



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

---

КАФЕДРА  
«Теория машин и механизмов»

# **КУРСОВАЯ РАБОТА** ***ПО ДИСЦИПЛИНЕ***

***Теория машин и механизмов***

***НА ТЕМУ:***

***Проектирование и исследование механизмов  
рулевой машины***

Студент РКТ2-51  
(Группа)

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

Серебрянников О.А.  
(И.О.Фамилия)

Руководитель курсовой работы

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

Шаныгин С.В.  
(И.О.Фамилия)

2019 г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

---

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой РК-2  
\_\_\_\_\_ Г. А. Тимофеев  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

## ЗАДАНИЕ на выполнение курсовой работы

по дисциплине Теория машин и механизмов  
Студент группы РКТ2-51

Серебрянников Олег Александрович  
(Фамилия, имя, отчество)

Тема курсовой работы Проектирование и исследование механизмов рулевой машины

Направленность КР (учебная, исследовательская, практическая, производственная, др.)  
Учебная

Источник тематики (кафедра, предприятие, НИР) кафедра РК-2.

График выполнения работы: 25% к 5 нед., 50% к 8 нед., 75% к 11 нед., 100% к 14 нед.

**Задание** Спроектировать и исследовать механизмы рулевой машины. Определить законы движения, провести силовой анализ механизма, спроектировать зубчатую передачу, рассчитать параметры кулачкового механизма.

---

**Оформление курсовой работы:**

Расчетно-пояснительная записка на 30-50 листах формата А4.  
Графический материал представлен на четырёх листах формата А1.

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Студент

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

Серебрянников О.А.  
(И.О.Фамилия)

Руководитель курсовой работы

\_\_\_\_\_  
(Подпись, дата)

Шаныгин С.В.  
(И.О.Фамилия)

Примечание: Задание оформляется в двух экземплярах: один выдается студенту, второй хранится на кафедре.

# Оглавление

Аннотация.....	2
Техническое задание .....	3
Исходные данные .....	5
<b>1. Проектирование основного механизма рулевой машины и определение закона движения его начального звена .....</b>	<b>6</b>
1.1. Определение размеров .....	6
1.2. Изображение кинематической схемы механизма.....	7
1.3. Определение передаточных функций скоростей.....	7
1.4. Определение начальной кинетической энергии системы $T_{нач}$ .....	10
1.5. Построение графиков приведённых моментов .....	10
1.6. Построение индикаторных диаграмм .....	12
1.7. Построение графиков переменных приведённых моментов инерции второй группы звеньев.....	12
1.8. Построение графика суммарного приведённого момента.....	13
1.9. Построение графика суммарной приведённой работы .....	14
1.10. Определяем суммарный приведённый момент инерции .....	14
1.11. Находим угловую скорость первого звена и строим её график .....	15
1.12. Определяем угловое ускорение звена в каждой точке .....	15
1.13. Построение графика $t(\phi_1)$ .....	15
<b>2. Силовой расчёт .....</b>	<b>16</b>
2.1. Построение кинематической схемы механизма .....	16
2.2. Построение плана скоростей .....	16
2.3. Построение плана ускорений .....	17
2.4. Определение сил инерции .....	18
2.5. Определение главных моментов сил инерции.....	18
2.6. Звено 3 – находим плечо $h$ .....	18
2.7. Группа звеньев 3-2.....	19
2.8. Звено 3 находим $R_{23}$ .....	20
2.9. Первичный механизм .....	21
<b>3. Проектирование зубчатых механизмов .....</b>	<b>22</b>
3.1. Исходные данные для проектирования .....	22
3.2. Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи. ....	23
3.3. Выбор коэффициента смещения по качественным показателям .....	24
3.4. Результаты расчета зубчатой передачи .....	26
3.5. Построение станочного и зубчатого зацеплений .....	26
3.6. Проектирование планетарного редуктора.....	27
<b>4. Проектирование кулачкового механизма .....</b>	<b>29</b>
4.1. Построение кинематических диаграмм движения кулачка и расчет масштабов построения .....	30
4.2. Определение основных размеров механизма.....	31
4.3. Построение центрального и конструктивного профилей кулачка.....	31
4.4. Построение графика угла давления .....	31
4.5. Результаты выполнения графического листа 4.....	32
<b>Заключение.....</b>	<b>33</b>
<b>Список использованной литературы .....</b>	<b>34</b>

## **Аннотация**

Данная расчётно-пояснительная записка содержит подробное описание выполнения задания по курсовому проекту по теме «Проектирование и исследование механизмов рулевой машины». В состав курсового проекта входят: данная расчётно-пояснительная записка и 4 листа формата А1 с необходимыми графическими расчетами и зависимостями. Расчётно-пояснительная записка содержит 34 листа машинописного текста, рисунков, таблиц.

В расчётно-пояснительной записке проведено проектирование механизма рулевой машины, исследовано его движение и определены управляющие силовые воздействия, проведено проектирование эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи, проектирование однорядного планетарного редуктора и проектирование кулачкового механизма.

## Техническое задание

Рулевая машина (рис.1а) предназначена для поворота руля летательного аппарата с целью изменения траектории его полета. Основным механизмом является коромыслово-ползунный механизм ОАВ, на валу О которого закреплен руль летательного аппарата. Поворот руля (вместе со звеном 1) осуществляется с помощью шатуна 2 ведущим звеном 3, с которым жестко связан поршень, перемещающийся в цилиндре 4.

Результирующее давление в цилиндре меняется по закону, изображённому на рис.1в. Величину давления  $p''$  следует определить в процессе динамического исследования коромыслово-ползунного механизма.

Подача масла в левую и правую полости цилиндра 4 производится шестеренным насосом 5.

Вращение шестерни насоса передается от электродвигателя 9 через планетарный редуктор 8 (схема редуктора на рис.1г) и пару зубчатых колес 7 и 6. Вал электродвигателя 9 приводится во вращение от специального источника питания 10.

Регулирование подачи масла в каждую из рабочих полостей цилиндра производится с помощью автомата управления 11, воздействующего на клапаны 12 и 13: при необходимости изменения траектории полета аппарата автомат управления 11 подает сигнал, и соответствующий клапан (12 или 13) открывается, давая возможность части масла поступать обратно в насос; при этом давление масла в соответствующей полости цилиндра уменьшается.

Предохранительные клапаны 14 служат для сброса избыточного количества масла обратно в насос в случае, если давление в цилиндре 4 превысит расчетное. При повороте руля летательного аппарата (звено 1) на угол  $\varphi_{1\max}$  из одного крайнего положения (I) в другое (III) (рис.1а) на звено 1 действует момент сопротивления  $M_{c1}$ , зависимость которого от угла  $\varphi_1$  представлена графиком ( $M_{c1}, \varphi_1$ ) (рис.1б).

Останов звена 1 в положении III должен происходить с мягким ударом ( $\omega_{1\text{кон}} = 0$ ). Проектирование коромыслово-ползунного механизма производится по тем положениям ползуна 3 (известны линейные координаты  $S_{BI}$ ,  $S_{BII}$ ,  $S_{BIII}$ ) (рис.1д), величине эксцентриситета  $e$ , углам отклонения ( $\varphi_{II} - \varphi_I$ ) и ( $\varphi_{III} - \varphi_I$ ) звена I от его начального положения (положение  $OA_1$ ). При проектировании следует определить длины звеньев 1 и 2 и углом  $\varphi_I$ , характеризующий начальное положение звена I относительно стойки.

В механизмах управления рулевой машины отсутствует кулачковый механизм, проектирование которого провести по дополнительному заданию (рис.1е). На рис.1ё приведен график изменения ускорения толкателя от угла поворота кулачка.

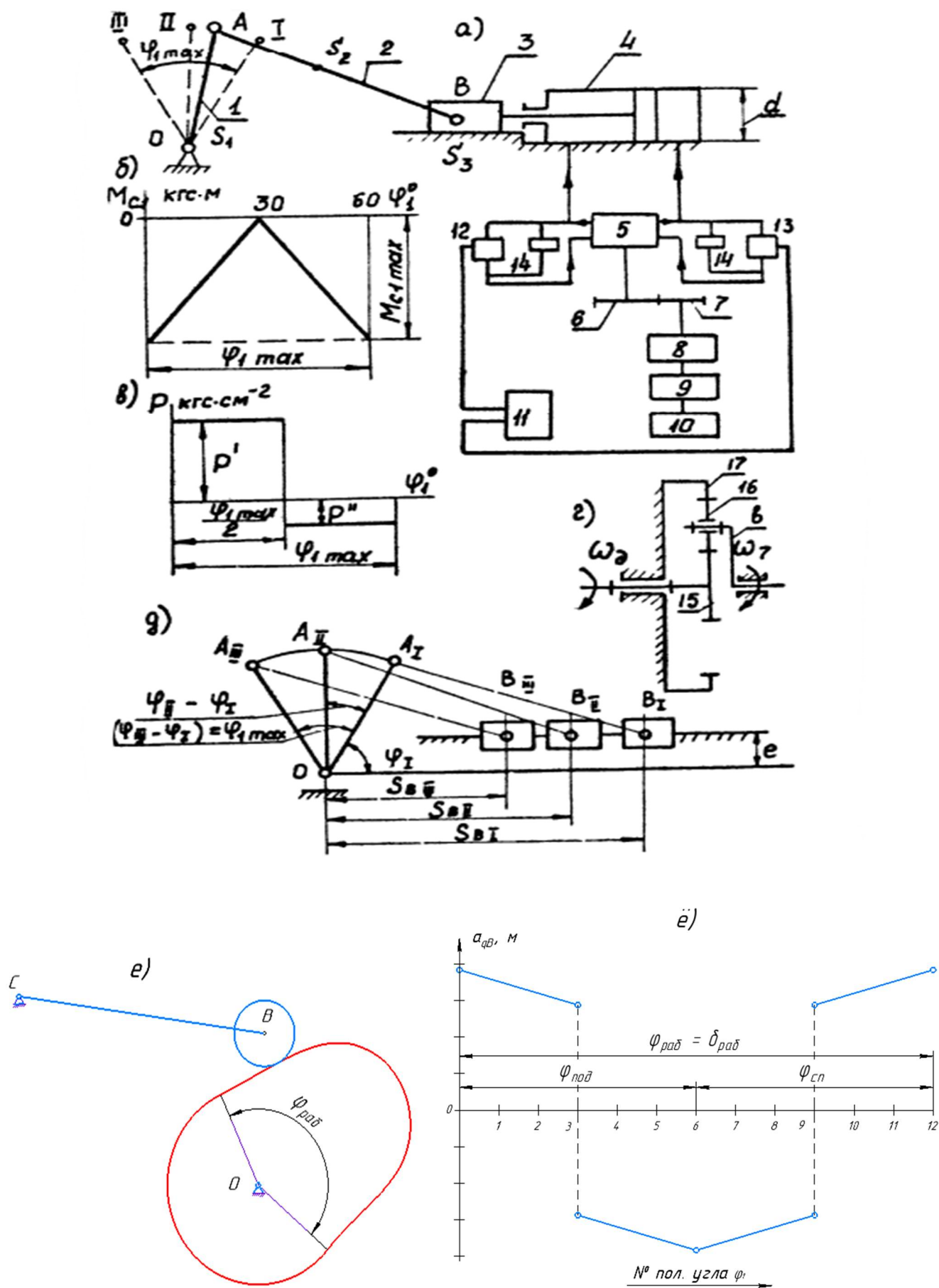


Рис 1

## Исходные данные

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Числовые значения	Размерность СИ	Числовые значения СИ
Линейные координаты точки В ползуна 3	$S_{BI}$	м	0,322	м	0,322
	$S_{BII}$	м	0,207	м	0,207
	$S_{BIII}$	м	0,120	м	0,120
Углы поворота ведомого коромысла 1 по отношению к его начальному (I) положению	$\varphi_{II} - \varphi_I$	град	30	рад	0,5236
	$\varphi_{III} - \varphi_I$	град	60	рад	1,0472
Эксцентриситет		м	0,08	м	0,08
Отношение расстояния от точки А до центра масс $S_2$ шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{AS2}}{l_{AB}}$	-	0,32	-	0,32
Веса звеньев: коромысла 1 шатуна 2 ползуна 3	$G_1$	кгс	10	Н	98,070
	$G_2$	кгс	3	Н	29,421
	$G_3$	кгс	4	Н	39,228
Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через их центры масс: звена 1 звена 2	$J_{1S}$	кг·м·с <sup>2</sup>	0,055	кг·м <sup>2</sup>	0,539
	$J_{2S}$	кг·м·с <sup>2</sup>	0,0050	кг·м <sup>2</sup>	0,049
Диаметр цилиндра	$d$	м	0,036	м	0,036
Максимальная величина момента сопротивления, приложенного к звену 1	$M_{c1\ max}$	кгс·м	150	Н·м	1471,05
Угловая координата звена 1 для силового расчета (рис.75д)	$\varphi_1$	град	$\varphi_I + 10^\circ$	рад	$\varphi_I +$ $+ 0,1745^\circ$
Числа зубьев колес 6 и 7	$z_6$	-	18	-	18
	$z_7$	-	12	-	12
Модуль зубчатых колес 6 и 7	$m$	мм	2,5	-	-
Передаточное отношение планетарного редуктора	$i_{15-b}$	-	5,5	-	5,5
Число сателлитов в планетарном редукторе	$K$	-	3	-	3
Параметры исходного производящего контура	$\alpha_*$	град	20	-	20
	$h_\alpha$	-	1	-	1
	$c^*$	-	0,25	-	0,25
Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	450	об/с	7,5
Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	155	рад	2.71
Перемещение толкателя (перемещение точки В).	$h$	м	0.01	м	0.01
Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\theta$	град	35	рад	0.611

# 1. Проектирование основного механизма рулевой машины и определение закона движения его начального звена

## 1.1. Определение размеров

Расчётная схема механизма приведена на рис 1.1. Проводить расчёты будем при помощи программного пакета Mathcad. Метод решения основан на приведённом в [1].

Задача синтеза кривошипно-ползунного механизма по трём положениям формулируется следующим образом.

Даны: эксцентриситет направляющей ползуна  $e = 0,08\text{м}$ , координаты точки выходного звена 3 в трёх положениях  $S_1 = 0,322\text{м}$ ,  $S_2 = 0,207\text{м}$ ,  $S_3 = 0,120\text{м}$ , а также изменения величины обобщённой координаты звена 1 при переходе из первого положения во второе  $\delta\phi_2 = (\phi_2 - \phi_1) = 30^\circ$  и из первого положения в третье  $\delta\phi_3 = (\phi_3 - \phi_1) = 60^\circ$  ( $\delta\phi_1 = 0^\circ$ ). Необходимо определить линейные размеры звеньев 1 и 2 –  $l_{OA}$  и  $l_{AB}$ , угловую координату звена 1 –  $\phi_1$ .

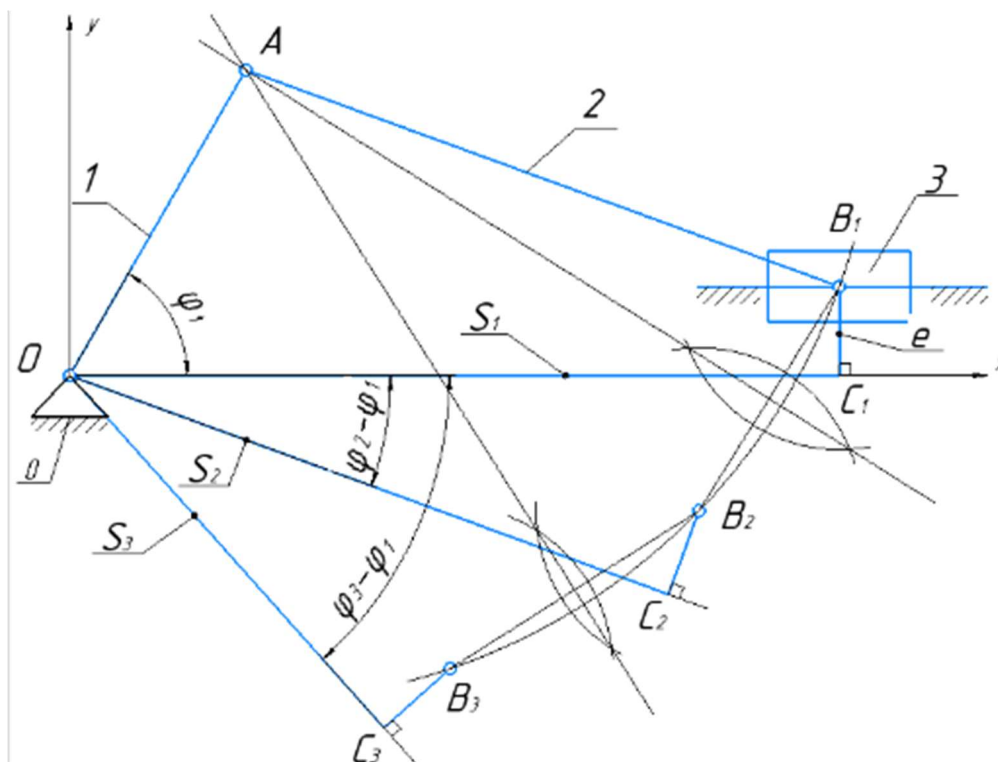


Рис 1.1

Координаты точки В в трёх рассматриваемых положениях определяются проекциями векторной цепи  $S_i + e$  на оси координат.

$$i := 1..3$$

$$x_{B_i} := S_i \cdot \cos(\delta\phi_i) + e \cdot \sin(\delta\phi_i)$$

$$y_{B_i} := -S_i \cdot \sin(\delta\phi_i) + e \cdot \cos(\delta\phi_i)$$

Координаты точки В и радиус окружности, проходящей через точки , определяются из решения системы трёх уравнений.



**Зададим начальные значения:**

$$x_A := 0 \quad m \quad y_A := 0 \quad m \quad l_{AB} := 0 \quad m$$

**Сама система уравнений:**

$$(x_{B_1} - x_A)^2 + (y_{B_1} - y_A)^2 = l_{AB}^2$$

$$(x_{B_2} - x_A)^2 + (y_{B_2} - y_A)^2 = l_{AB}^2$$

$$(x_{B_3} - x_A)^2 + (y_{B_3} - y_A)^2 = l_{AB}^2$$

**Решение:**

$$F := \text{Find}(x_A, y_A, l_{AB})$$

$$x_A := F_0 = 0,1\text{м} \quad y_A := F_1 = 0,177\text{м} \quad l_{AB} := F_3 = 0,242\text{м}$$

Тогда:

- Размер первого звена  

$$l_{OA} := \sqrt{x_A^2 + y_A^2} = 0,203\text{м}$$
- Угловая координата 1-го звена в 1-ом положении  

$$\phi_1 := \arcsin\left(\frac{y_A}{l_{OA}}\right) = 60,523^\circ = 1,056 \text{ рад}$$

В ходе синтеза механизма мы определили:

$$\phi_1 = 60,523^\circ = 1,056 \text{ рад}$$

$$l_1 = l_{OA} = 0,203\text{м}$$

$$l_2 = l_{AB} = 0,242\text{м}$$

## 1.2. Изображение кинематической схемы механизма

Задана произвольная длина отрезка OA на чертеже  $Z_{l_{OA}} = 81,2\text{мм}$ .

Тогда

$$\mu_l = \frac{Z_{l_{OA}}}{l_{OA}} = \frac{81,2}{0,203} = 400 \frac{\text{мм}}{\text{м}}$$

Все остальные длины отрезков на чертеже были получены умножением их реальных длин на коэффициент  $\mu_l$

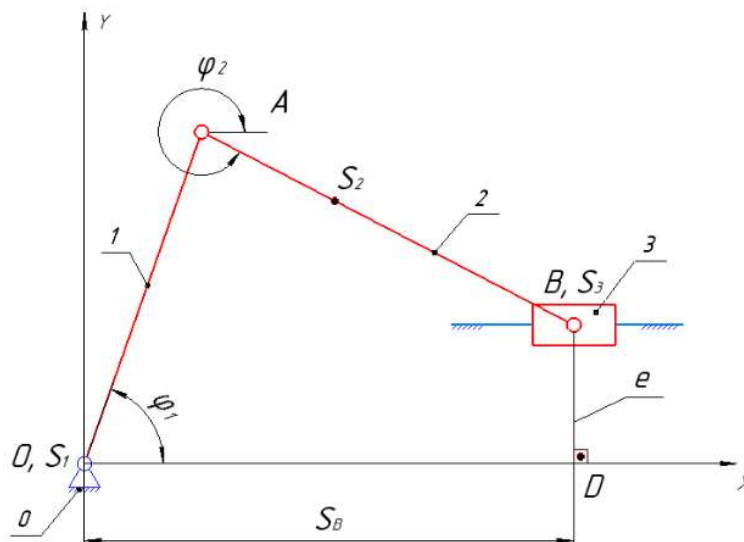
## 1.3. Определение передаточных функций скоростей

Расчётная схема механизма приведена на рис 2.1. Расчёты проведём при помощи программного пакета Mathcad. Задача определения передаточных функций внеосного коромысло-ползунного механизма формулируется следующим образом.

**Даны:**

- эксцентриситет направляющей ползуна  $e=0,08\text{м}$ ;
- длина шатуна  $l_{AB} = 0,242\text{м}$ ;
- длина коромысла  $l_{OA} = 0,242\text{м}$ ;
- относительное положение центра масс шатуна  $\lambda_{s2} = \frac{l_{AS}}{l_{AB}} = 0,32$ .

**Определить** придаточные функции скоростей центров шарниров, звеньев и центров масс.



**Рис 1.3**

Сначала найдём зависимость изменения положения звеньев (угол  $\phi_2$  и координата точки  $B$  (ползуна) по оси  $x$ ) в зависимости от изменения угла  $\phi_1$  1-го звена.

Изменение угла поворота  $\phi_1$  разделим на 12 частей:

- Начальный угол коромысла  $\phi_H := 60,523^\circ$ ;
- Конечный угол коромысла  $\phi_K := \phi_H + 60^\circ$ ;
- Шаг между точками  $\delta\phi := \frac{\phi_K - \phi_H}{12} = 5^\circ$
- Интервал изменения угла  $\phi_1 := \phi_H, \phi_H + \delta\phi \dots \phi_K$

Проецируем векторную цепь на оси и находим зависимости

Решатель Начальное Уравнение

$$\begin{aligned} OX: & l_{OA} \cdot \cos(\phi) + l_{AB} \cdot \cos(\phi_2) = S_B \\ OY: & l_{OA} \cdot \sin(\phi) = -l_{AB} \cdot \sin(\phi_2) + e \\ & F(\phi) := \text{Find}(\phi_2, S_B) \end{aligned}$$

$$\phi_2(\phi) := F(\phi)_0$$

$$S_B(\phi) := F(\phi)_1$$

Таблица 1.3.1 – перемещения звеньев

Положение угла $\phi_1$	0	1	2	3	4	5	6	7
$\phi_2$ , рад	5,873	5,837	5,806	5,782	5,765	5,755	5,752	5,756
$S_B$ , м	0,322	0,303	0,283	0,263	0,244	0,225	0,207	0,190

Положение	8	9	10	11	12
$\phi_2$ , рад	5,768	5,787	5,812	5,844	5,882
$S_B$ , м	0,174	0,159	0,145	0,132	0,120

Кинематические передаточные функции (аналоги скоростей) высчитываются по формулам

$$V_{qi} = \frac{V_i}{\omega_1} = \frac{\frac{ds_i}{dt}}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = \frac{ds_i}{d\varphi_1}; \quad \omega_{qi} = \frac{\omega_i}{\omega_1} = \frac{\frac{d\varphi_i}{dt}}{\frac{d\varphi_1}{dt}} = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}; \quad (1)$$

Тогда зная выражения взятия дифференциала из [4] в Mathcad:

$$u_{21}(\phi) := \frac{d}{d\phi}(\phi_2(\phi)) \quad V_{qB}(\phi) := \frac{d}{d\phi}(S_B(\phi))$$

Положение центра масс шатуна  $l_{AS2} := \lambda_{S2} * l_{AB} = 0,78\text{м}$

Изменение положения центра масс проецируем на оси:

- ОХ:

$$x_{S2}(\phi_1) := l_{OA} \cdot \cos(\phi_1) + l_{AS2} \cdot \cos(\phi_2(\phi_1))$$

- ОУ:

$$y_{S2}(\phi_1) := l_{OA} \cdot \sin(\phi_1) + l_{AS2} \cdot \sin(\phi_2(\phi_1))$$

Тогда полное перемещение центра масс шатуна будет:

$$l_{S2}(\phi_1) := \sqrt{(x_{S2}(\phi_1))^2 + (y_{S2}(\phi_1))^2}$$

Таблица 1.3.2 – Положение точки  $S_2$

Положение угла $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6	7
$x_{S2}$ , м	0,171	0,154	0,137	0,119	0,101	0,083	0,065	0,047
$y_{S2}$ , м	0,146	0,151	0,156	0,159	0,162	0,163	0,164	0,163
$l_{S2}$ , м	0,225	0,216	0,207	0,199	0,190	0,183	0,176	0,170

Положение	8	9	10	11	12
$x_{S2}$ , м	0,030	0,014	-0,002	-0,017	-0,032
$y_{S2}$ , м	0,161	0,158	0,155	0,150	0,144
$l_{S2}$ , м	0,164	0,159	0,155	0,151	0,148

Теперь можно найти кажущуюся скорость точки  $S_2$ :

- По оси ОХ:

$$V_{qS2x}(\phi_1) := -l_{OA} \cdot \sin(\phi_1) - l_{AS2} \cdot u_{21}(\phi_1) \cdot \sin(\phi_2(\phi_1))$$

- По оси ОУ:

$$V_{qS2y}(\phi_1) := l_{OA} \cdot \cos(\phi_1) + l_{AS2} \cdot u_{21}(\phi_1) \cdot \cos(\phi_2(\phi_1))$$

- Полная передаточная скорость точки  $S_2$ :

$$V_{qS2}(\phi_1) := \sqrt{(V_{qS2x}(\phi_1))^2 + (V_{qS2y}(\phi_1))^2}$$

Результаты расчёта передаточных функций в таблице 1.3.3

Таблица 1.3.3

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$V_{qB}$ , м	-0,220	-0,225	-0,226	-0,224	-0,219	-0,211	-0,202
$V_{qS2}$ , м	0,202	0,206	0,208	0,208	0,207	0,205	0,202
$V_{qS2x}$ , м	-0,190	-0,197	-0,202	-0,205	-0,206	-0,205	-0,202
$V_{qS2y}$ , м	0,068	0,057	0,046	0,034	0,023	0,011	-0,001
$U_{21}$	-0,449	-0,384	-0,314	-0,239	-0,159	-0,076	0,009

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$V_{qB}$ , м	-0,191	-0,178	-0,166	-0,154	-0,142	-0,131
$V_{qS2}$ , м	0,199	0,194	0,190	0,185	0,18	0,175
$V_{qS2x}$ , м	-0,298	-0,193	-0,186	-0,178	-0,170	-0,161
$V_{qS2y}$ , м	-0,013	-0,025	-0,037	-0,048	-0,059	-0,070
$U_{21}$	0,093	0,176	0,255	0,329	0,398	0,462

В соответствии с полученными значениями были построены графики передаточных функций в масштабах:

$$\mu_\varphi = 171,88 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_{V_q} = 400 \frac{\text{мм}}{\text{м}}; \quad \mu_u = 200 \frac{\text{мм}}{\sim};$$

#### 1.4. Определение начальной кинетической энергии системы $T_{\text{нач}}$

Механизм работает в переходном режиме пуска останова.

Тогда  $\omega_{1 \text{ кон}} = 0$ ,  $\omega_{1 \text{ нач}} = 0$ ;

Используя формулу из [2] можно найти  $T_{\text{нач}}$ .

$$T_{\text{нач}} = \frac{(J_{\Sigma}^{\text{np}})_{\text{нач}} \cdot \omega_{1 \text{ нач}}^2}{2} \quad (2)$$

Следовательно  $T_{\text{нач}} = 0$ .

Учитывая, что  $\omega_{1 \text{ кон}} = 0$ ,  $\omega_{1 \text{ нач}} = 0$ ,  $T_{\text{нач}} = 0$  можно найти значение суммарной работы в начальный и конечный момент времени по формуле:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2(A_{\Sigma} + T_{\text{нач}})}{I_{\Sigma}^{\text{np}}}} \quad (3)$$

Они соответственно определяются  $A_{\Sigma \text{ нач}} = 0$  и  $A_{\Sigma \text{ кон}} = 0$ .

#### 1.5. Построение графиков приведённых моментов

Расчёты производятся в Mathcad/

Приведенный момент от силовых факторов высчитывается по формулам :

$$M_{Fi}^{\text{np}} = \bar{F}_i \cdot \bar{V}_{qFi}; \quad M_{Mj}^{\text{np}} = M_j \cdot \omega_{qMj} \quad (4)$$

Приведённый движущий момент от сил давления на поршень высчитываются так:

$$M_o^{\text{np}} = \text{если } \phi < \phi_H + 30^\circ:$$

$$|F'| \cdot |V_{qB}|$$

$$\text{иначе если } \phi \geq \phi_H + 30^\circ:$$

$$- |F''| \cdot |V_{qB}|$$

Минус во втором случае, так как векторы  $F''$  и  $V_{qB}$  противоположно направлены.

$$F' = p' \cdot \frac{\pi d^2}{4}; \quad F'' = p'' \cdot \frac{\pi d^2}{4}; \quad p' = 95 \cdot g \cdot 10^4 = 9,317 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad d = 0,036 \text{ м}$$

Нужно определить  $p''$ .

Приведённый момент от сил тяжести будет состоять только из момента действующего на звено 2, так как остальные равны нулю:

- $G_1$  – центр масс первого звена  $S_1$  – неподвижная точка  $\Rightarrow M_{G1}^{np} = 0$
- $G_3$  – от направления кажущейся скорости вдоль оси  $OX \Rightarrow \cos(\vec{G}_3, \vec{V}_{qB}) = 0 \Rightarrow M_{G3}^{np} = 0$

Дано  $G_2 = 29,421\text{H}$

$$M_{npG2}(\phi) := \begin{cases} \text{if } \phi \leq \frac{\pi}{2} \\ \quad \left\| -|G_2| \cdot |V_{qS2y}(\phi)| \right\| \\ \text{else} \\ \quad \left\| |G_2| \cdot |V_{qS2y}(\phi)| \right\| \end{cases}$$

Минус – из-за угла между векторами  $G_2$  и  $V_{qS2y}$

Приведённый момент от сил сопротивления будет равен  $M_{c1}$  – приложенному к 1-ому звену так как  $M_c^{np} = M_{c1} \cdot \omega_{q1} = M_{c1} \cdot 1 = M_{c1}$

$M_{c1max} = 1471,05 \text{ Y} = \text{H} \cdot \text{м}$

$$Mc1 := \begin{bmatrix} -Mc1_{max} \\ 0 \\ -Mc1_{max} \end{bmatrix} \quad \alpha := \begin{bmatrix} \phi_H \\ \phi_H + 30^\circ \\ \phi_H + 60^\circ \end{bmatrix} \quad Mc_{np}(\phi) := \text{linterp}(\alpha, Mc1, \phi)$$

Хорошо известно, что приведённая работа - это интеграл от приведённого момента по координате.

$$A^{np}(\phi_1) = \int_{\phi_H}^{\phi_1} M^{np}(\phi_1) d\phi_1 \quad (5)$$

Так как  $M_{\partial i}^{np} = \vec{F}_i \cdot \vec{V}_{qFi}$ , то уравнение (5) можно переписать в следующем виде:

$$A_{\partial}^{np} = \int_{\phi_0}^{\phi_6} \vec{F}_1 \cdot \vec{V}_{qF1} d\phi + \int_{\phi_6}^{\phi_{12}} \vec{F}_2 \cdot \vec{V}_{qF2} d\phi \quad (6)$$

Тогда, зная, что суммарная приведённая работа в конечном положении

$A^{np}_{\Sigma}(\phi_K) = 0$ , то  $p''$  можно найти, решив простое уравнение в Mathcad(использование «Find» из [4]):

$$\int_{\phi_H}^{\phi_H + 60^\circ} M_{npG2}(\phi) d\phi + p' \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \int_{\phi_H}^{\phi_H + 30^\circ} |V_{qB}(\phi)| d\phi - p'' \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \int_{\phi_H + 30^\circ}^{\phi_H + 60^\circ} |V_{qB}(\phi)| d\phi + \int_{\phi_H}^{\phi_H + 60^\circ} Mc_{np}(\phi) d\phi = 0$$

$$F := \text{Find}(p'')$$

$$p'' := F = 3.618 \cdot 10^6 \quad p'' \cdot 10^{-6} = 3.618 \text{ МПа}$$

$$p' := 95 \cdot g \cdot 10^4 = 9.317 \cdot 10^6 \quad p' \cdot 10^{-6} = 9.317 \text{ МПа}$$

$$F' := p' \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 9.483 \cdot 10^3 \quad F' \cdot 10^{-3} = 9.483 \text{ кН}$$

$$F'' := p'' \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3.682 \cdot 10^3 \quad F'' \cdot 10^{-3} = 3.682 \text{ кН}$$

Зная силы  $F'$  и  $F''$  можно определить приведённый момент от движущих сил  $M_o^{np}$ .

$$M_{np}(\phi) := \begin{cases} \text{if } \phi \leq \phi_H + 30^\circ \\ \quad ||F'| \cdot |V_{qB}(\phi)| \\ \text{else} \\ \quad ||-|F''| \cdot |V_{qB}(\phi)| \end{cases}$$

Результаты расчёта приведённых моментов записаны в таблицу 1.4

Таблица 1.4

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$M_c^{np}$ , Н·м	-1471,05	-1225,875	-980,7	-735,525	-490,350	-245,175	0
$M_o^{np}$ , Н·м	2085,482	2131,689	2144,4 46	2125,438	2077,596	2005,036	1912,825
							-742,755
$M_{G2}^{np}$ , Н·м	-1,997	-1,681	-1,353	-1,014	-0,668	-0,317	0,037

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$M_c^{np}$ , Н·м	-245,175	-490,350	-735,525	-980,7	-1225,875	-1471,05
$M_o^{np}$ , Н·м	-701,498	-656,993	-611,278	-566,085	-522,758	-482,239
$M_{G2}^{np}$ , Н·м	0,391	0,741	1,086	1,422	1,748	2,061

На первом листе построены графики приведённых моментов в масштабах:

$$\mu_\varphi = 171,88 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_M = 0,05 \frac{\text{мм}}{\text{Н} \cdot \text{м}}; \quad \mu_{G_2^{np}} = 50 \frac{\text{мм}}{\text{Н} \cdot \text{м}};$$

### 1.6. Построение индикаторных диаграмм

На 1-ом листе строим зависимости  $p(S_B)$  и  $F(S_B)$ , найденные в предыдущем пункте, в масштабах:

$$\mu_{S_B} = 400 \frac{\text{мм}}{\text{м}}; \quad \mu_p = 5 \frac{\text{мм}}{\text{МПа}}; \quad \mu_F = 5 \frac{\text{мм}}{\text{кН}};$$

### 1.7. Построение графиков переменных приведённых моментов инерции второй группы звеньев

Дано:

- $m_1 = 10\text{кг}, m_2 = 3\text{кг}, m_3 = 4\text{кг};$
- $J_{1S} = 0,539\text{кг} \cdot \text{м}^2, J_{2S} = 0,049\text{кг} \cdot \text{м}^2.$

Приведенный момент инерции  $i$ -го звена механизма найдем из условия равенства кинетических энергий всех звеньев механизма и звена приведения, т.е. из закона сохранения кинетической энергии.

Для звена движущегося поступательно

$$J_i^{np} = m_i \left( \frac{V_{Si}}{\omega_1} \right)^2 = m_i \cdot V_{qi}^2 \quad (7)$$

При вращательном движении  $i$ -го звена вокруг неподвижной оси  $k$

$$J_i^{np} = J_{ik} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = J_{ik} \cdot \omega_{qi}^2, \quad (8)$$

Если на вращающемся  $i$ -м звене задан момент инерции  $J_{iS}$  относительно оси, проходящей через центр масс  $S_i$ , а последний не совпадает с осью вращения  $k$ , то

$$J_{ik} = J_{iS} + m_i \cdot l_{Sik}^2. \quad (9)$$

При плоскопараллельном движении

$$J_i^{np} = m_i \left( \frac{V_{Si}}{\omega_1} \right)^2 + J_{is} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 = m_i \cdot V_{qSi}^2 + J_{is} \cdot \omega_{qi}^2 \quad (10)$$

Тогда:

$$V_{qS3}(\phi) := V_{qB}(\phi)$$

$$J_{2np}(\phi) := m_2 \cdot V_{qS2}(\phi)^2 + J_{2S} \cdot \omega_{21}(\phi)^2$$

$$J_{3np}(\phi) := m_3 \cdot V_{qS3}(\phi)^2$$

Результаты расчёта приведённых переменных приведённых моментов приведены в таблице 1.7.

Таблица 1.7

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$J_2^{np}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,132	0,134	0,134	0,133	0,130	0,127	0,123
$J_3^{np}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,193	0,202	0,205	0,201	0,192	0,179	0,163

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$J_2^{np}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,119	0,115	0,111	0,108	0,105	0,3
$J_3^{np}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,145	0,127	0,11	0,095	0,081	0,069

Графики приведённых моментов инерции были построены на 1-ом листе в масштабах:

$$\mu_\varphi = 148,97 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_J = 140 \frac{\text{мм}}{\text{кг} \cdot \text{м}^2}$$

### 1.8. Построение графика суммарного приведённого момента

Момент суммарный приведенный высчитывается по формуле :

$$M_\Sigma^{np} = M_\partial^{np} + M_c^{np} + M_G^{np}; \quad (11)$$

В Mathcad это можно записать так

$$M_{\Sigma np}(\phi) := M_{npG2}(\phi) + M_{\partial np}(\phi) + M_{c np}(\phi)$$

Таблица 1.8 суммарный приведённый момент

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$M_\Sigma^{np}$ , Н·м	612,436	904,133	1162,393	1388,899	1586,578	1759,545	1912,862
							-742,718

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$M_\Sigma^{np}$ , Н·м	-946,283	-1146,602	-1345,717	-1545,717	-1746,885	-1951,228

На первом листе построен график суммарного приведённого момента в масштабах:

$$\mu_\varphi = 171,88 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_M = 0,05 \frac{\text{мм}}{\text{Н} \cdot \text{м}}$$

## 1.9. Построение графика суммарной приведённой работы

Суммарная приведённая работа получается интегрированием графика суммарного приведённого момента:

$$A_{\Sigma np}(\phi_1) := \int_{\phi_H}^{\phi_1} M_{\Sigma np}(\phi_1) d\phi_1$$

Результаты расчёта суммарной работы  $A_{\Sigma}^{np}$  приведены в таблице 1.9

Таблица 1.9

N пол $\phi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$A_{\Sigma}$ , Дж	0	66,419	156,827	268,37	398,396	544,56	704,922

N пол $\phi_1$	7	8	9	10	11	12
$A_{\Sigma}$ , Дж	631,194	539,859	431,109	304,968	161,345	0

Полученные значения соответствуют ограничениям, полученным ранее (пункт 1.4), то есть  $A_{\Sigma нач} = 0$  и  $A_{\Sigma кон} = 0$ .

На первом листе построим график суммарной работы в масштабах:

$$\mu_{\phi} = 148,97 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_A = 140 \frac{\text{мм}}{\text{Дж}}$$

## 1.10. Определяем суммарный приведённый момент инерции

Момент инерции суммарный приведённый механизма высчитывают по формуле:

$$J_{\Sigma}^{np} = J_1^{np} + J_2^{np} + J_3^{np} \quad (12)$$

где  $J_1^{np}$  – приведённый момент инерции первого звена;

$J_2^{np}$  – приведённый момент инерции второго звена;

$J_3^{np}$  – приведённый момент инерции третьего звена.

Приведённый момент инерции первого звена  $J_1^{np} = \text{const} = 0,539 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  по формуле (7).

$J_2^{np}$  и  $J_3^{np}$  были вычислены в пункте 1.7

Для вычисления в Mathcad можно записать:

$$J_{I np}(\phi) := J_{1S} = 0,539 \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 - \text{const}$$

$$J_{II np}(\phi) := J_{2 np}(\phi) + J_{3 np}(\phi)$$

$$J_{\Sigma np}(\phi) := J_{I np}(\phi) + J_{II np}(\phi)$$

Расчёт точек графика суммарно приведённого момента приведён в таблице 1.10.

Таблица 1.10

N пол $\phi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$J_{\Sigma}^{np}$ , кг · м <sup>2</sup>	0,865	0,875	0,878	0,873	0,862	0,845	0,825

N пол $\phi_1$	7	8	9	10	11	12
$J_{\Sigma}^{np}$ , кг · м <sup>2</sup>	0,803	0,782	0,761	0,742	0,725	0,711



На 1-ом листе был построен график суммарного приведённого момента инерции в масштабах:

$$\mu_{\varphi} = 148,97 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_J = 140 \frac{\text{мм}}{\text{кг} \cdot \text{м}^2}$$

### 1.11. Находим угловую скорость первого звена и строим её график

Из [2] мы знаем, что есть простая формула для вычисления скорости:

$$\omega_1(\phi) := \sqrt{\frac{2 \cdot A_{\Sigma np}(\phi)}{J_{\Sigma np}(\phi)}}$$

Результаты расчёта угловой скорости приведены в таблице 1.11

Таблица 1.11

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$\omega_1, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	0	12,318	18,901	24,795	30,41	35,9	41,337

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$\omega_1, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	39,64	37,17	33,668	28,677	21,098	0

На первом листе был построен график угловой скорости в зависимости от положения угла  $\phi_1$  в масштабах:

$$\mu_{\omega} = 171,88 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}; \quad \mu_{\omega} = 2,6 \frac{\text{мм}}{\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}}$$

### 1.12. Определяем угловое ускорение звена в каждой точке

Из [2] мы знаем простую формулу для этого:

$$\varepsilon_1(\phi_1) := \frac{M_{\Sigma np}(\phi_1)}{J_{\Sigma np}(\phi_1)} - \frac{\omega_1(\phi_1)^2}{2 \cdot J_{\Sigma np}(\phi_1)} \cdot \frac{d}{d\phi_1} J_{\Sigma np}(\phi_1)$$

Результаты расчёта углового ускорения приведены в таблице 1.12

Таблица 1.12

N пол $\varphi_1$	0	1	2	3	4	5	6
$\varepsilon_1, \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$	707,752	1026,420	1327,026	1624,637	1929,024	224,268	2569,008
							-651,589

N пол $\varphi_1$	7	8	9	10	11	12
$\varepsilon_1, \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$	-931,059	-1249,092	-1598,187	-1969,904	-2355,076	-2745,729

### 1.13. Построение графика $t(\phi_1)$

Угловая скорость звена 1 высчитывается по формуле:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}. \quad (13)$$

Выражая из этой формулы дифференциал времени и интегрируя левую и правую часть в пределах от начального момента времени до текущего, получаем

$$t - t_n = \int_{\varphi_n}^{\varphi} \frac{1}{\omega_1} d\varphi_1. \quad (14)$$

Принимая за начало отсчета  $t_n = 0$ , получаем зависимость времени движения механизма от координаты звена привода  $\varphi_1$ . График времени в функции обобщенной координаты получаем методом графического интегрирования обратной функции, изложенным в [2]. Полученный масштаб кривой зависимости времени вычисляется по формуле:

$$\mu_t = \frac{\mu_\varphi \cdot K}{\mu_\omega}, \text{ мм/с.}$$

$$K = 50 \text{ мм;}$$

$$\mu_\varphi = 171,88 \frac{\text{мм}}{\text{рад}};$$

$$\mu_\omega = 2,6 \frac{\text{мм}}{\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}}$$

Тогда:  $\mu_t = 3305,39 \frac{\text{мм}}{\text{с}}$

Схема построения приведена на рисунке 1.13

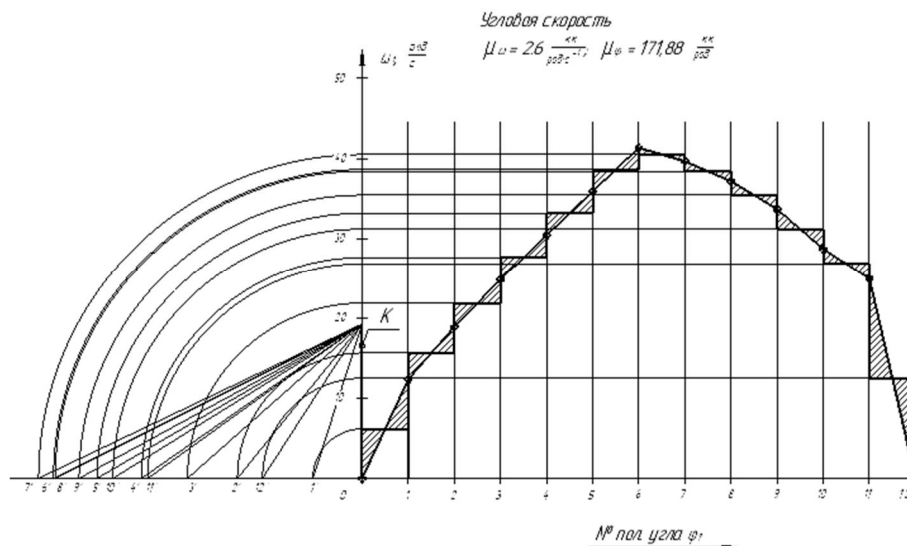


Рис 1.13

## 2. Силовой расчёт

Исходные данные:

$$\varphi_1 = 70,523^\circ; \varphi_1 = 82,067^\circ; l_{OA} = 0,203\text{м}; l_{AB} = 0,242\text{м}; \lambda_{S2} = 0,32; e = 0,08\text{м};$$

$$J_{1S} = 0,539\text{кг} \cdot \text{м}^2; J_{2S} = 0,049\text{кг} \cdot \text{м}^2; F_d = 9,48\text{кН};$$

$$m_1 = 10\text{кг}; m_2 = 3\text{кг}; m_3 = 4\text{кг}; M_c = 980,7\text{Н} \cdot \text{м}$$

$$\omega_1 = 18,901 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \varepsilon_1 = 1327,026 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2};$$

### 2.1. Построение кинематической схемы механизма

Вычерчиваем на втором листе кинематическую схему в том же масштабе, что и на первом:

$$\mu_l = 400 \frac{\text{мм}}{\text{м}}$$

### 2.2. Построение плана скоростей

Выбранный масштаб плана скоростей  $\mu_v = 50 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$

Скорость точки А можно найти по формуле из [3]:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 18,901 \cdot 0,203 = 3,837 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для точки В из [5]:  $\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}$

Строим план скоростей и находим неизвестные составляющие.

Тогда скорость точки В:

$$V_B = \frac{P_V b}{\mu_V} = \frac{213,82}{50} = 4,276 \text{ м/с}$$

где  $P_V b$  - длина отрезка, взятого с графического листа 2 и соответствующего  $V_B$ .

Скорость точки В вокруг А:

$$V_{BA} = \frac{ab}{\mu_V} = 1,44 \text{ м/с}.$$

Скорость центра масс второго звена:

На отрезке  $ba$  отложим отрезок  $as_2$  пропорциональный  $AS_2$  на схеме механизма

$\lambda_{s2} := 0.32$  - относительное положение ЦМ на шатуне

$$as_2 := \lambda_{s2} \cdot ba = 23.034 \text{ мм}$$

Откуда

$$P_V s_2 := 196.17 \text{ мм} \quad V_{S2} := \frac{P_V s_2}{\mu_V} = 3.923 \text{ м/с}$$

Угловая скорость второго звена:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1,44}{0,242} = 5,949 \text{ рад/с}$$

### 2.3. Построение плана ускорений

Для нахождения ускорений центров масс звеньев и угловых ускорений звеньев, необходимо построить план ускорений механизма. Выбираем масштаб ускорений

$$\mu_a = 0,8 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}$$

Определяем ускорение точки А:

$$\underline{\underline{a_A}} = \underline{\underline{a_A^n}} + \underline{\underline{a_A^\tau}}$$

Нормальное ускорение точки А:

$$a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 18,901^2 \cdot 0,203 = 72,521 \text{ м/с}^2.$$

Тангенциальное ускорение:

$$a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 1327,026 \cdot 0,203 = 269,386 \text{ м/с}^2.$$

Полное ускорение точки А:

$$a_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2} = \sqrt{72,521^2 + 269,386^2} = 278,977 \text{ м/с}^2$$

Ускорение точки В:

$$\underline{\underline{a_B}} = \underline{\underline{a_A}} + \underline{\underline{a_{BA}^n}} + \underline{\underline{a_{BA}^\tau}}$$

Нормальное ускорение точки В вокруг А:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 5,949^2 \cdot 0,242 = 8,564 \text{ м/с}^2.$$

По плану ускорений находятся неизвестные составляющие:

$$a_B = a_{S3} = \frac{P_a b'}{\mu_a} = 298,913 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^\tau = \frac{n_{ba} b'}{\mu_a} = 28,6 \text{ м/с}^2$$

$$a_{S2} = \frac{P_a s_2'}{\mu_a} = 285,175 \text{ м/с}^2$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}} = \frac{28,6}{0,242} = 118,182 \text{ рад/с}^2$$

## 2.4. Определение сил инерции

Силы инерции определяются по формуле

$$\overline{\Phi}_i = -m_i \cdot \overline{a}_{Si} \quad (15)$$

откуда получаем

$$\Phi_1 = 10 \cdot 0 = 0 \text{ Н}$$

$$\Phi_2 = 3 \cdot 285,175 = 855,525 \text{ Н}$$

$$\Phi_3 = 4,0 \cdot 298,913 = 1195,65 \text{ Н}$$

## 2.5. Определение главных моментов сил инерции

Для определения сил инерции, воспользуемся формулой

$$M_{\Phi i} = J_{Si} \cdot \varepsilon_i \quad (16)$$

Для звеньев механизма получаем

$$M_{\Phi 1} = J_{1S} \cdot \varepsilon_1 = 0,539 \cdot 1327,026 = 715,778 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Phi 2} = J_{2S} \cdot \varepsilon_2 = 0,049 \cdot 118,182 = 5,795 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Phi 3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

## 2.6. Звено 3 – находим плечо h

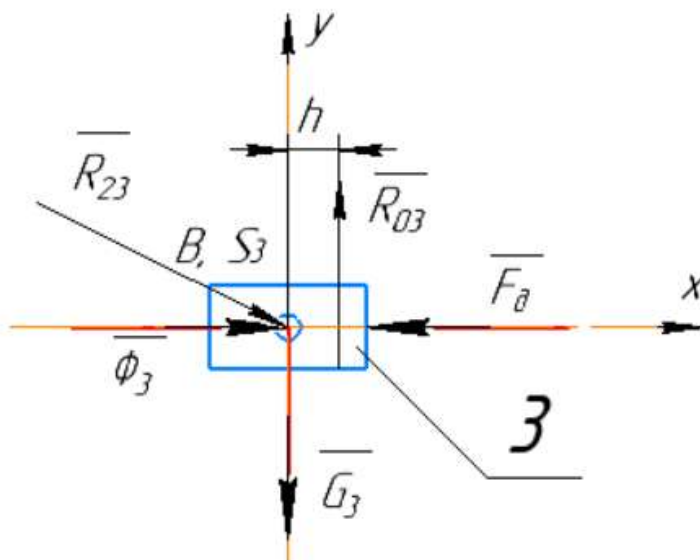


Рис 2.6

$$\Sigma M_B = R_{O3} \cdot h = 0 \quad \Rightarrow \quad h = 0$$

## 2.7. Группа звеньев 3-2

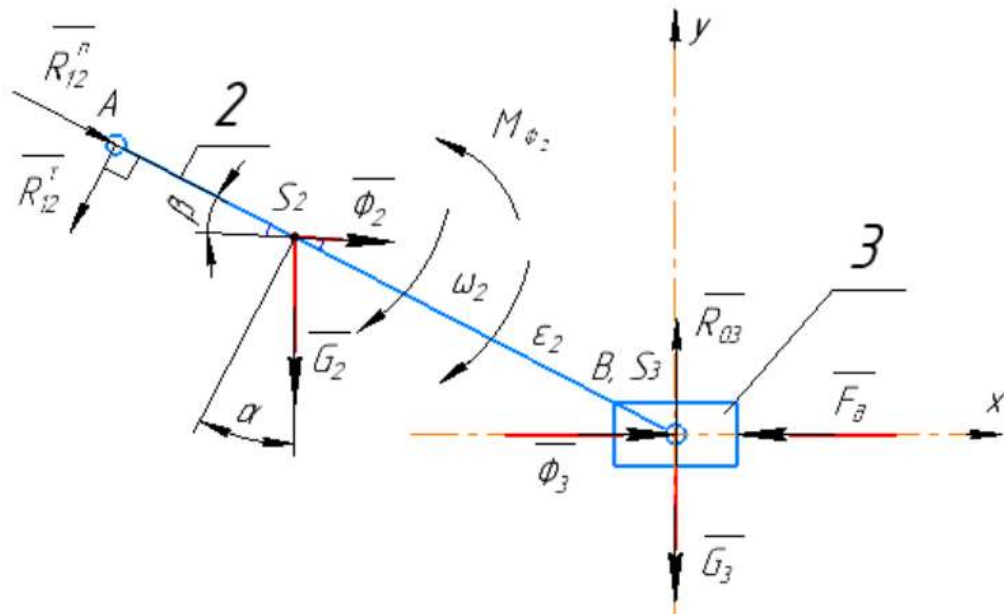


Рис 2.7

$$\alpha := 27.4^\circ \quad \beta := 24.47^\circ \quad F_B := 9483 \quad H$$

Сумма моментов относительно точки В

$$\Sigma M_B = M(R_{12}^\tau) + M(G_2) + M(\Phi_2) + M_{\Phi_2} = 0$$

Можно найти тангенсальную реакцию звена 1 на звено 2

Находим приближения

$$R_{12\tau} := 0$$

$$\Sigma M_B = R_{12\tau} \cdot l_{AB} + G_2 \cdot l_{S2B} \cdot \cos(\alpha) - \Phi_2 \cdot l_{S2B} \cdot \sin(\beta) + M_{\Phi_2} = 0$$

$$R_{12\tau} := \text{Find}(R_{12\tau})$$

$$R_{12\tau} = 199.265 \quad H$$

Дальше из плана сил построенного в масштабе:

$$\mu_F = 0,02 \frac{\text{мм}}{H}$$

$$2) \Sigma F_i = \underline{\underline{R_{12}^\tau}} + \underline{\underline{R_{12}^n}} + \underline{\underline{R_{03}}} + \underline{\underline{\Phi_2}} + \underline{\underline{\Phi_3}} + \underline{\underline{G_2}} + \underline{\underline{G_3}} + \underline{\underline{F_B}} = 0$$

Находим:

$$R_{12r} \cdot \mu_F = 3.985 \quad \text{мм}$$

$$\Phi_2 \cdot \mu_F = 17.111 \quad \text{мм}$$

$$\Phi_3 \cdot \mu_F = 23.913 \quad \text{мм}$$

$$G_2 \cdot \mu_F = 0.588 \quad \text{мм}$$

$$G_3 \cdot \mu_F = 0.785 \quad \text{мм}$$

$$F_{\partial} \cdot \mu_F = 189.66 \quad \text{мм}$$

$$l_{R12n} := 169.52 \quad \text{мм} \quad \Rightarrow \quad R_{12n} := \frac{l_{R12n}}{\mu_F} = 8476 \quad \text{Н}$$

$$R_{12} := \sqrt{R_{12n}^2 + R_{12r}^2} = 8478.342 \quad \text{Н}$$

$$l_{R03} := 83.8 \quad \text{мм} \quad \Rightarrow \quad R_{03} := \frac{l_{R03}}{\mu_F} = 4190 \quad \text{Н}$$

2.8. Звено 3 находим  $R_{23}$

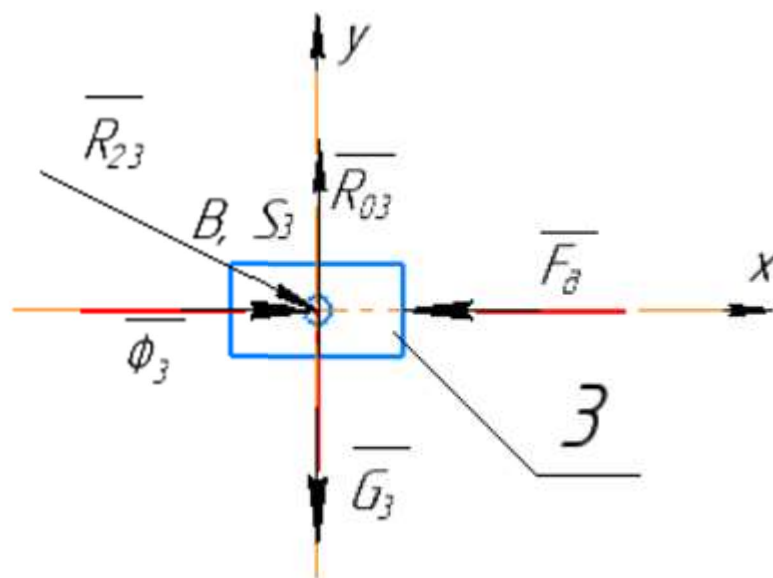


Рис 2.8

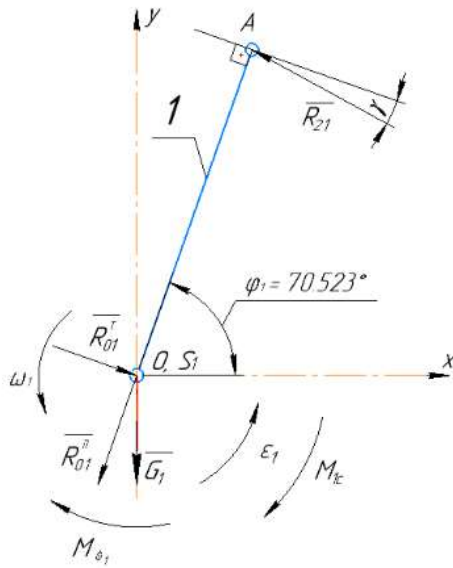
$$\sum \underline{\underline{F_i}} = \underline{\underline{G_3}} + \underline{\underline{\Phi_3}} + \underline{\underline{R_{03}}} + \underline{\underline{F_{\partial}}} + \underline{\underline{R_{23}}} = 0$$

Из плана сил ( $\mu_F = 0,02 \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$ ) находим реакцию  $R_{23}$

$$l_{R23} := 185.46 \quad \text{мм}$$

$$R_{23} := \frac{l_{R23}}{\mu_F} = 9273 \quad \text{Н}$$

## 2.9. Первичный механизм



$$G_1 := m_1 \cdot g = 98.07 \quad H$$

$$R_{21} := R_{12} = 8478.342 \quad H$$

$$l_{OA} = 0.203 \quad MM$$

$$\gamma := 9.27^\circ$$

$$M_{\phi 1} = 715.778 \quad H \cdot M$$

Рис 2.9

В системе сил, действующих на начальное звено, учитывают, что центр масс  $S_1$  начального звена совпадает с центром неподвижной вращательной пары  $O$ . Кроме того, на начальное звено в шарнире  $A$  со стороны отброшенного звена 2 действует реакции  $R_{21}$ . Эта реакция известна, так была получена в ходе предварительного анализа группы, связанной с начальным звеном. В паре  $O$  действует реакция  $R_{01}$  со стороны отброшенной стойки. Никаких других внешних сил на начальное звено, больше не действуют. Следовательно, кроме этой реакции из внешних воздействий остаются только сила тяжести  $G_1$  и момент сил инерции  $M_{\phi 1}$ . Кроме них для обеспечения равновесия начального звена необходимо продолжить неизвестный заранее внешний уравнивающий момент  $M_{yp}$ . В нашем случае это  $M_{1c}$ .

Строим план сил в масштабе  $\mu_F = 0,02 \frac{MM}{H}$ .

$$G_1 \cdot \mu_F = 1.961 \quad MM$$

$$R_{21} \cdot \mu_F = 169.567 \quad MM$$

$$\parallel \sum F_i = \underline{\underline{R_{21}}} + \underline{\underline{R_{01}^{\tau}}} + \underline{\underline{R_{01}^{\eta}}} + \underline{\underline{G_1}} = 0$$

Из плана сил по выражению выше находим:

$$l_{R_{01\tau}} := 167.05 \quad \Rightarrow \quad R_{01\tau} := \frac{l_{R_{01\tau}}}{\mu_F} = 8352.5 \quad H$$

$$l_{R_{01n}} := 26.49 \quad MM \quad \Rightarrow \quad R_{01n} := \frac{l_{R_{01n}}}{\mu_F} = 1324.5 \quad H$$

$$R_{01} := \sqrt{R_{01\tau}^2 + R_{01n}^2} = 8456.864 \quad H$$

Теперь по уравнению моментов относительно точки О:

$$2) \sum M_O = M(R_{21}) + M_{\phi_1} + M_{1c} = 0$$

Настройка уравнения

$$M_{1c} := 0$$

$$\sum M_B = R_{21} \cdot \cos(\gamma) \cdot l_{OA} - M_{\phi_1} - M_{1c} = 0$$

$$M_{1c} := \text{Find}(M_{1c})$$

$$R_{21} \cdot \cos(\gamma) \cdot l_{OA} = 1698.626 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\phi_1} = 715.778 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{1c} = 982.848 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad M_c = 980.7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тогда погрешность наших расчётов:

$$\Delta M_c := \frac{|M_c - M_{1c}|}{M_c} \cdot 100 = 0.219 \%$$

Результаты силового расчёта представлены в таблице 2

Таблица 2

Кинематическая пара	$O_{12}$	$A_{12}$	$B_{3c\phi}$	$B_{24}$
Реакции в КП, кН	$R_{01} = 8,46$	$R_{12} = 8,48$	$R_{23} = 9,27$	$R_{03} = 4,19$
Угловая координата, град	$\varphi_{01} = 331,81$	$\varphi_{12} = 331,25$	$\varphi_{23} = 333,33$	$\varphi_{03} = 90$
Реактивный момент, Нм	—	—	—	$M_{03} = 0$
Уравновешивающий момент, Нм	$M_{1c} = 982,848$	—	—	—

### 3. Проектирование зубчатых механизмов

#### 3.1. Исходные данные для проектирования

Таблица 3.1

Число зубьев шестерни $z_1$	$z_1$	-	12
Число зубьев колеса $z_6$	$z_2$	-	18
Модуль зубчатых колес	$m$	мм	2,5
Параметры исходного производящего контура	$\alpha_*$	град	20
	$h_\alpha$	-	1
	$c^*$	-	0,25
Угол наклона линии зубьев	$\beta$	град	0



### 3.2. Геометрический расчет эвольвентной зубчатой передачи.

#### Геометрические параметры

Коэффициенты суммы смещений:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 \quad (17)$$

Угол зацепления передачи определяется по формуле:

$$\text{inv}\alpha_W = \text{inv}\alpha + \frac{2 \cdot x_{\Sigma} \text{tg}\alpha}{z_1 + z_2} \quad (18)$$

Межосевые расстояния  $a_W$  для положительной зубчатой передачи:

$$a_W = \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W} \quad (19)$$

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = z_1 \cdot m; \quad d_2 = z_2 \cdot m \quad (20)$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1} = m \cdot z_1 \cos \alpha; \quad d_{b2} = m \cdot z_2 \cos \alpha \quad (21)$$

Начальные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{W1} = 2 \cdot a_W \cdot \frac{1}{u_{21} + 1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{\cos \alpha_W}; \quad d_{W2} = 2 \cdot a_W \cdot \frac{u_{21}}{u_{21} + 1} = \frac{m z_2 \cos \alpha}{\cos \alpha_W} \quad (22)$$

Коэффициенты воспринимаемого смещения:

$$y = \frac{(a_W - a)}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W} - 1 \right) \quad (23)$$

Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y \quad (24)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m, \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m \quad (25)$$

Диаметры впадин шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m, \quad d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m \quad (26)$$

Высота зубьев колес:

$$h = h_1 = h_2 = (2 \cdot h_a^* + c^* - \Delta y) \cdot m \quad (27)$$

Толщины зубьев шестерни и колеса по дугам делительных окружностей:

$$S_1 = \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \text{tg}\alpha \right) \cdot m, \quad S_2 = \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \text{tg}\alpha \right) \cdot m \quad (28)$$

Углы профиля зуба в точке на окружности вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left( \frac{d_1 \cdot \cos \alpha}{d_a} \right), \quad \alpha_{a2} = \arccos \left( \frac{d_2 \cdot \cos \alpha}{d_a} \right) \quad (29)$$

Толщины зубьев по окружности вершин:

$$S_{a1} = m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \text{tg}\alpha - z_1 \cdot (\text{inv}\alpha_{a1} - \text{inv}\alpha) \right),$$

$$S_{a2} = m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \text{tg}\alpha - z_2 \cdot (\text{inv}\alpha_{a2} - \text{inv}\alpha) \right). \quad (30)$$

#### Качественные показатели

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} \cdot (\text{tg}\alpha_{a1} - \text{tg}\alpha_W) + \frac{z_2}{2\pi} \cdot (\text{tg}\alpha_{a2} - \text{tg}\alpha_W) \quad (31)$$

Коэффициенты удельного скольжения:

$$\lambda_1 = z_2 \cdot \frac{\text{tg}\alpha_{a2} - \text{tg}\alpha_W}{(z_1 + z_2)\text{tg}\alpha_W - z_2 \cdot \text{tg}\alpha_{a2}} \cdot \left( 1 + \frac{z_1}{z_2} \right), \quad \lambda_2 = z_1 \cdot \frac{\text{tg}\alpha_{a1} - \text{tg}\alpha_W}{(z_1 + z_2)\text{tg}\alpha_W - z_1 \cdot \text{tg}\alpha_{a1}} \cdot \left( 1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \quad (32)$$

Коэффициент удельного давления:

$$g = \frac{m}{a_w \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{(u_{12} + 1)^2}{u_{12}} = \frac{2 \cdot (z_1 + z_2)}{z_1 \cdot z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \alpha} \quad (33)$$

### 3.3. Выбор коэффициента смещения по качественным показателям

Исходные данные вводят в программу ZUB, которая производит расчет 12 передач, в которых  $x_1$  назначается с шагом 0,1 в пределах от 0...1,1.

Коэффициент смещения  $x_2$  назначен в соответствии с ГОСТ 16532-81 и равен  $x_2 = 0,5$ .

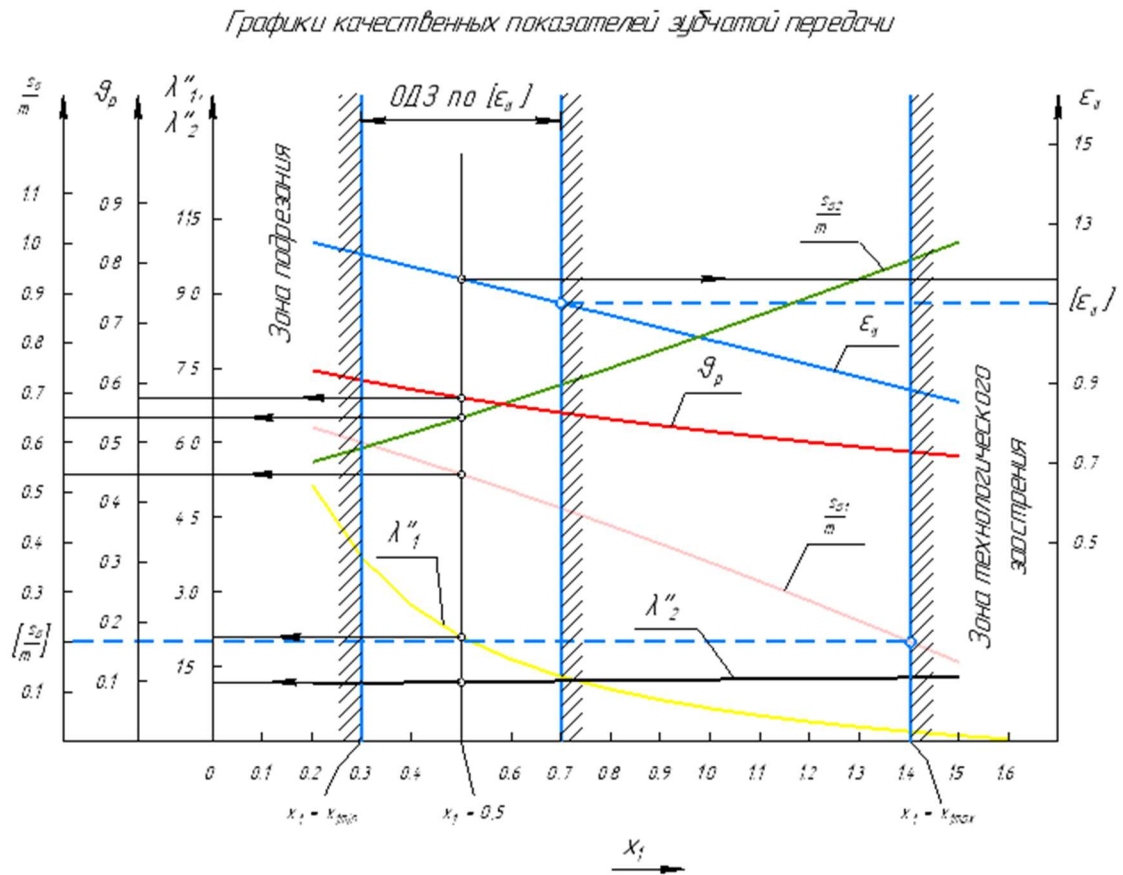
Результаты расчета по программе ZUB приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

$x_1$	x1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$Y$	y	0,450	0,533	0,614	0,693	0,771	0,848
$\Delta y$	dy	0,050	0,067	0,086	0,107	0,129	0,152
$r_{w1}$	rw1	15,450	15,533	15,614	15,693	15,771	15,848
$r_{w2}$	rw2	23,184	23,308	23,429	23,548	23,665	23,781
$a_w$	aw	38,634	38,840	39,043	39,241	39,437	39,629
$r_{a1}$	ra1	17,374	17,581	17,784	17,983	18,178	18,371
$r_{a2}$	ra2	26,124	26,081	26,034	25,983	25,928	25,871
$r_{f1}$	rf1	11,875	12,125	12,375	12,625	12,875	13,125
$r_{f2}$	rf2	20,625	20,625	20,625	20,625	20,625	20,625
$H$	h	5,499	5,456	5,409	5,358	5,303	5,246
$s_1$	s1	3,927	4,109	4,291	4,473	4,655	4,837
$s_2$	s2	4,837	4,837	4,837	4,837	4,837	4,837
$\alpha_{wt}$	alfwt	24,151	24,827	25,467	26,075	26,654	27,208
$s_{a1}$	sa1	1,723	1,652	1,578	1,502	1,423	1,342
$s_{a2}$	sa2	1,277	1,337	1,403	1,473	1,548	1,626
$\varepsilon_\alpha$	ealf	1,315	1,284	1,253	1,223	1,192	1,162
$\varepsilon_\gamma$	egam	1,315	1,284	1,253	1,223	1,192	1,162
$\lambda_1$	lam1	21,443	8,867	5,356	3,701	2,734	2,098
$\lambda_2$	lam2	1,134	1,150	1,162	1,174	1,185	1,196
$\theta$	teta	0,660	0,639	0,621	0,604	0,589	0,575
$x_1$	x1	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
$Y$	y	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1
$\Delta y$	dy	0,924	0,999	1,073	1,146	1,219	1,290
$r_{w1}$	rw1	0,176	0,201	0,227	0,254	0,281	0,310
$r_{w2}$	rw2	15,924	15,999	16,073	16,146	16,219	16,290
$a_w$	aw	23,894	24,007	24,118	24,227	24,336	24,443
$r_{a1}$	ra1	39,819	40,006	40,191	40,373	40,554	40,734
$r_{a2}$	ra2	18,560	18,748	18,933	19,115	19,296	19,476
$r_{f1}$	rf1	25,810	25,748	25,683	25,615	25,546	25,476
$r_{f2}$	rf2	13,375	13,625	13,875	14,125	14,375	14,625
$H$	h	20,625	20,625	20,625	20,625	20,625	20,625
$s_1$	s1	5,185	5,123	5,058	4,990	4,921	4,851
$s_2$	s2	5,019	5,201	5,383	5,565	5,747	5,929
$\alpha_{wt}$	alfwt	4,837	4,837	4,837	4,837	4,837	4,837
$s_{a1}$	sa1	27,739	28,249	28,741	29,215	29,674	30,118
$s_{a2}$	sa2	1,258	1,172	1,083	0,993	0,900	0,804
$\varepsilon_\alpha$	ealf	1,707	1,790	1,876	1,963	2,051	2,141

$x_1$	x1	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
$\varepsilon_\gamma$	egam	1,131	1,100	1,070	1,039	1,008	0,977
$\lambda_1$	lam1	1,131	1,100	1,070	1,039	1,008	0,977
$\lambda_2$	lam2	1,648	1,310	1,048	0,838	0,665	0,521
$\theta$	teta	1,207	1,217	1,227	1,237	1,247	1,256

На основе полученных данных на графическом листе 3 были построены графики изменения величин качественных показателей в зависимости от коэффициента смещения  $x_1$  (рис.3).



**Рис 3**

Выбираем термообработку зубчатой передачи – улучшение. Тогда допустимое значение относительной толщины зубьев по окружности вершин  $\left[\frac{S_a}{m}\right] = 0,2$ . Степень точности колес берется 8-я. Тогда допустимый коэффициент перекрытия можно взять равным  $[\varepsilon_\alpha] = 1,1$ .

С учетом равномерного износа колес, условия подреза и отсутствия заострения зубьев, коэффициент смещения выбирается равным  $x_1 = 0,5$ .

### 3.4. Результаты расчета зубчатой передачи

Таблица 3.4

Параметр	Обозначение	Идентификатор	Числовое значение
Число зубьев шестерни	$z_1$	z1	12
Число зубьев колеса	$z_2$	z2	18
Модуль	$m$	m	2,5
Радиальный зазор	$C \cdot m$	c*m	0,625
Смещение исх. контура	$x_2 \cdot m$	x2*m	1,250
Радиусы делительных окружностей	$r_1$	r1	15,000
	$r_2$	r2	22,500
Радиусы основных окружностей	$r_{b1}$	rb1	14,095
	$r_{b2}$	rb2	21,143
Радиус скругления основания ножки зуба	$\rho_f$	ro	0,950
Шаг торцовый	$p_t$	pt	7,850
Шаги по хордам	$p_1$	p1x	7,765
	$p_2$	p2x	7,814
Толщина зуба исх. контура	$s_0$	so	3,925
Смещение исх. контура	$x_1 \cdot m$	x1*m	1,250
Воспринимаемое смещение	$y_1 \cdot m$	y1*m	2,120
Уравнительное смещение	$\Delta y \cdot m$	dy*m	0.380
Радиусы начальных окружностей	$r_{w1}$	rw1	15,848
	$r_{w2}$	rw2	23,781
Межосевое расстояние	$a_w$	aw	39,629
Радиусы окружностей вершин	$r_{a1}$	ra1	18,371
	$r_{a2}$	ra2	25,871
Радиусы окружностей впадин	$r_{f1}$	rf1	13,125
	$r_{f2}$	rf2	20,625
Высота зубьев колеса	$h$	h	5,246
Толщина зубьев по делительной окружности	$s_1$	s1	4,837
	$s_2$	s2	4,837
Угол зацепления передачи	$\alpha_{wt}$	alfwt	27,208
Толщина зубьев по дугам окружностей вершин	$s_{a1}$	sa1	1,342
	$s_{a2}$	sa2	1,626

### 3.5. Построение станочного и зубчатого зацеплений

Масштаб на чертеже выбран  $\mu_l = 10000^{мм}/м$ .

На графическом листе 3 приведено построение станочного зацепления и передачи, а также графики качественных показателей зубчатой передачи в функции смещения исходного производящего контура.

Профиль зуба шестерни образуется как огибающая ряда положений исходного производящего контура реечного инструмента в станочном зацеплении. Такое образование профиля отражает реальный процесс изготовления колеса на станке. При этом эвольвентная часть профиля зуба образуется прямолинейной частью реечного производящего исходного контура, а переходная кривая профиля зуба – закругленным участком.

Для построения станочного зацепления используется метод обращенного движения (из [2]). Шестерня рассматривается как неподвижное звено. Рейка, совершая сложное движение, обкатывает шестерню.

Для построения профиля зуба колеса используем способ образования эвольвенты при перекатывании производящей прямой по основной окружности.

Для указанных построений поставлены основные размеры.

На чертежах зубчатого и станочного зацеплений показаны активные участки зубьев, нагруженные контактными напряжениями.

### 3.6. Проектирование планетарного редуктора

#### Исходные данные

Однорядный планетарный редуктор. Число сателлитов  $K=3$ . Передаточное отношение редуктора

$$U_{15-} = \frac{\omega_{15}}{\omega_7} = 5,5.$$

где  $\omega_{15}$  – угловая скорость входного звена редуктора;

$\omega_7$  – угловая скорость выходного звена редуктора (угловая скорость водила).

Согласно табличным данным: диапазон  $U = 2,8 \div 8$ ,  $KПД = 0,99 \div 0,97$  .(из [2])

#### Расчет числа зубьев колес.

Расчет производится по стандартной методике изложенной в [2].  
При проектировании нужно использовать ниже перечисленные условия.

1. Передаточное отношение должно соответствовать заданному:

$$U_{15-H} = 1 + \frac{z_{17}}{z_{15}}$$

2. Условие соосности:

$$z_{15} + z_{16} = z_{17} - z_{16}$$

3. Условие отсутствия подрезания

$$\begin{aligned} z &\geq z_{min} = 17 \\ z_{17} &\geq z_{max} = 85 \\ z_{17} - z_{16} &\geq 8 \end{aligned}$$

4. Условие соседства:

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{z_{16} + 2h_a^*}{z_{15} + z_{16}}$$

5. Условие сборки:

$$\frac{z_{15}U}{k}(1 + k\Pi) = \Pi$$

где  $k$  – число сателлитов;  $\Pi = 0, 1, 2, \dots$  - произвольное дополнительное число оборотов водила при сборке;  $\Pi$  – любое целое число;

Также при проектировании следует учитывать условие наименьших габаритов и сумму чисел зубьев – косвенно определяющую массу и трудоемкость изготовления.

Вычисляем число зубьев колёс при помощи программы написанной на Python3.8 по алгоритму изложенному [2]

## Текст программы:

```
import math as m # импортируем математическую библиотеку, для использования sin

k      = 3      # заданное число сателитов
U15_h  = 5.5    # заданное передаточное отношение
Zmin   = 3      # минимальное число зубьев
Zmax   = 200    # максимальное число зубьев
EPS    = 0.01   # погрешность 1%

# для 17-го колеса колеса есть дополнительное ограничение >= 85
# так как
ha = 1.0
for Z17 in range(85, Zmax+1):
    # число зубьев в колесе Z16 меньше чем в Z17 минимум на 8 и больше
    for Z16 in range(Zmin, Z17-8+1):
        # вычисляем число зубьев колеса Z15 по условию соосности
        #  $Z15 + Z16 = Z17 - Z16$ 
        Z15 = Z17 - 2*Z16
        # если получившееся число зубьев меньше нуля
        if Z15 <= 0:
            # то ищем другое значение Z16
            continue

        # вычисляем передаточное отношение
        # ВНУТРЕННЕ зацепление - знак ПЛЮС
        U = 1 + Z17/Z15
        # вычисляем погрешность вычисления U на этой итерации
        CUR_EPS = abs(U15_h-U)/U15_h
        if CUR_EPS > EPS:
            # текущая погрешность - БОЛЬШЕ заданной - НЕ ПОДХОДИТ
            # продолжаем цикл для колеса Z16
            continue

    # Здесь мы точно уложились в погрешность

    # проверка на условие сборки
    # число оборотов P - берём из отрезка [0, 99]
    for P in range(100):
        C = (Z15*U/k)*(1+k*P)

        # если C равно целой своей части,
        # то C - целое число
        if C == int(C):
            # Приведём C к целому
            C = int(C)
            break
        else:
            # если не нашли целое C, то берем следующее число зубьев Z16
            continue

    # Здесь мы точно нашли целое C

    # Проверка по условию соседства
    if m.sin(m.pi/k) <= (Z16+2*ha)/(Z15+Z16):
        # не прошли проверку - берём следующее число зубьев Z16
        continue

    # Здесь мы прошли все проверки - можно выводить найденные значения
    print(f'Z15 = {Z15}; Z16 = {Z16}; Z17 = {Z17}; U = {U:.3f}; P = {P}; C = {C}'; EPS =
{CUR_EPS*100:.3f})

    # Предлагаем пользователю продолжить искать новые зубья или остановиться
    answer = input('Продолжить[y/n]?')
    while not answer or answer[0].lower() not in ('y', 'n'):
        answer = input('Продолжить[y/n]?')
    if answer[0].lower() == 'n':
        print("До свидания")
        exit(0)
```

### Вывод программы:

Z15 = 24; Z16 = 42; Z17 = 108; U = 5.500; P = 0; C = 44; EPS = 0.000%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 25; Z16 = 44; Z17 = 113; U = 5.520; P = 0; C = 46; EPS = 0.364%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 26; Z16 = 46; Z17 = 118; U = 5.538; P = 0; C = 48; EPS = 0.699%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 33; Z16 = 57; Z17 = 147; U = 5.455; P = 0; C = 60; EPS = 0.826%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 34; Z16 = 59; Z17 = 152; U = 5.471; P = 0; C = 62; EPS = 0.535%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 35; Z16 = 61; Z17 = 157; U = 5.486; P = 0; C = 64; EPS = 0.260%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 36; Z16 = 63; Z17 = 162; U = 5.500; P = 0; C = 66; EPS = 0.000%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 37; Z16 = 65; Z17 = 167; U = 5.514; P = 0; C = 68; EPS = 0.246%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 38; Z16 = 67; Z17 = 172; U = 5.526; P = 0; C = 70; EPS = 0.478%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 39; Z16 = 69; Z17 = 177; U = 5.538; P = 0; C = 72; EPS = 0.699%  
Продолжить[y/n]?y  
Z15 = 40; Z16 = 71; Z17 = 182; U = 5.550; P = 0; C = 74; EPS = 0.909%  
Продолжить[y/n]?y  
Конец программы. До Свидания

Видим, что нам идеально подходят два варианта с нулевой погрешностью

Z15 = 24; Z16 = 42; Z17 = 108; U = 5.500; P = 0; C = 44; EPS = 0.000%  
И  
Z15 = 36; Z16 = 63; Z17 = 162; U = 5.500; P = 0; C = 66; EPS = 0.000%

Выбираем самый первый вариант, так как в нём меньшее количество зубьев

Получаем, что  $z_{15} = 24$ ,  $z_{16} = 42$ ,  $z_{17} = 108$

Проверка условия соседства:

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{24 + 2 * 1.0}{24 + 42} = 0,393 < 0,866$$

Условие выполняется. Соседство спутников обеспечено.

Проверка условия сборки:

$$\frac{24 \cdot 5,5}{3} (1 + 3P) = C = 44 + 132P$$

Условие сборки выполняется. Сборка возможна.

На графическом листе 3 показана схема и проведен графический расчет передаточного отношения планетарного редуктора.

$$U_{15-h} = \frac{\omega_{15}}{\omega_7} = \frac{tg\phi_{15}}{tg\phi_h} = \frac{AA'}{AA''} = \frac{110}{20} = 5,5$$

## 4. Проектирование кулачкового механизма

На 4-м листе производится проектирование кулачкового механизма. Ведущее звено – плоский вращающийся кулачек, ведомое – совершающий возвратно-вращательное движение роликовый толкатель. В качестве обобщенной координаты принимается угол поворота кулачка. Закон изменения ускорения толкателя приведен в техническом задании в виде графика. Кроме того, определены следующие исходные данные:

Таблица 4.1

Число оборотов кулачка	$n$	об/мин	450
Угол рабочего профиля кулачка	$\delta_{\text{раб}}$	град	155
Перемещение толкателя (перемещение точки В).	$h$	м	0,032
Длина рычага толкателя	$l_{BC}$	м	0,100
Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\theta]$	град	35

#### 4.1. Построение кинематических диаграмм движения кулачка и расчет масштабов построения

Путем последовательного графического интегрирования заданной функции изменения ускорения толкателя получаем графики скорости и перемещения толкателя. При графическом интегрировании были выбраны отрезки интегрирования  $K_1 = K_2 = 40\text{мм}$ . По графику перемещения толкателя определяем максимальное значение перемещения, которое в данном случае равно  $y_{SB}^{\text{max}}$  мм, что соответствует ходу толкателя  $h = 0,032\text{м}$ . Исходя из полученного результата, находим масштаб графика перемещения толкателя:

$$\mu_s = \frac{y_{SB}^{\text{max}}}{h} = \frac{60,02}{0,032} = 1875,63 \frac{\text{мм}}{\text{м}}$$

Масштаб угла поворота кулачка

$$\mu_\phi = \frac{b}{\phi_{\text{раб}}} = \frac{180}{155 \cdot \frac{\pi}{180}} = 66,54 \frac{\text{мм}}{\text{рад}}$$

где  $b$  - выбранная база кинематических графиков, мм;

$\phi_{\text{раб}} = \delta_{\text{раб}}$  - угол рабочего профиля кулачка, рад.

Частота вращения кулачка

$$n = 450 \text{ об/мин} = 7,5 \text{ об/с}$$

Тогда его угловая скорость будет

$$\omega_1 = \frac{n \cdot 2\pi}{c} = 7,5 \cdot 2\pi \cdot \frac{1}{c} = 43,98 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Масштаб времени

$$\mu_t = \mu_\phi \cdot \omega_1 = 66,54 \cdot 43,98 = 2926,43 \frac{\text{мм}}{\text{с}}$$

Масштаб скорости кулачка

$$\mu_v = \frac{\mu_s \cdot K_2}{\mu_t} = \frac{1875,63 \cdot 40}{2926,43} = 25,64 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}$$

Масштаб ускорения кулачка

$$\mu_a = \frac{\mu_v \cdot K_1}{\mu_t} = \frac{25,64 \cdot 40}{2926,43} = 0,35 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}$$

Если рассматривать диаграммы ускорения и скорости толкателя как графики кинематических передаточных функций ускорения и скорости кулачка соответственно, то эти графики будут иметь масштаб:



масштаб аналога скорости

$$\mu_{qv} = \frac{\mu_s \cdot K_2}{\mu_\phi} = \frac{1875,63 \cdot 40}{66,54} = 1127,52 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{рад}^{-1}}$$

масштаб аналога ускорения

$$\mu_{qa} = \frac{\mu_{qv} \cdot K_1}{\mu_\phi} = \frac{1127,52 \cdot 40}{66,54} = 677,80 \frac{\text{мм}}{\text{м} \cdot \text{рад}^{-2}}$$

#### 4.2. Определение основных размеров механизма

Так как проектирование кулачка ведется по дополнительному заданию, в котором не сказано о направлении вращения кулачка, то считаем, что кулачок выполняет реверсивное движение.

При графическом методе определения основных размеров механизма необходимые построения выполняют построением фазовых портретов  $V_{qB}, S_B$ .

Перемещение  $S_B$  и кинематическую передаточную функцию  $V_{qB}$  скорости движения толкателя строят в одном масштабе  $\mu_s = \mu_{qv} = 1875,63 \frac{\text{мм}}{\text{м}}$ . При удалении толкателя передаточные функции считаются положительными, при сближении толкателя - отрицательными. Ограничивая фазовый портрет лучами, ориентированными с учетом [9] находим ОДР, внутри которой назначают положение оси О из условия наименьшего радиуса начальной окружности кулачка.

Из построений находим радиус начальной окружности кулачка  $r_0$

$$r_0 = \frac{OB}{\mu_s} = \frac{91,72}{1875,63} = 0,049 \text{ м}$$

и межосевое расстояние  $a_w$ , равное длине отрезка ОС.

$$a_w = \frac{OC}{\mu_s} = \frac{223,53}{1875,63} = 0,119 \text{ м}$$

#### 4.3. Построение центрового и конструктивного профилей кулачка

Центровой профиль кулачка строится с использованием метода обращения движения. Кулачек рассматривается как неподвижное звено, а стойка вращается с угловой скоростью  $-\omega_1$ , и кулачек обкатывается подвижным толкателем. Для построения использовалось 15 точек.

Радиус ролика должен удовлетворять условию  $r_p < (0,25 - 0,4) \cdot r_0$ . Учитывая это, выберем  $r_p = 0,25 \cdot r_0 = 0,25 \cdot 0,049 = 0,012 \text{ м}$ .

Тогда на листе он будет равен  $r_p = r_p^{\text{лист}} \cdot \mu_s = 22,88 \text{ мм}$

Конструктивный профиль строится, как огибающая положений ролика при движении оси последнего по центральному профилю кулачка.

Построения приведены на графическом листе 4.

Из листа узнаём, что радиус начальной шайбы конструктивного профиля:

$$r = \frac{r^{\text{лист}}}{\mu_s} = \frac{68,84}{1875,63} = 0,037 \text{ м}$$

#### 4.4. Построение графика угла давления

Диаграмма угла давления строится графическим способом, используя фазовый портрет.

Результаты расчета углов приведены в таблице в таблице 4.2.

Значения угла давления можно также снимать непосредственно с профиля кулачка: это угол между направлением скорости толкателя и нормалью к профилю.

Диаграмма зависимости угла давления в механизме от угла поворота кулачка приведена на графическом листе 4. Как видно из диаграммы, на всем интервале  $\varphi$  выполняется условие  $\vartheta_i \leq [9]$ .

Таблица 4.4.

Положение	0	1	2	3	4	5	6	7
$\vartheta$ , град	10,67	26,27	33,48	35	19,3	4,65	-7,25	-18,87

Положение	8	9	10	11	12
$\vartheta$ , град	-27,87	-35	-25,33	-9,57	10,67

#### 4.5. Результаты выполнения графического листа 4

Приведены в таблице 4.5

Таблица 4.5

##### *Результаты проектирования кулачкового механизма*

<i>№</i>	<i>Наименование параметра</i>	<i>Значение</i>
1	Радиус начальной шайбы центрального профиля	$r_0 = 0,049\text{м}$
2	Радиус ролика	$r_p = 0,012\text{м}$
2	Радиус начальной шайбы конструктивного профиля	$r = 0,037\text{м}$
4	Межосевое расстояние	$a_{yy} = 0,119\text{м}$

## Заключение

В ходе выполнения курсового проекта получены следующие результаты:

1. Спроектирована кинематическая схема и определены длины звеньев механизма:  $l_1 = 0,203 \text{ м}$ ,  $l_2 = 0,242 \text{ м}$ ; найдена зависимость давления в цилиндре от положения ползуна  $3 P(S_B)$ , которая обеспечивает останов с мягким ударом:  $\omega_{\text{кон}} = 0$ . Определены кинематические параметры (угловые координаты, скорости и ускорения) относительного движения звеньев рулевой машины. Для каждого из положений механизма определен суммарный момент инерции  $J_{\Sigma}^{np}$ , построены графические зависимости суммарной работы  $A_{\Sigma}(\varphi)$ , угловой скорости  $\omega_1(\varphi)$  и углового ускорения  $\varepsilon_1(\varphi)$  механизма за цикл. Рассчитано время работы механизма  $t = 0,052 \text{ с}$ .
2. Определены силовые воздействия на звенья механизма, рассчитаны усилия в кинематических парах при угловой координате коромысла 1 во втором положении  $\phi_1 = 70.523^\circ$ . Найдена движущая сила, действующая на поршень,  $F'' = 3,682 \text{ кН}$  (или давление  $p'' = 3,618 \text{ МПа}$ ). Относительная погрешность расчета по моменту сопротивления между 1 и 2 графическими листами  $\Delta M_c = 0,219\%$ .
3. Спроектирована эвольвентная цилиндрическая зубчатая передача с числом зубьев колес  $z_1 = 12$  и  $z_2 = 18$ , модулем  $m = 2,5$ , коэффициентами смещения  $x_1 = 0,5$  и  $x_2 = 0,5$  и коэффициентом перекрытия  $\varepsilon_{\alpha} = 1,162$ .
4. Спроектирован однорядный планетарный редуктор с передаточным отношением  $U_{15-H} = 5,5$  с числами зубьев колес  $z_{15} = 24$ ,  $z_{16} = 42$ ,  $z_{17} = 108$  с выполнением всех необходимых условий.
5. Спроектирован кулачковый механизм с поступательно движущимся роликовым толкателем. Определены основные размеры кулачка: радиус начальной окружности  $r_0 = 0,049 \text{ м}$  и радиус ролика  $r_p = 0,012 \text{ м}$ .

### **Список использованной литературы**

1. “Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов. Часть I” под редакцией Т.А. Архангельской. Москва 1979-2002;
2. “Теория машин и механизмов. Курсовое проектирование”. Под ред. Г.А. Тимофеева, Н.В. Умнова. 2-е издание. Москва 2012;
3. “Теория механизмов и механика машин: Учебное пособие / Г.А. Тимофеев, С.А. Попов, В.А. Никоноров и др.”. Под ред. Г.А. Тимофеева. МГТУ 2002;
4. “ Кинематическое и кинетостатическое исследование плоских рычажных механизмов в системах Mathcad и AutoCAD” / Учебное пособие по теории механизмов и механике машин / Л.А.Черная . МГТУ 2014;
5. Лекции по курсу ТММ 2018-2019 уч. год, весенний семестр / Лектор Шаныгин. С.В.