

Рассмотрим структурную группу 2-3. Общая точка – A . Точки присоединения: звено 2 присоединяется в точке $A_{1,2}$, звено 3 – в точке D . Для звена 2 используем вторую теорему механики, которая свяжет скорость точки A_3 на направляющей и точки A_2 на ползуне (точка присоединения). Для звена 3 используем первую теорему механики, которая свяжет точку A_3 с точкой D (точка присоединения, скорость которой известна $V_D = 0$).

$$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{3-2}; \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_D + \vec{V}_{A_3D}. \end{cases}$$

В уравнениях:

$$V_{A_2} = \omega_1 l_{OA} = 8,37 \cdot 0,08 = 0,67 \text{ м/с},$$

вектор \vec{V}_{A_2} направлен $\perp OA$ в направлении ω_1 ; $\vec{V}_{3-2} \parallel AD$, величина неизвестна; $V_D = 0$; $\vec{V}_{A_3D} \perp AD$, величина неизвестна.

Строим план скоростей. Для этого определим масштабный коэффициент

$$\mu_V = \frac{V_{A_2}}{(pa_2)} = \frac{0,67}{60} = 0,011 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}},$$

где $(pa_2) = 60$ мм – отрезок плана скоростей, изображающий вектор V_{A_2} (выбираем произвольно из соображений наглядности чертежа).

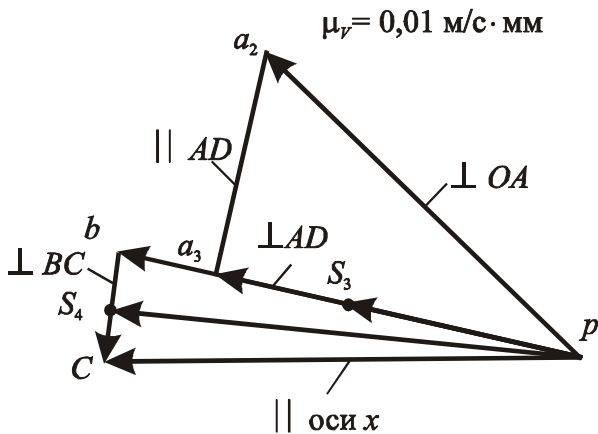


Рисунок 4.3 – План скоростей

Рассмотрим построение плана скоростей для положения 2.

Из полюса p (рис. 4.3) проводим $(pa_2) = 60$ мм, из точки a_2 линию $\parallel AD$. Затем строим вектора второго уравнения: $V_D = 0$, точка d в полюсе (p), из полюса проводим направление $\vec{V}_{A_3D} \perp AD$ до пересечения с направлением $\parallel AD$; на пересечении получим точку a_3 ; $V_{A_3} = (pa_3) \cdot \mu_V = 53 \cdot 0,011 = 0,54$ м/с.

Рассмотрим группу Ассура 4-5. Точки присоединения группы 4-5: точка $B_3(B_4)$, скорость которой определим по теореме подобия из соотношения:

$$(pb) = (pa_3) \frac{|BD|}{|AD|};$$

а также точка C_0 , скорость которой $V_{C_0} = 0$, так как точка принадлежит стойке. Неизвестной является скорость точки $C_4(C_5)$. Запишем систему векторных уравнений, воспользовавшись первой и второй теоремами механики.

$$\begin{cases} \vec{V}_{C_4} = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB}; \\ \vec{V}_{C_5} = \vec{V}_{C_0} + \vec{V}_{5-0}, \end{cases}$$

где $V_B = (pb) \cdot \mu_V$, м/с, на плане скоростей откладываем из полюса отрезок (pb) , мм; вектор $\vec{V}_{CB} \perp CB$ по величине неизвестен; проводим из точки b линию $\perp CB$; $\vec{V}_{C_0} = 0$, точка C_0 в полюсе, из полюса проводим линию \parallel направлению вектора \vec{V}_{5-0} (\parallel направляющей ползуна 5), пересечение ее с линией $\perp CB$ определяет точку C . Скорость $V_{C_4} = V_{C_5} = (pc) \cdot \mu_V$, м/с.

Из плана скоростей имеем:

относительные скорости $V_{3-2} = (a_2a_3) \cdot \mu_V$, м/с; $V_{A_3D} = (pa_3) \cdot \mu_V$, м/с;

$V_{CB} = (cb) \cdot \mu_V$, м/с; где (a_2a_3) , (pa_3) , (cb) – отрезки из плана скоростей, мм.

Для определения скорости центров масс звеньев механизма воспользуемся теоремой подобия и найдем на плане точки s_3 и s_4 из условия, что они находятся на серединах звеньев DB и BC . На середине отрезка (pb) ставим точку s_3 и находим $V_{s_3} = (ps_3) \cdot \mu_V$; на середине отрезка (bc) строим точку s_4 , соединяем ее с полюсом p и находим $V_{s_4} = (ps_4) \cdot \mu_V$, м/с.

Планы скоростей строим для восьми положений.

4.2.2.2. Определение угловых скоростей звеньев.

Угловая скорость звеньев 2 и 3 одинакова, так как они образуют поступательную пару.

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{V_{A_3D}}{l_{AD}} = \frac{0,54}{|AD| \cdot \mu_l} = \frac{0,54}{134 \cdot 0,002} = 2,01 \text{ с}^{-1}.$$

где $|AD| = 124$ мм – из планов положений механизма.

Угловая скорость звена 4

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{0,17}{0,12} = 1,4 \text{ с}^{-1}.$$

Покажем направления угловых скоростей звеньев 3 и 4. Для этого вектор относительной скорости V_{A_3D} мысленно перенесем из плана скоростей на звено 3 в точку A и посмотрим, куда повернет этот вектор звено относительно неподвижной точки D ; также поступим и с определением направления ω_4 : вектор V_{CB} мысленно перенесем в точку C и посмотрим, куда этот вектор повернет звено 4 относительно мысленно неподвижной точки B . Направления ω показаны на схеме механизма. Величины, полученные из планов скоростей, занесем в табл. 4.1.

Нахождение ускорений выполняем после определения истинного закона движения начального звена.

Таблица 4.1 – Значения величин скоростей

№ пол.	Величины								
	AD , мм	(pb) , мм	V_C , м/с	V_{A_3D} , м/с	V_{CB} , м/с	V_{S_3} , м/с	V_{S_4} , м/с	$\omega_3 = \omega_2$, с ⁻¹	ω_4 , с ⁻¹
1	90	0	0	0	0	0	0	0	0
2	122	60	0,66	0,46	0,2	0,3	0,62	1,9	1,7
3	142	76	0,76	0,67	0	0,38	0,76	2,36	0
4	122	55	0,46	0,4	0,2	0,27	0,5	1,7	1,7
5	90	0	0	0	0	0	0	0	0
6	128	120	1,0	0,48	0,34	0,6	1,08	3,75	2,8
7	112	196	1,92	0,67	0	0,96	1,92	6,0	0
8	128	120	1,3	0,48	0,34	0,6	1,24	3,75	2,8

4.3. Приведение сил и масс

4.3.1. Приведение сил.

При исследовании движения механизма, находящегося под действием заданных сил, удобно все эти силы, действующие на различные звенья, заменить одной силой, приложенной к одному из звеньев механизма. Звено приведения – звено I .

При этом необходимо, чтобы работа на рассматриваемом возможном перемещении или мощность, развиваемая замещающей силой, были соответственно равны сумме работ или мощностей, развиваемых действующими силами. Замещающая сила называется приведенной силой, прикладывается в точке A звена I , а момент от этой силы называется приведенным моментом ($M^{пр}$) и для данного механизма определяется по формуле

$$M^{пр} = \frac{1}{\omega_1} \left[P_{nc} \cdot V_C \cdot \cos 180^0 + G_3 \cdot V_{S_3} \cdot \cos(G_3 \hat{V}_{S_3}) + \right. \\ \left. + G_4 \cdot V_{S_4} \cdot \cos(G_4 \hat{V}_{S_4}) + G_5 \cdot V_C \cdot \cos 90^0 \right].$$

для всех положений механизма. $P_{nc} = 5000$ Н – сила полезного сопротивления (график $P_{nc} = f(S_c)$ для рабочего хода на листе 1 (см. прил. 1)), силы тяжести:

$$G_3 = m_3 g = 25 \cdot 9,81 = 245 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g = 150 \cdot 9,81 = 1470 \text{ Н}.$$

Найдем 2% от наибольшей силы – $0,02 \cdot 5000 = 100 \text{ Н}$. Силами, меньшими 100 Н, пренебрегаем. Это сила G_4 .

Результаты расчетов $M^{\text{пр}}$ сведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2 – Значения приведенных моментов сил

№ пол.	Величины			
	$P_{\text{пс}} \cdot V_C$	$\cos(G_3 V_{S_3})$	$G_3 \cdot V_{S_3} \cos(G_3 V_{S_3})$	$M^{\text{пр}}, \text{Н} \cdot \text{м}$
1	0	0	0	0
2	– 3300	– 0,309	– 22,7	– 397
3	– 3800	0	0	– 454
4	– 2300	0,342	22,6	– 277,5
5	0	0	0	0
6	0	– 0,276	– 40,5	– 4,8
7	0	0	0	0
8	0	0,242	35,6	4,3

На листе 2 (см. прил. 1) в левой части строим график зависимости приведенного момента сил ($M^{\text{пр}}$) от угла поворота звена I (φ_1).

$$\text{Масштабные коэффициенты } \mu_M = 5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}, \quad \mu_{\varphi_1} = \frac{2\pi}{180} = 0,035 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

4.3.2. Определение избыточной работы внешних сил

График работы сил сопротивления строим методом графического интегрирования графика приведенного момента сил.

Для графического интегрирования выбираем произвольное полюсное расстояние, например $H = op = 100 \text{ мм}$. На каждом участке 1–2, 2–3 и т.д. заменяем кривую $M^{\text{пр}}(\varphi_1)$ горизонтальной прямой (параллельной оси абсцисс $O\varphi_1$) так, чтобы площадь образованного прямоугольника равнялась площади криволинейной трапеции. Продлеваем горизонтальную прямую до пересечения с осью ординат и соединим точку пересечения 1', 2', 3' с полюсом p , получим лучи $p-1'$, $p-2'$, $p-3'$ и т.д.

Под графиком $M^{np}(\varphi_1)$ строим систему координат, ось абсцисс – φ_1 , ось ординат – A (работа). Проводя в этой системе координат последовательно отрезки 0"-1", 1"-2", 2"-3"... параллельно лучам $p-1', p-2', p-3'$... строим график работ сил сопротивления $A_c(\varphi_1)$. Масштабные коэффициенты оси ординат графика $A_c(\varphi_1)$ определим по формуле:

$$\mu_A = H \cdot \mu_M \cdot \mu_{\varphi_1} = 100 \cdot 5 \cdot 0,035 = 17,45 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}.$$

В одной системе координат с графиком работы сил сопротивления $A_c(\varphi_1)$ строим график работы движущих сил $A_{dc}(\varphi_1)$ считая, что в первом приближении приведенный момент движущих сил $M_{dc}^{np}(\varphi_1)$ постоянный, а работа сил сопротивления равна работе движущих сил за один цикл: $A_C = A_{dc}$.

Так как $M_{dc}^{np}(\varphi_1) = \text{const}$ и его работа будет пропорциональна углу поворота φ_1 , то последнюю точку 8" ломаной кривой $A_c(\varphi_1)$ соединим с началом координат 0. Полученная наклонная прямая будет графиком $A_{dc}(\varphi_1)$.

Для построения графика $M_{dc}^{np}(\varphi_1)$ проводим графическое дифференцирование $A_{dc}(\varphi_1)$: из полюса p проводим линию параллельную линии 0-9" до пересечения с осью ординат, а через точку пересечения проведем линию параллельную оси абсцисс. Это и будет график $M_{dc}^{np} = f(\varphi_1)$.

График избыточной работы ΔA внешних сил получим вычитанием из графика A_{dc} работы движущих сил A_c – работы сил сопротивления:

$$\Delta A = A_{dc} - A_c.$$

Масштаб этого графика оставляем равным масштабу графика работы A_{dc} и A_c .

4.3.3. Приведение масс.

Приведенная масса – это такая фиктивная масса, помещенная в подвижной точке звена приведения, кинетическая энергия которой равна кинетической энергии всех движущихся звеньев механизма. Вместо приведенной массы в расчетах удобнее использовать приведенный момент инерции.

Для рассматриваемого механизма приведенный момент инерции определим для всех рассматриваемых положений механизма по формуле:

$$J_{\text{г.л.м.}}^{\text{пр.}} = \frac{1}{\omega_1^2} [m_3 \cdot V_{S_3}^2 + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + m_5 \cdot V_C^2 + (J_{S_2} + J_{S_3})\omega_3^2 + J_{S_4} \cdot \omega_4^2].$$

Результаты расчетов приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3. Значения приведенных моментов инерции

Величины	№ положения							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$m_3 \cdot V_{S_3}^2$	0	2,25	3,61	1,82	0	9,0	23,04	9
$m_4 \cdot V_{S_4}^2$	0	1,65	2,31	1,0	0	4,67	14,74	6,15
$m_5 \cdot V_C^2$	0	65,34	86,64	31,74	0	150	553	253,5
$(J_{S_2} + J_{S_3})\omega_3^2$	0	1,16	1,78	0,92	0	4,5	11,52	4,5
$J_{S_4} \cdot \omega_4^2$	0	0,06	0	0,06	0	0,16	0	0,16
$J_{\text{г.л.м.}}^{\text{пр.}}, \text{ КГМ}^2$	0,126	1,131	1,47	0,63	0	2,53	8,72	4,03

Строим на листе 2 (см. прил. 1) график зависимости $J_{\text{г.л.м.}}^{\text{пр.}}(\varphi_1)$ в масштабе $\mu_J = 0,05 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$, $\mu_{\varphi_1} = 0,0698 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$.

4.3.4. Определение момента инерции маховика.

Исключая параметр φ_1 , строим кривую «энерго–масс» по методу профессора Виттенбауэра. Проводим на поле диаграммы «энерго–масс» касательные к кривой под углом к оси абсцисс ψ_{max} сверху и ψ_{min} снизу. Величины ψ_{max} и ψ_{min} находим по формулам:

$$\text{tg } \psi_{\text{max}} = (1 + \delta) \frac{\omega_1^2 \mu_J}{2 \mu_A} = (1 + 0,01) \frac{8,37^2 \cdot 0,05}{2 \cdot 17,45} = 0,2027, \quad \psi_{\text{max}} = 11,4^\circ,$$

$$\text{tg } \psi_{\text{min}} = (1 - \delta) \frac{\omega_1^2 \mu_J}{2 \mu_A} = (1 - 0,01) \frac{8,37^2 \cdot 0,05}{2 \cdot 17,45} = 0,1987, \quad \psi_{\text{min}} = 11,2^\circ.$$

Замерив на оси ΔA отрезок (ab) между точками пересечения касательных с осью ординат, можем подсчитать момент инерции маховика:

$$J_{\text{маховика}} = \frac{(ab) \mu_A}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{28 \cdot 17,45}{8,37^2 \cdot 0,01} = 697,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4.4. Определение закона движения начального звена

4.4.1. Определение действительной угловой скорости и углового ускорения звена I .

Для определения действительной угловой скорости во втором положении известны:

$y = 50$ мм – ордината из графика работы,

$\mu_A = 17,45 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{мм}}$ – масштабный коэффициент графика работ,

$\Delta A_2 = 4 \cdot 17,45 = 69,8$ Н · м – избыточная работа для положения 2,

$J_2^{\text{пр}} = 1,131$ кг · м² – значение приведенного момента инерции механизма в положении 2,

$$\omega_{\min} = \omega_1 \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) = 8,37 \left(1 - \frac{0,01}{2}\right) = 8,328 \text{ с}^{-1}.$$

Полная кинетическая энергия механизма в 1-м положении:

$$T_1 = \frac{J_{\max} \cdot \omega_{\min}^2}{2} + y \cdot \mu_A = \frac{697,4 \cdot 8,328^2}{2} + 50 \cdot 17,45 = 25057,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Действительная угловая скорость звена I для второго положения определяется по формуле:

$$(\omega_1)_2 = \sqrt{\frac{2(T_1 + \Delta A_2)}{J_{\max} + J_2^{\text{пр}}}} = \sqrt{\frac{2(25057,7 + 69,8)}{697,4 + 1,131}} = 8,48 \text{ с}^{-1}.$$

Для определения действительного углового ускорения во втором положении известны:

$$M_{\text{дс}_2}^{\text{пр}} = -150 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_2^{\text{пр}} = -397 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad \omega_2 = 8,48 \text{ с}^{-1}, \quad \frac{\mu_J}{\mu_\phi} = \frac{0,1}{0,035},$$

$\text{tg } \alpha_2 = \text{tg } 21^\circ$ – тангенс угла наклона касательной к графику $J^{\text{пр}}$ в положении 2.

Значение углового ускорения звена I для второго положения определим по формуле:

$$\begin{aligned} (\epsilon_1)_2 &= \frac{M_{\text{дс}_2}^{\text{пр}} - M_2^{\text{пр}} - 0,5\omega_2^2(\mu_J / \mu_\phi) \text{tg } \alpha_2}{J_{\max} + J_2^{\text{пр}}} = \\ &= \frac{-150 + 397 - 0,5 \cdot 8,48^2 \cdot (0,05 / 0,035) \text{tg } 21^\circ}{697,4 + 1,131} = 0,4 \text{ с}^{-2}. \end{aligned}$$

4.4.2. Построение уточненного плана скоростей механизма для положения 2.

Строим его в масштабе $\mu_v = 0,0113 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$. Для этого подсчитаем:

$$V_{A_2} = (\omega_1)_2 \cdot l_{OA} = 8,48 \cdot 0,08 = 0,678 \approx 0,68 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (pa_2) = 60 \text{ мм},$$

$$(pb) = (pa_3) \frac{DB}{DA} = 50 \frac{160}{122} = 65 \text{ мм}, \quad (pc) = 59 \text{ мм}.$$

Из плана имеем:

$$V_{A_2} = 0,68 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad V_{S_3} = 0,37 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad V_{S_4} = 0,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad V_C = 0,67 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$V_{3-2} = (a_2 a_3) \cdot \mu_v = 44 \cdot 0,0113 = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad \omega_3 = \omega_2 = 1,83 \text{ с}^{-1}, \quad \omega_4 = 1,5 \text{ с}^{-1}.$$

4.4.3. Построение уточненного плана ускорений механизма для положения 2.

Запишем векторные уравнения ускорений:

- группа 2-3:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{3-2}^{\text{кор}} + \vec{a}_{3-2}^{\text{отн}}; \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_D + \vec{a}_{A_3D}^n + \vec{a}_{A_3D}^\tau, \\ \vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^\tau, \end{cases}$$

- группа 4-5:

$$\begin{cases} \vec{a}_{C_4} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau; \\ \vec{a}_{C_5} = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{5-0}^{\text{кор}} + \vec{a}_{5-0}^{\text{отн}}. \end{cases}$$

Величины и направления ускорений представлены в табл. 4.4.

Строим план ускорений в масштабе $\mu_a = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}$.

Из плана ускорений:

$$\begin{aligned} a_C &= (\pi c) \mu_a = 54 \cdot 0,05 = 2,7 \text{ м/с}^2; \\ a_{S_3} &= (\pi s_3) \mu_a = 30 \cdot 0,05 = 1,5 \text{ м/с}^2; \\ a_{S_4} &= (\pi s_4) \mu_a = 55 \cdot 0,05 = 2,75 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Угловые ускорения звеньев:

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_2 = \frac{a_{A_3D}^\tau}{l_{AD}} = 9 \text{ с}^{-2}; \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}} = 2,1 \text{ с}^{-2}.$$

Таблица 4.4 – Значения величин и направления ускорений.

Вектор	Величина, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$	Направление на кинематической схеме	Отрезок на плане, мм
\vec{a}_{AO}^n	$\omega_1^2 \cdot l_{AO} = 5,75$	$\parallel AO$ от A к O	$(\pi n_1) = 115$
\vec{a}_{AO}^τ	$\varepsilon_1 \cdot l_{AO} = 0,03$	$\perp AO$	$(n a_2) = 0,6$
$\vec{a}_{3-2}^{\text{кор}}$	$2V_{3-2}\omega_2 = 1,83$		$(a_2 k) = 36,6$
$\vec{a}_{3-2}^{\text{отн}}$	Неизвестна	$\parallel AD$	$(k a_3) = 65$
\vec{a}_D	0		
$\vec{a}_{A_3D}^n$	$\omega_3^2 \cdot l_{AD} = 0,8$	$\parallel AD$ от A к D	$(\pi n_2) = 16$
$\vec{a}_{A_3D}^\tau$	Неизвестна	$\perp AD$	$(n_2 a_3) = 43$
\vec{a}_B	По подобию		$(\pi b) = (\pi a_3) \frac{BD}{DA} = 61,3$
\vec{a}_{CB}^n	$\omega_4^2 \cdot l_{CB} = 0,27$	$\parallel CB$ от C к B	$(b n_3) = 5,4$
\vec{a}_{CB}^τ	Неизвестна	$\perp CB$	$(n_3 c) = 5$
\vec{a}_{C_0}	0		
$\vec{a}_{5-0}^{\text{кор}}$	$2V_{5-0}\omega_0 = 0$		
$\vec{a}_{5-0}^{\text{отн}}$	Неизвестна	\parallel оси x	$(\pi c) = 54$

4.5. Силовой расчет главного механизма

4.5.1. Определение сил, действующих на звенья механизма.

Определяем силы тяжести, силы инерции и моменты пар сил инерции звеньев механизма:

- силы тяжести

$$G_3 = m_3 g = 25 \cdot 9,81 = 245 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g = 150 \cdot 9,81 = 1470 \text{ Н};$$

- сила производственного сопротивления $P_{\text{пс}} = P_m = 5000 \text{ Н}$;
- силы инерции

$$\vec{P}_{i_3} = m_3 a_{S_3} = 25 \cdot 1,5 = 37,5 \text{ Н},$$

вектор \vec{P}_{i_3} направлен против \vec{a}_{S_3} и приложен в центре масс S_3 ; $\vec{P}_{i_4} = m_4 a_{B_4} = 4 \cdot 2,75 = 11 \text{ Н}$, вектор \vec{P}_{i_4} направлен против \vec{a}_{S_4} и приложен в центре масс звена 4 в точке S_4 ; $\vec{P}_{i_5} = m_5 a_C = 150 \cdot 2,7 = 405 \text{ Н}$, вектор \vec{P}_{i_5} , направлен против \vec{a}_C и приложен в центре масс звена 5 в точке C ;

- моменты пар сил инерции:

$$|M_{i_2}| = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,02 \cdot 9 = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$|M_{i_3}| = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,3 \cdot 9 = 2,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$|M_{i_4}| = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,02 \cdot 2,1 = 0,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Моменты M_{i_i} направляются против соответствующих угловых ускорений ε_i .

Силами, которые меньше 2% от максимальной (это сила $P_{\text{пс}} = 5000 \text{ Н}$, то есть 2% от 5000 это 100 Н) – пренебрегаем. Это силы G_4 , \vec{P}_{i_3} , \vec{P}_{i_4} .

Величина всех сил и моментов сил, действующих на звенья механизма сведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5 – Значения величин сил и моментов сил

$G_3, \text{ Н}$	$G_5, \text{ Н}$	$P_{i_5}, \text{ Н}$	$P_{\text{пс}}, \text{ Н}$	$M_{i_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$M_{i_3}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$M_{i_4}, \text{ Н} \cdot \text{м}$
245	1470	405	5000	0,18	2,7	0,04

Направления всех сил и моментов пар сил инерции, а также точки их приложения показаны на листе 1 (см. прил. 1).

4.5.2. Определение реакций в кинематических парах без учета сил трения.

Силовой расчет выполняется методом кинетостатики, для чего на основании принципа д'Аламбера к силам, действующим на звенья механизма, добавляем силы инерции. Полученная система сил удовлетворяет условиям равновесия.

Силовой расчет начинаем с последней в порядке присоединения к на-

чальному звену группы Ассура, то есть группы звеньев 4-5 (см. прил. 1, лист 1).

Силовой расчет группы 4-5 представлен на рис. 4.4. На кинематической схеме группы 4-5 покажем все действующие силы и моменты. Действие отброшенных звеньев заменим реакциями: Внешние реакции в шарнире B – R_{43} и в поступательной паре 5-0 – R_{50} ; внутренние реакции в шарнире C , который соединяет звенья 4 и 5: $R_{45} = -R_{54}$.

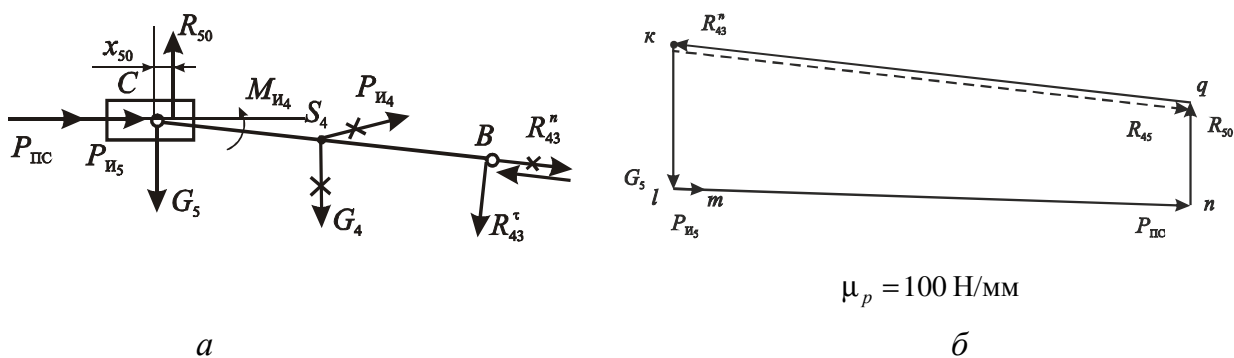


Рисунок 4.4 – Силовой расчет группы 4-5: a – схема нагружения группы Ассура 4-5; b – план сил группы 4-5.

Разложим реакцию R_{43} на две составляющие: нормальную R_{43}^n , которая направлена по звену 4 и тангенциальную R_{43}^τ , которая перпендикулярна звену 4: $R_{43}^\tau \perp R_{43}^n$. Направления векторов R_{43}^n и R_{43}^τ задаем произвольно. Если в результате расчетов получим величину со знаком «-», тогда вектор силы направляем в противоположную сторону.

Определяем:

– из равновесия сил, действующих на звено 4 в виде $\sum m_C(\bar{F}_i) = 0$,

найдем реакцию R_{43}^τ ;

$$- R_{43}^\tau \cdot l_{BC} + M_{И4} = 0; R_{43}^\tau = \frac{M_{И4}}{l_{BC}} = \frac{0,04}{0,12} = 0,33 \text{ Н. } R_{43}^\tau \text{ пренебрегаем, так}$$

как она меньше 100 Н.

– из равновесия сил, приложенных к звеньям 4 и 5 в виде $\sum \bar{F}_i = 0$, на-

ходим R_{43}^n и R_{50} : $\bar{R}_{43}^n + \bar{G}_5 + \bar{P}_{И5} + \bar{P}_{ПС} + \bar{R}_{50} = 0$. Это уравнение решаем графически – строим план сил.

Выбираем масштаб плана сил $\mu_p = 100$ Н/мм и на листе 1 (см. прил. 1) строим план сил (рис. 4.4, б): начало построения – точка k ; отложим вектор $(\overline{kl}) = \frac{\bar{G}_5}{\mu_p} = \frac{1470}{100} = 14,7$ мм, затем векторы $(\overline{lm}) = \frac{P_{И5}}{\mu_p} = \frac{405}{100} = 4,0$ мм, $(\overline{mn}) = \frac{P_{ПС}}{\mu_p} = \frac{5000}{100} = 50$ мм. После построения известных векторов из точки n проводим линию \perp направляющей $\beta-\beta$, то есть направление реакции R_{50} , а из точки k – направление R_{43}^n , на пересечении этих двух направлений получим точку q . Из плана имеем: $\bar{R}_{50} = (\overline{nq}) \cdot \mu_p = 15 \cdot 100 = 1500$ Н; $R_{43}^n = (\overline{qk}) \cdot \mu_p = 60 \cdot 100 = 6000$ Н. R_{43}^n на плане направлено противоположно заданному, поэтому меняем направление на обратное. Направление вектора суммарной реакции находим из плана сил, а ее величину считаем

$$R_{43} = \sqrt{(R_{43}^n)^2 + (R_{43}^r)^2} = R_{43}^n = 6000 \text{ Н};$$

– плечо приложения реакции R_{50} определим из равновесия сил звена 5 в виде $\sum m_C(\bar{F}_i) = 0$: $x_{50} \cdot R_{50} = 0$, откуда $x_{50} = 0$. R_{50} проходит через шарнир C ;

– внутреннюю реакцию R_{45} определим из равновесия сил, приложенных к звену 4, в виде $\sum \bar{F}_i = 0$: $\bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{45} = 0$, откуда $\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{43}^n$; $R_{45} = 6000$ Н. на рис. 4.5, б она показана пунктиром.

Силовой расчет группы 2-3 представлен на рис. 4.5. На листе изобразим в масштабе кинематическую схему группы Ассур 2-3 со всеми действующими силами и моментами, а также с реакцией $R_{34} = -R_{43}$ в шарнире B , которая была определена. Действие отброшенных звеньев заменим реакциями: внешними: в шарнире D – R_{30} и в шарнире A – R_{21} , а также внутренними – $R_{23} = -R_{32}$ в поступательной паре 2-3.

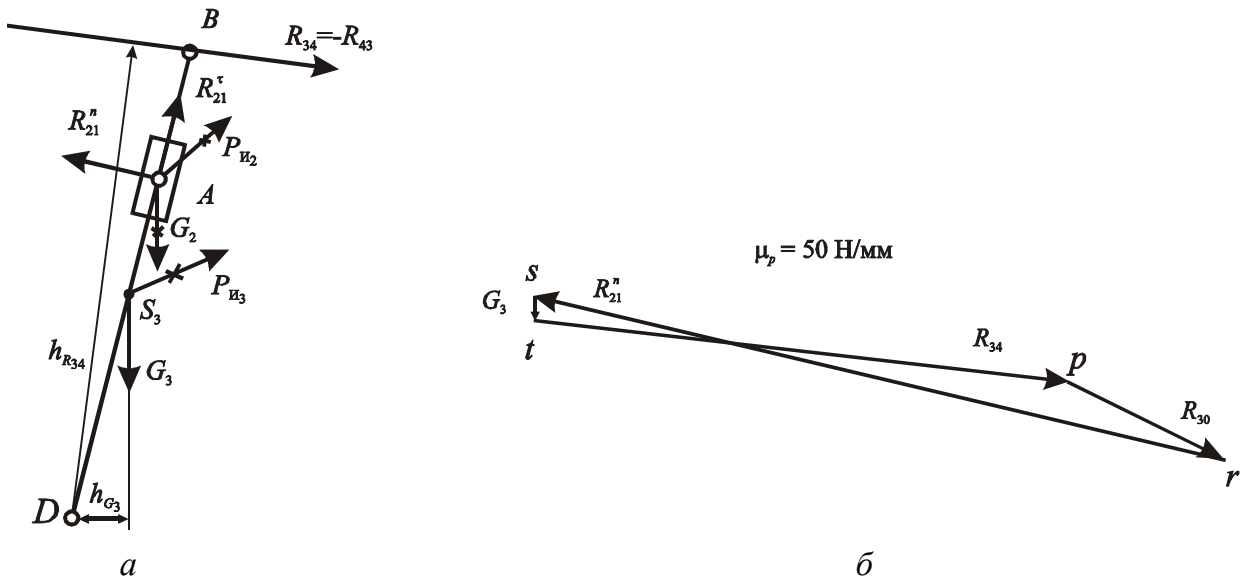


Рисунок 4.5 – Силовой расчет группы 2-3: а – схема нагружения группы 2-3; б – план сил группы 2-3

Разложим реакцию R_{21} на две составляющие: $R_{21}^\tau \parallel AD$ и $R_{21}^n \perp AD$, а реакцию R_{30} не раскладываем:

– рассмотрим равновесие сил, приложенных к звену 2 в виде $\sum \Pi P_{BD}(\bar{F}_i) = 0$, определим R_{21}^τ так как силами G_2 и $P_{И2}$ пренебрегаем, то реакция $R_{21}^\tau = 0$;

– из равновесия сил, приложенных к звеньям 2 и 3 в виде $\sum m_D(\bar{F}_i) = 0$ найдем R_{21}^n

$$R_{21}^n = \frac{(G_3 h_{G_3} + R_{34} h_{R_{34}}) \cdot \mu_l + M_{И2} + M_{И3}}{(AD) \cdot \mu_l} =$$

$$= \frac{(245 \cdot 24 + 6000 \cdot 156) \cdot 0,002 + 0,18 + 2,7}{120 \cdot 0,002} = 7812 \text{ Н.}$$

Суммарная реакция R_{21} по направлению совпадает с направлением R_{21}^n и по величине равна $R_{21} = R_{21}^n = 7812 \text{ Н}$;

– реакцию R_{30} в шарнире D определим из равновесия сил, приложенных к группе 2-3 в виде $\sum \bar{F}_i = 0$: $\bar{R}_{21}^n + \bar{G}_3 + \bar{R}_{34} + \bar{R}_{30} = 0$.

Строим план сил в масштабе $\mu_p = 100$ Н/мм (рис. 4.5, б): начало построения – точка r ; отложим вектор $(\overline{rs}) = \frac{R_{21}^n}{\mu_p} = \frac{7812}{100} = 78,1$ мм, затем вектор $(\overline{st}) = \frac{G_3}{\mu_p} = \frac{245}{100} = 2,45$ мм и вектор $(\overline{tp}) = \frac{R_{34}}{\mu_p} = \frac{6000}{100} = 60$ мм. Соединим точку p и r и получим вектор (\overline{pr}) .

$$\overline{R}_{30} = (\overline{pr}) \cdot \mu_p = 22 \cdot 100 = 2200 \text{ Н.}$$

Внутреннюю реакцию R_{23} определим из равновесия сил звена 2 в виде $\sum \overline{F}_i = 0: \overline{R}_{21} + \overline{R}_{23} = 0$, откуда $\overline{R}_{23} = -\overline{R}_{21}; R_{23} = 7812$ Н.

Плечо положения x_{23} реакции R_{23} определим из равновесия сил, приложенных к звену 2, в виде $\sum m_A(\overline{F}_i) = 0: x_{23} \cdot R_{23} - M_{И_2} = 0$,

$$x_{23} = \frac{M_{И_2}}{R_{23}} = \frac{0,18}{7812} = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Силовой расчет начального звена (звена 1) (рис. 4.6).

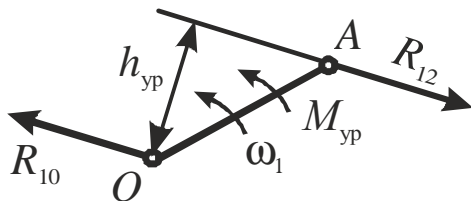


Рисунок 4.6 – Силовой расчет начального звена

Уравновешивающий момент, действующий в приводе:

$$M_{\text{уп}} = R_{12} h_{\text{yp}} \mu_l = 7812 \cdot 28 \cdot 0,002 = 437,4 \text{ Н м.}$$

Реакция в шарнире O , определяется из условия: $\sum \vec{F}_i = 0: \overline{R}_{12} + \overline{R}_{10} = 0, -R_{12} = R_{10}$,

$$R_{10} = 7812 \text{ Н.}$$

4.5.3 Проверка правильности выполненного силового расчета.

Для этого определим уравновешивающий момент $M_{\text{уп}}^*$, действующий со стороны привода, используя общее уравнение динамики:

$$M_{yp}^* = \frac{1}{\omega_1} [G_5 V_C \cos(\hat{G}_5 V_C) + (P_{nc} + P_{и5}) \cdot V_C \cos(\hat{P}_{nc} V_{B_5}) + M_{и4} \omega_4 - M_{и3} \omega_3 - M_{и2} \omega_2 + G_3 V_{S_3} \cos(\hat{G}_3 V_{S_3})] = -\frac{1}{8,48} [(5000 + 405) \cdot 0,64 + 0,04 \cdot 1,5 - 2,7 \cdot 1,83 - 0,18 \cdot 1,83 + 245 \cdot 0,29 \cos 104^\circ] = -411 \text{ Нм.}$$

Здесь $\left(\hat{P}_i V_i \right)$ – угол между вектором силы и вектором скорости точки

приложения этой силы. Этот угол меряем на плане скоростей, перенося соответствующий вектор силы в полюс плана скоростей.

Оценим погрешность силового расчета:

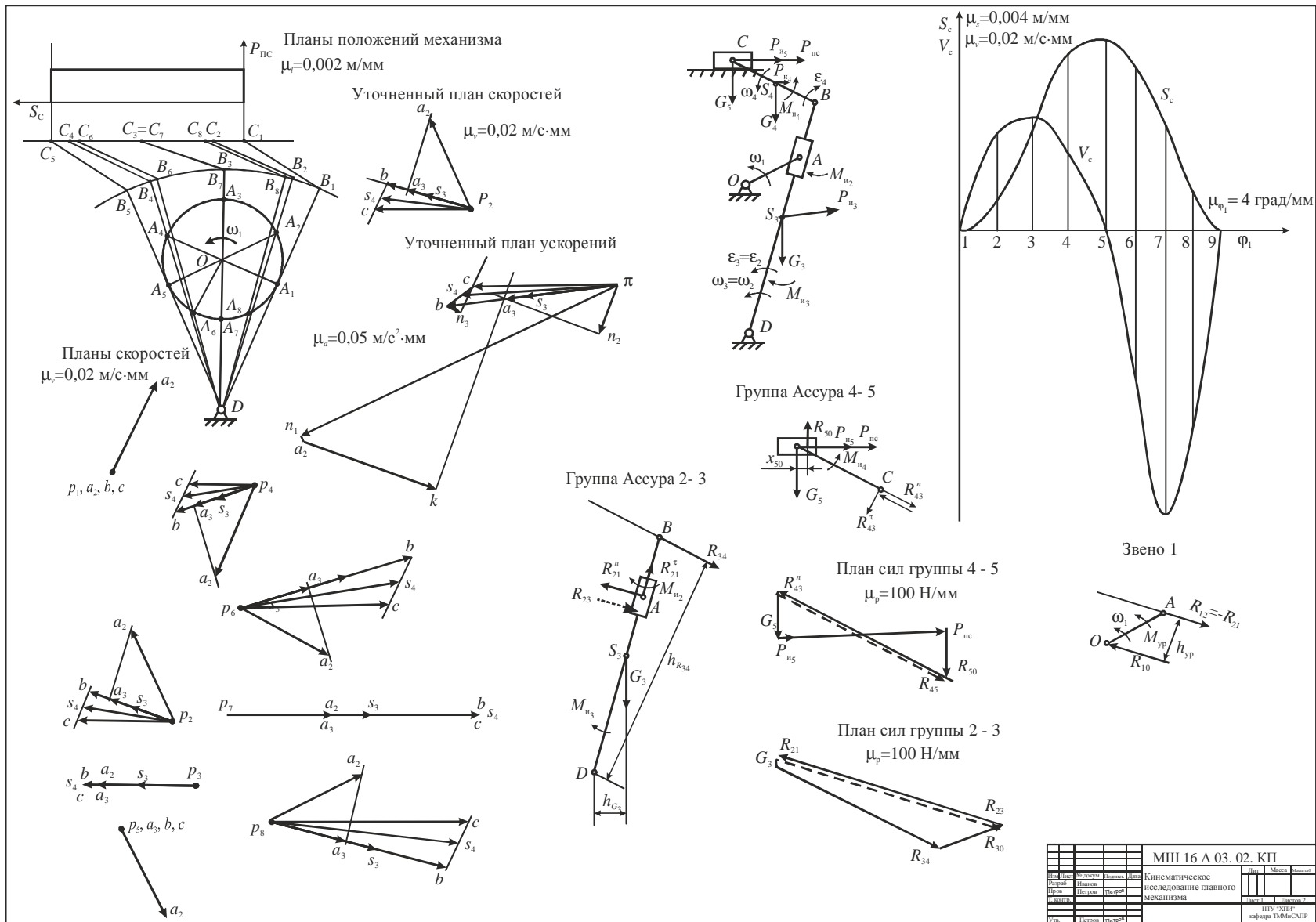
$$\Delta = \left| \frac{M_{yp}^* - M_{yp}}{M_{yp}^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{411 - 437,4}{411} \right| \cdot 100\% = 6,4\% .$$

$\Delta = 6,4\% < 10\%$ – следовательно, силовой расчет выполнен правильно.

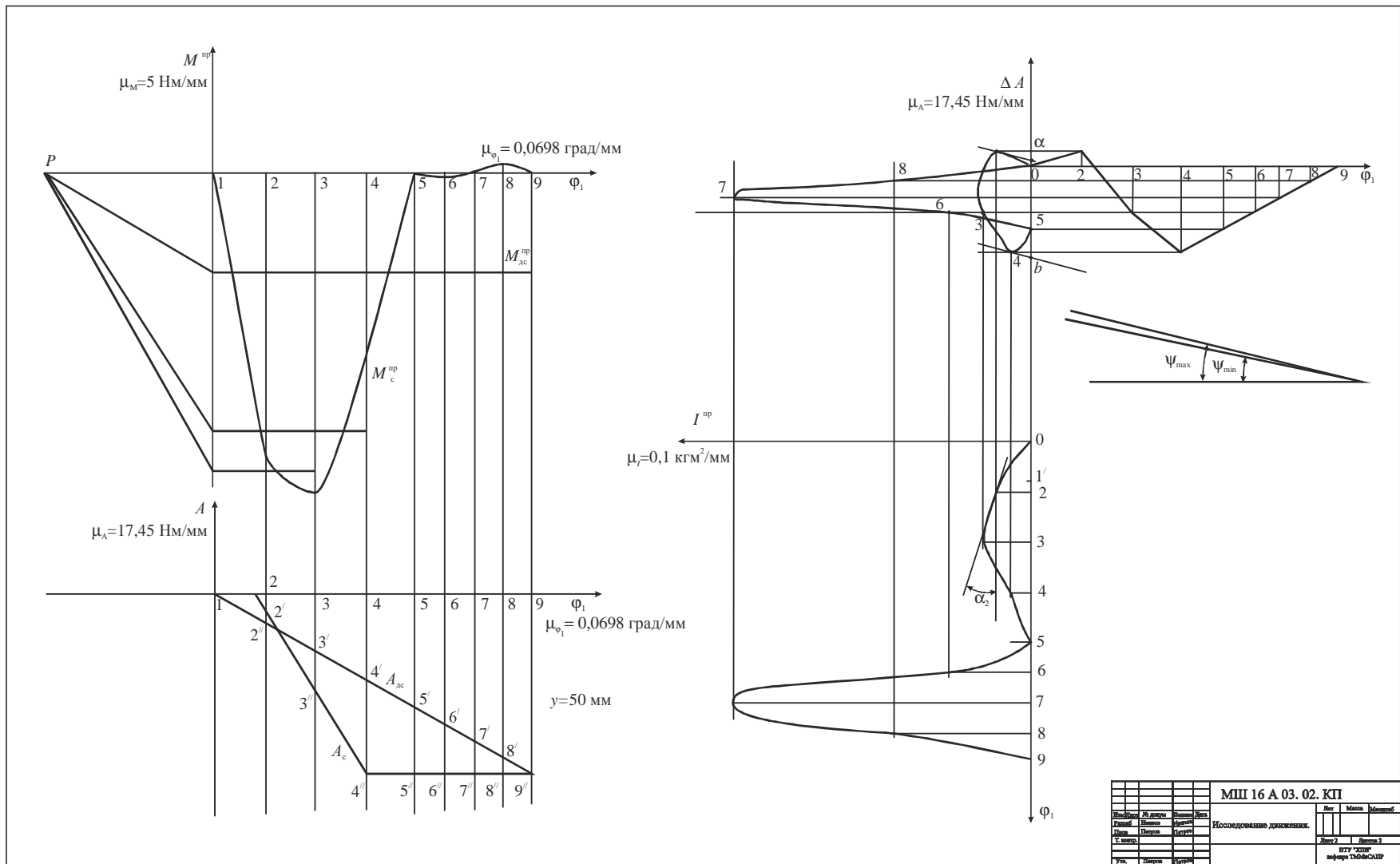
По результатам кинематического анализа (разд. 4.2) и силового расчета (разд. 4.5) в одном положении механизма произведена проверка по общей теореме динамики. Результаты проверки удовлетворительны.

Список литературы

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов и др. : под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Коренько А. С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А. С. Коренько, Л. И. Кременштейн, С. Д. Петровский и др. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
4. Методические указания к самостоятельной работе по проектированию и исследованию шарнирно-рычажных механизмов по дисциплине "Теория механизмов и машин" для студентов машиностроительных специальностей дневного и вечернего обучения / А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих – Харьков: ХПИ, 1992. – 145 с.
5. Теория механизмов и машин. Системный подход : учеб. пособ. / А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 384 с.
6. Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу теории механизмов и машин (с применением ЭВМ) для студентов машиностроительных специальностей / Н. А. Ткачук, Г. А. Кротенко, А. А. Зарубина и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 44 с



МШ 16 А 03. 02. КП				Дата	Масштаб
Исполн.	Провер.	Дата	Кинематическое		
Разработ.	Получ.	Исслед.	исследование главного		
Утвер.	Испроб.	Проект	механизма		
Учр.	Проект	Проект	ИТУ "НИИ"		
			кафедра ДИМаСАНП		



СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	3
1. Объем и содержание курсового проекта.....	3
2. График выполнения курсового проекта по ТММ.....	6
3. Задание на курсовой проект.....	7
4. Пример выполнения курсового проекта.....	9
4.1. Структурный анализ главного механизма.....	10
4.2. Кинематическое исследование главного механизма.....	11
4.3. Приведение сил и масс.....	14
4.4. Определение закона движения.....	18
4.5 Силовой расчет главного механизма.....	21
Список литературы	26
Приложение.....	27

Навчальне видання

**Теорія механізмів і машин.
Завдання до курсового проекту
з важільних механізмів
та методичні вказівки до його виконання
для студентів машинобудівних спеціальностей**

Російською мовою

Укладачі: ТКАЧУК Микола Анатолійович
САФОНОВА Зінаїда Семенівна
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна
БОНДАРЕНКО Олексій Вікторович

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук
До видання роботу рекомендував В. К. Белов

В авторській редакції

План 2011 р., п. 124/

Підп. до друку	Формат 60x84 1/16.	Папір друк. №2
Друк – ризографія.	Гарнітура Times.	Ум. друк. арк. 1,5.
Обл. – вид. арк 2,0.	Наклад 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.

Друкарня НТУ „ХПІ”, 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21