

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Уфимский государственный нефтяной технический университет»  
Архитектурно-строительный институт  
Кафедра «Эксплуатация наземного транспорта в нефтегазовой  
промышленности и строительстве»

## КУРСОВАЯ РАБОТА

По дисциплине «Теория механизмов и машин»

Тема «Исследование плоского рычажного механизма»

Выполнил студент группы \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(фамилия, имя, отчество)

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Руководитель:

\_\_\_\_\_  
доцент, к.ф.-м.н. Хизбуллина С.Ф.

(должность, фамилия, имя, отчество)

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Защита \_\_\_\_\_  
(дата)

Оценка: \_\_\_\_\_

Вх. № \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(дата/ подпись)

Уфа 2022г.

## СОДЕРЖАНИЕ

1	Структурный анализ рычажного механизма.....	3
1.1	Цель, задачи и методы исследования _____	3
1.2	Схема механизма _____	3
1.3	Классификация кинематических пар механизма _____	3
1.4	Классификация звеньев механизма _____	4
1.5	Определяем подвижность механизма _____	4
1.6	Проводим классификацию структурных групп _____	4
1.7	Определяем класс сложного механизма _____	5
2	Кинематический анализ механизма .....	6
2.1	Метрический синтез механизма _____	6
2.2	Определение скоростей точек механизма методом планов _____	7
2.3	Определение ускорений точек механизма методом планов _____	9
3	Силовой расчёт механизма.....	13
3.1	Определение силовых факторов _____	13
3.2	Силовой анализ группы Ассура 2-3 _____	15
3.3	Силовой расчёт ведущего звена _____	16
3.4	Определение уравнивающей силы методом Н.Е. Жуковского	16

Подп. и дата	3.2	Силовой анализ группы Ассура 2-3 _____				1								
	3.3	Силовой расчёт ведущего звена _____				1								
	3.4	Определение уравнивающей силы методом Н.Е. Жуковского _____				1								
Взам. инв. №														
Инв. № дубл.														
Подп. и дата														
Инв. № подл.						<table><tr><td colspan="2">Литера</td><td>Лист</td><td>Листов</td></tr><tr><td></td><td></td><td>2</td><td>25</td></tr></table>	Литера		Лист	Листов			2	25
	Литера		Лист	Листов										
			2	25										
	Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата									
	Разраб.													
	Пров.													
	Т. контр.													
Н. контр.														
Утв.														





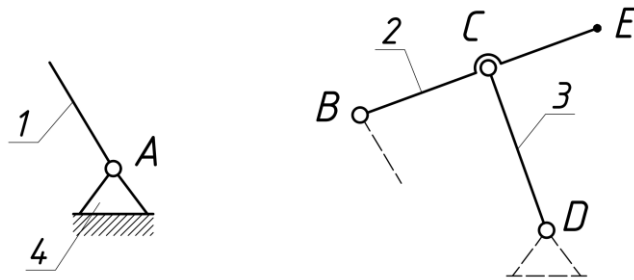


Рисунок 1.2 – Структурные группы механизма

Таблица 1.3 - Классификация структурных групп

№ п/п	Номер звеньев, образующих группу	Класс, порядок, вид
1	0-1	Механизм I класса
2	2-3	II класс 2 порядок 1 вид

### 1.7 Определяем класс сложного механизма

Механизм относится ко II классу.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Инв. № подл.	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

## 2 Кинематический анализ механизма

Задача кинематического анализа механизмов заключается в определении таких кинематических параметров, как положение звеньев механизма в различные моменты времени, траектории движения отдельных точек, скоростей и ускорений характерных точек механизма, а также угловых скоростей и ускорений звеньев механизма.

Исходные данные для кинематического анализа представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для кинематического анализа

Длина звеньев механизма, м				Угловая скорость входного звена, рад/с	Расчётное положение, град
<i>AB</i>	<i>BC</i>	<i>CD</i>	<i>AD</i>	$\omega_1$	$\varphi$
0,05	0,16	0,14	0,12	10	30

### 2.1 Метрический синтез механизма

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение плана положения начинают с изображения элементов стойки, т.е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих. Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положение подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек.

Для построения кинематической схемы плоского рычажного механизма выберем масштабный коэффициент длин  $\mu_l$ .

Масштабный коэффициент длин:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{|AB|} = \frac{0,05}{50} = 0,002 \text{ м/мм},$$

где  $l_{AB}$  – действительная длина кривошипа, м;

$|AB|$  – произвольно выбранная длина кривошипа на чертеже, мм.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № докл.	Взм. инв. №	Подп. и дата						Лист
										6
					Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № опъл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

где  $i$  —обозначение звена, для которого вычисляется длина на кинематической схеме.

Таблица 2.2 – Приведённые размеры механизма, мм

По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте строим план положений механизма.

Определим скорость всех обозначенных точек механизма с помощью плана скоростей.

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \cdot 0,05 = 0,5 \text{ м/с.}$$
$$\mu_V = \frac{V_B}{p_V b} = \frac{0,5}{100} = 0,005 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)}.$$
$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

Скорость точки  $\vec{V}_A$  равна нулю. Скорость  $\vec{V}_{BA}$  перпендикулярна звену  $AB$  и направлена в сторону вращения этого звена. Откладываем отрезок  $p_V b = 100$  мм.

Скорость точки  $C$ :

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD} \end{cases}. \quad (2.1)$$

Скорость  $\vec{V}_B$  нам известна, вектор скорости  $\vec{V}_{CB}$  направлен перпендикулярно звену  $BE$ . Скорость  $\vec{V}_D$  равна нулю, вектор скорости  $\vec{V}_{CD}$  направлен перпендикулярно звену  $CD$ . Поэтому в уравнении (2.1) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки  $b$  плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену  $BE$ . Из полюса  $p_V$  проводим прямую перпендикулярно звену  $CD$ . Точка пересечения этих прямых даст искомую точку  $c$ .

Скорости точек  $E$ ,  $S_2$  и  $S_3$  найдём по теореме подобия:

$$|be| = \frac{l_{BE}}{l_{BC}},$$

$$|be| = \frac{l_{BE}}{l_{BC}} \cdot |bc| = 1,5 \cdot 135,9 = 203,9 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $e$  на продолжении отрезка  $bc$  плана скоростей на расстоянии  $|be|$  от точки  $b$  и соединяем с полюсом  $p_V$ .

$$\frac{|bs_2|}{|bc|} = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}};$$
$$|bs_2| = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} \cdot |bc| = 0,5 \cdot 135,9 = 68,0 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $s_2$  на отрезке  $bc$  плана скоростей на расстоянии  $|bs_2|$  от точки  $b$  и соединяем с полюсом  $p_V$ .

$$|p_V s_3| = \frac{l_{CS_3}}{l_{CD}};$$

$$|p_V s_3| = \frac{l_{CS_3}}{l_{CD}} \cdot |p_V d| = 0,5 \cdot 44,5 = 22,3 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $s_3$  на отрезке  $p_V c$  плана скоростей на расстоянии  $|p_V s_3|$  от полюса  $p_V$ .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений и расчётов представлены в таблице 2.3.



Зная линейные скорости определим угловые:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0,680}{0,16} = 4,25 \text{ с}^{-1} \text{ (по часовой стрелке);}$$

$$\omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}} = \frac{0,223}{0,14} = 1,59 \text{ с}^{-1} \text{ (по часовой стрелке).}$$

Для определения направления угловой скорости звена, необходимо на плане скоростей взять вектор относительной скорости звена и мысленно перенести его в ведомую точку звена на плане положений (точку стоящую первой в индексе), а вторую точку, стоящую в индексе условно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление угловой скорости звена.

Таблица 2.3 – Результаты измерений и расчётов скоростей

Наименование скорости	Обозначение на чертеже	Размер на чертеже, мм	Величина скорости, м/с	Наименование ускорения	Обозначение на чертеже	Размер на чертеже, мм	Величина скорости, м/с
$V_B$	$p_V b$	100,0	0,500	$V_E$	$p_V e$	108,7	0,544
$V_{CB}$	$b c$	135,9	0,680	$V_{S_2}$	$p_V s_2$	37,1	0,186
$V_C$	$p_V c$	44,5	0,223	$V_{S_3}$	$p_V s_3$	22,3	0,111

## 2.3 Определение ускорений точек механизма методом планов

Порядок построения плана ускорений аналогичен плану скоростей. То есть, построив план ускорений ведущего звена, строим последовательно план ускорений для всех структурных групп Ассура, входящих в состав механизма.

Ускорение точки  $B$ :

$$a_B = a_{BA}^n = (\omega_1)^2 \cdot l_{AB} = (10)^2 \cdot 0,05 = 5 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштаб ускорений:

$$\mu_a = \frac{a_B}{p_a b} = \frac{5}{75} = 0,067 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}.$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
					Лист				
					9				



$$|be| = \frac{l_{BE}}{l_{BC}} \cdot |bc| = 1,5 \cdot 177,7 = 266,5 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $e$  на продолжении отрезка  $bc$  плана ускорений на расстоянии  $|be|$  от точки  $b$  и соединяем с полюсом  $p_a$ .

$$|bs_2| = \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}} \cdot |bc| = 0,5 \cdot 177,7 = 88,8 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $s_2$  на отрезке  $bc$  плана ускорений на расстоянии  $|bs_2|$  от точки  $b$  и соединяем с полюсом  $p_a$ .

$$|p_a s_3| = \frac{l_{CS_3}}{l_{CD}} \cdot |p_a d| = 0,5 \cdot 222,1 = 111,1 \text{ мм.}$$

Отмечаем точку  $s_3$  на отрезке  $p_a c$  плана ускорений на расстоянии  $|p_a s_3|$  от полюса  $p_a$ .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений и расчётов представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Результаты измерений и расчётов ускорений

Наименование ускорения	Обозначение на чертеже	Размер на чертеже, мм	Величина ускорения, м/с <sup>2</sup>	Наименование ускорения	Обозначение на чертеже	Размер на чертеже, мм	Величина ускорения, м/с <sup>2</sup>
$a_B$	$p_a b$	75,0	5,00	$a_C$	$p_a c$	222,1	14,81
$a_{CB}^n$	$bn_2$	43,3	2,89	$a_E$	$p_a e$	307,9	20,53
$a_{CB}^\tau$	$n_2 c$	172,3	11,49	$a_{S_2}$	$p_a s_2$	139,9	9,33
$a_{CD}^n$	$p_a n_3$	5,3	0,35	$a_{S_3}$	$p_a s_3$	111,1	7,40
$a_{CD}^\tau$	$n_3 c$	222,0	14,80	-	-	-	-

Зная линейные ускорения определим угловые:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}} = \frac{11,49}{0,16} = 71,79 \text{ с}^{-2} \text{ (против часовой стрелки);}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^{\tau}}{l_{CD}} = \frac{14,80}{0,14} = 105,71 \text{ с}^{-2} \text{ (против часовой стрелки).}$$

Для того, чтобы найти направление углового ускорения звена, необходимо на плане ускорений взять вектор тангенциального ускорения звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в ин-

дексе. Вторую точку мысленно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление углового ускорения.

Инев. № подп	Подп. и дата	Инев. № счбл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

поверхности вращающей пары проходит через центр шарнира. Величина и направление этой реакции неизвестны, так как они зависят от величины и направления заданных сил, действующих на звенья кинематической пары. В поступательной паре результирующая реакция направлена перпендикулярно к направляющим, но величина и точка её приложения неизвестны. Таким образом, низшие кинематические пары ( $P_5$ ) имеют по два неизвестных параметра. В высшей паре ( $P_4$ ) реакция приложена в точке соприкосновения профилей звеньев и направлена по общей нормали к ним, то есть для высшей кинематической пары неизвестным является только один параметр – величина реакции.

Силы инерции для звеньев механизма определяем по формуле:

$$F_i = m_i \cdot a_{Si}.$$

Момент пары сил инерции определяется по формуле:

$$M_{ui} = -J_{Si} \cdot \varepsilon_i,$$

где  $J_{Si}$  – осевой момент инерции  $i$ -го звена относительно оси, проходящей через его центр масс ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ );

$\varepsilon_i$  – угловое ускорение  $i$ -го звена ( $\text{с}^{-2}$ ).

Результаты расчётов сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Силовые параметры механизма

Параметр	Номер звена	
	2	3
Масса звеньев $m$ , кг	10	5
Вес звеньев $G$ , Н	98,10	49,05
Величина вектора ускорения $a_S$ , $\text{м/с}^2$	9,33	7,40
Величина силы инерции $F_U$ , Н	93,27	37,02
Величина углового ускорения $\varepsilon$ , $\text{рад/с}^2$	71,79	105,71
Момент инерции звена $J$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	2	1
Инерционный момент $M_U$ , Н $\cdot$ м	143,58	105,71

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата						Лист
										14
					Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

### 3.2 Силовой анализ группы Ассура 2-3

Вычерчиваем группу звеньев 2-3 в масштабе. Связь этих звеньев со звеном 1 и стойкой заменяем силами  $R_{12}$  и  $R_{43}$  соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила  $G_2$  в точке  $S_2$ ; сила  $F_{\text{nc}}$  в точке  $E$ ; сила  $G_3$  в точке  $S_3$ . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Уравнение равновесия моментов:

$$\sum M_C (2) = 0: R_{12}^{\tau} \cdot |BC| + G_2 \cdot |h_1| + F_{U_2} \cdot |h_2| + F_{\text{nc}} \cdot |CE| - M_{U_2}/\mu_l = 0.$$

$$R_{12}^{\tau} = \frac{-G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| - F_{\text{nc}} \cdot |CE| + M_{U_2}/\mu_l}{|BC|} = \frac{-98,1 \cdot 58,5 - 93,27 \cdot 58,9 - 1000 \cdot 80 + 143,58/0,001}{160} = 327,19 \text{ Н.}$$

$$\sum M_C (3) = 0: R_{43}^{\tau} \cdot |CD| + G_3 \cdot |h_3| + F_{U_3} \cdot |h_4| - M_{U_3}/\mu_l = 0.$$

$$R_{43}^{\tau} = \frac{-G_3 \cdot |h_3| - F_{U_3} \cdot |h_4| + M_{U_3}/\mu_l}{|CD|} = \frac{-49,05 \cdot 20,2 - 37,02 \cdot 70,0 + 105,71/0,001}{140} = 729,52 \text{ Н.}$$

Уравнение равновесия сил для звена 3:

$$\vec{R}_{23} + \vec{F}_{U_3} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{\text{nc}} + \vec{R}_{43} = 0.$$

Для построения плана сил выбираем масштаб:  $\mu_P = 5 \text{ Н/мм}$ .

Рассчитаем размеры сил на плане:

$$|G_2| = G_2/\mu_P = 98,1/5 = 19,6 \text{ мм};$$

$$|F_{U_2}| = F_{U_2}/\mu_P = 93,27/5 = 18,7 \text{ мм};$$

$$|G_3| = G_3/\mu_P = 49,05/5 = 9,8 \text{ мм};$$

$$|F_{U_3}| = F_{U_3}/\mu_P = 37,02/5 = 7,4 \text{ мм};$$

$$|F_{\text{nc}}| = F_{\text{nc}}/\mu_P = 1000/5 = 200 \text{ мм};$$

$$|R_{12}^{\tau}| = R_{12}^{\tau}/\mu_P = 327,19/5 = 65,4 \text{ мм};$$

$$|R_{43}^{\tau}| = R_{43}^{\tau}/\mu_P = 729,52/5 = 145,9 \text{ мм}.$$

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
					Лист				
					15				





Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и камню кулисы, а также момент полезного сопротивления заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н.Е. Жуковского:

Составляем уравнения равновесия рычага Н.Е. Жуковского.

$$\sum M = (-G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| + G_3 \cdot |h_3| + F_{U_3} \cdot |h_4| - F_{\text{пс}} \cdot |h_5|) \cdot \mu_V + M_{U_2} \cdot \omega_2 + M_{U_3} \cdot \omega_3 - M_{\text{ур}}^{\text{ж}} \cdot \omega_1 = 0;$$

$$M_{\text{ур}}^{\text{ж}} = [(-G_2 \cdot |h_1| - F_{U_2} \cdot |h_2| + G_3 \cdot |h_3| + F_{U_3} \cdot |h_4| - F_{\text{пс}} \cdot |h_5|) \cdot \mu_V + M_{U_2} \cdot \omega_2 + M_{U_3} \cdot \omega_3] / \omega_1 = [-98,10 \cdot 73,8 - 93,27 \cdot 13,0 + 49,05 \times \\ \times 12,8 + 37,02 \cdot 44,5 - 1000 \cdot 212,8] \cdot 0,0025 + 143,58 \cdot 4,25 + \\ + 105,71 \cdot 1,59] / 10 = 23,03 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Оцениваем расхождение между в нахождении уравновешивающей силы двумя способами:

$$\Delta = \frac{|M_{\text{ур}}^{\text{ж}} - M_{\text{ур}}|}{M_{\text{ур}}^{\text{ж}}} \cdot 100\% = \frac{|23,03 - 23,05|}{23,03} \cdot 100\% = 0,05\%.$$

Инв. № подл	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата					
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
					Лист				
					17				

План положений  
механизма  
 $\mu_l=0,001$  м/мм

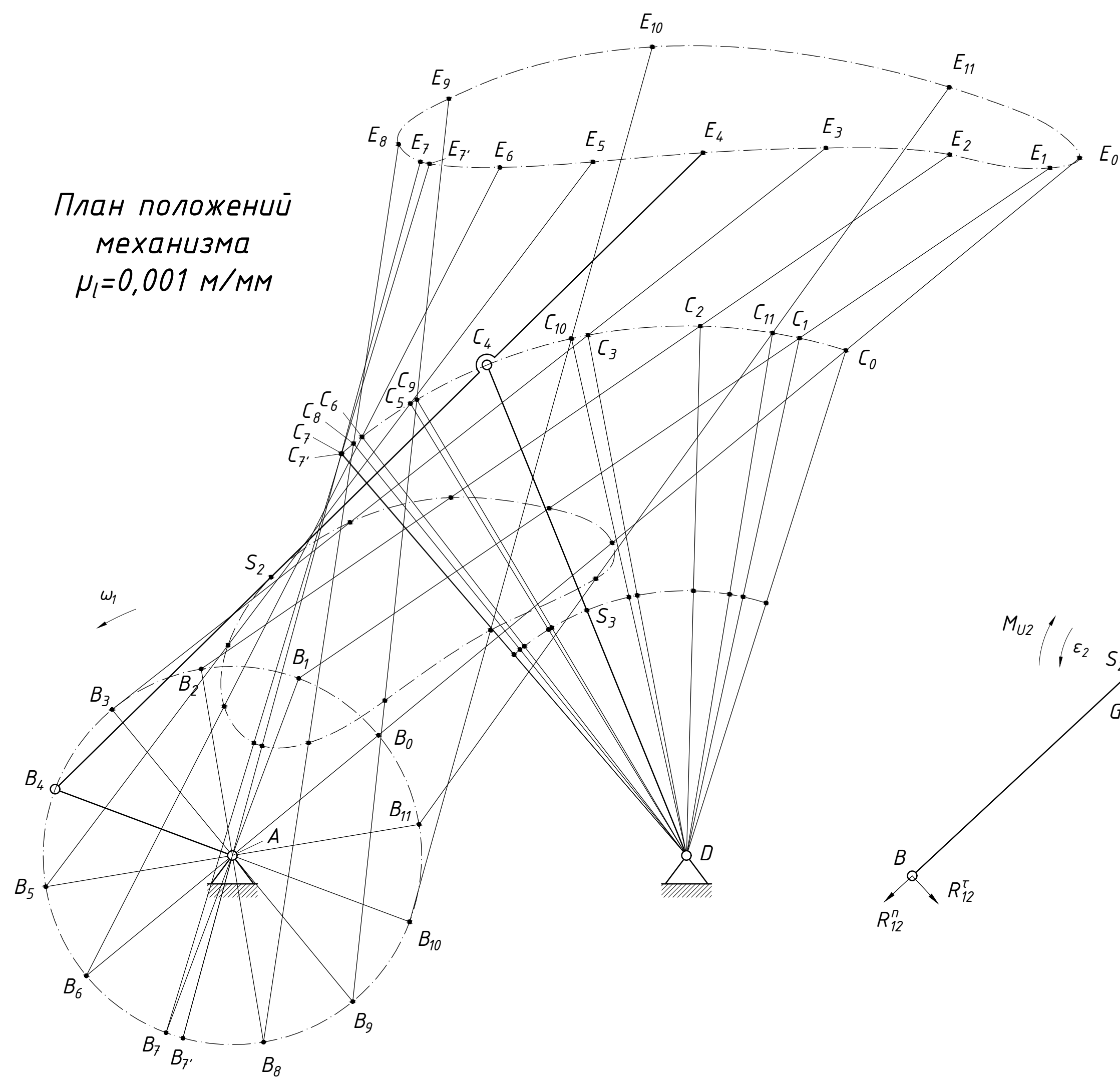
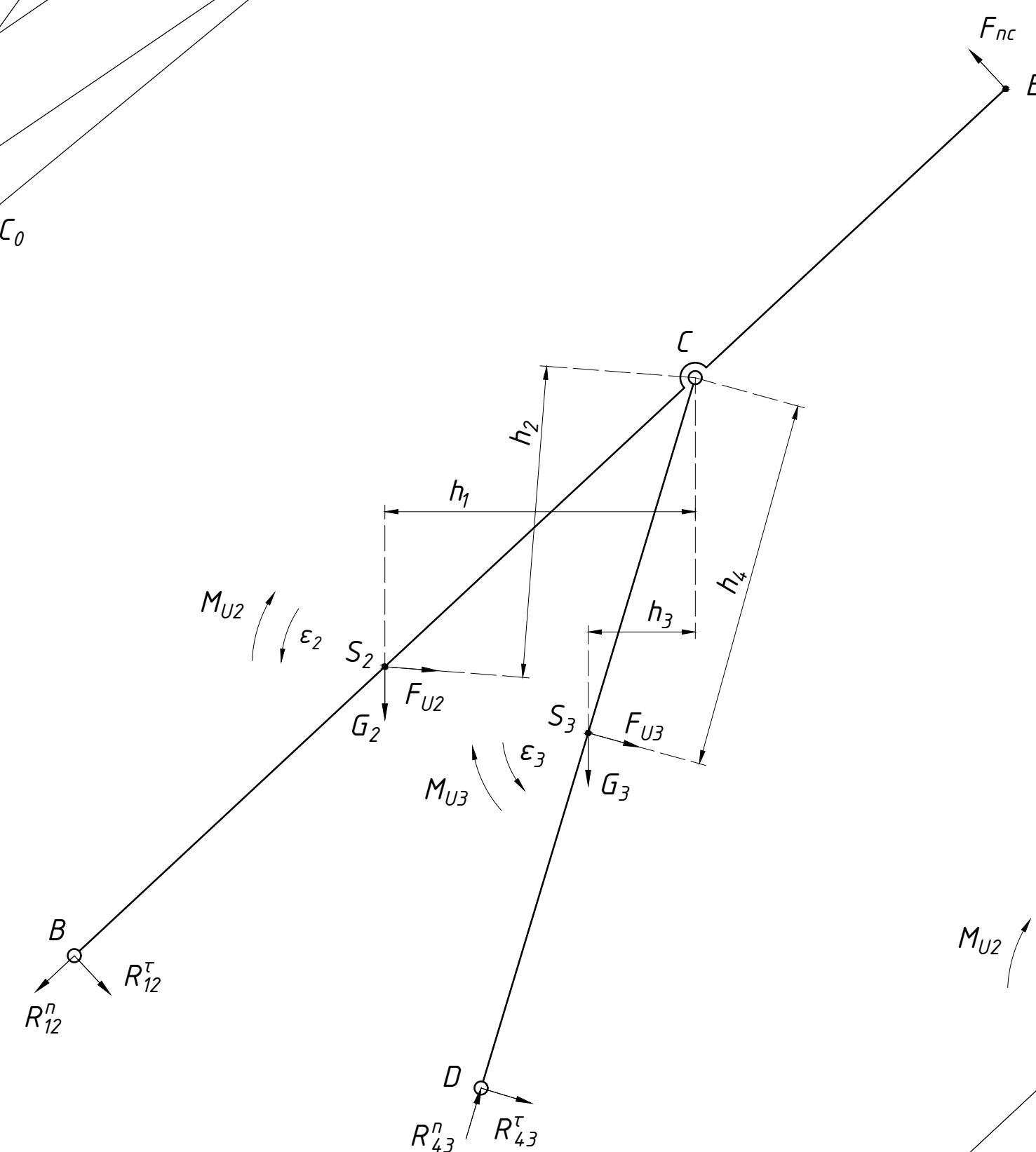


Схема сил для  
2 и 3 звеньев  
 $\mu_l=0,001$  м/мм



Рычаг Жуковского  
 $\mu_v=0,0025$  м/(с·мм)

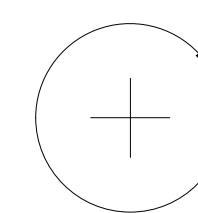
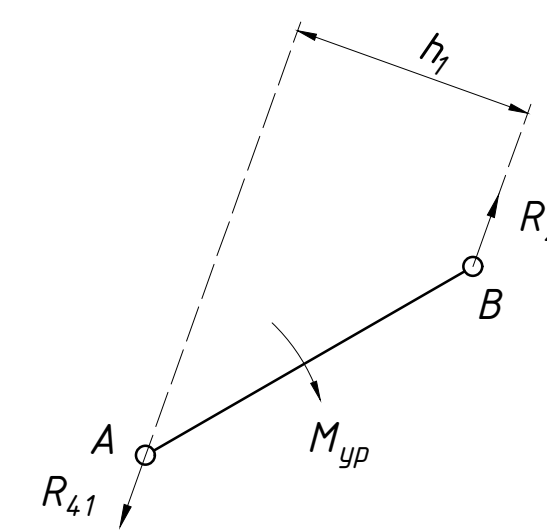


Схема сил для  
ведущего звена  
 $\mu_l=0,001$  м/мм



План сил для  
2 и 3 звеньев  
 $\mu_p=5$  Н/мм

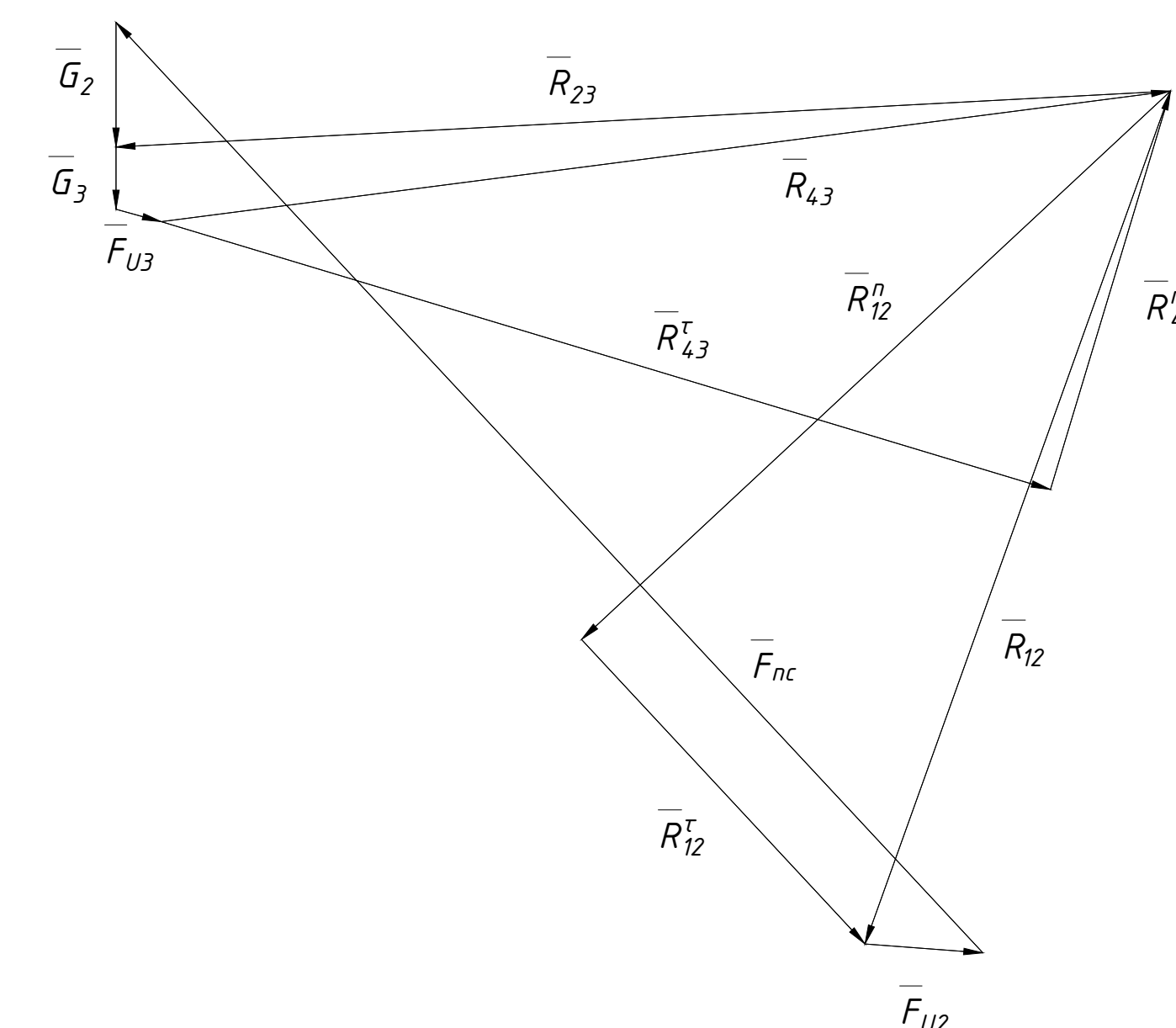
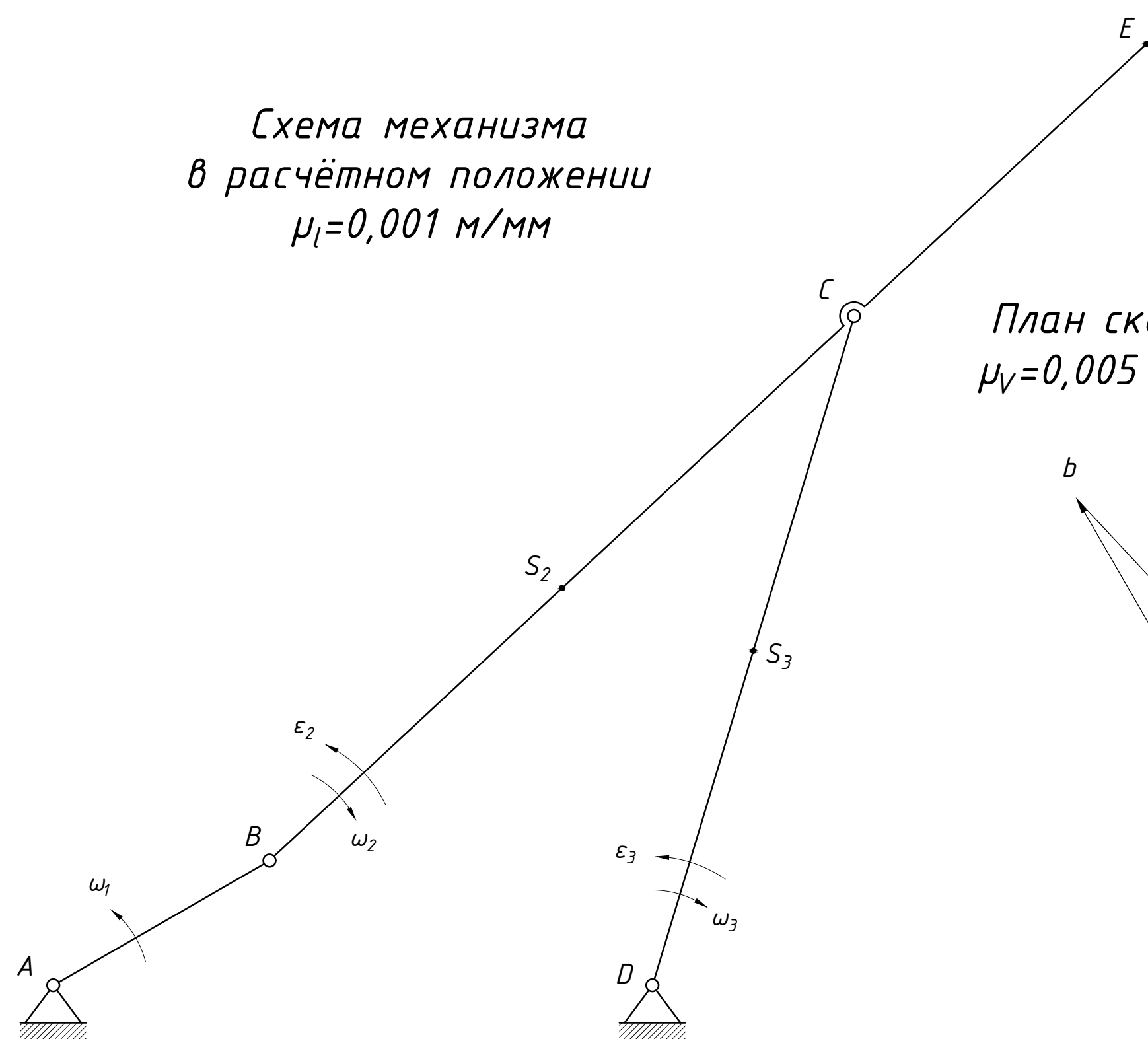
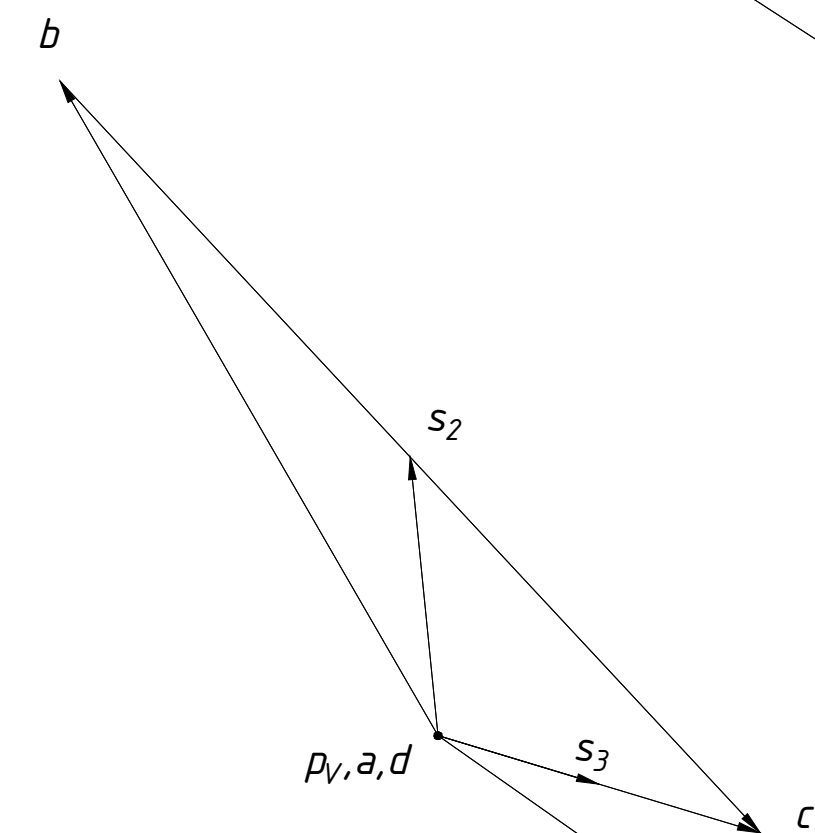


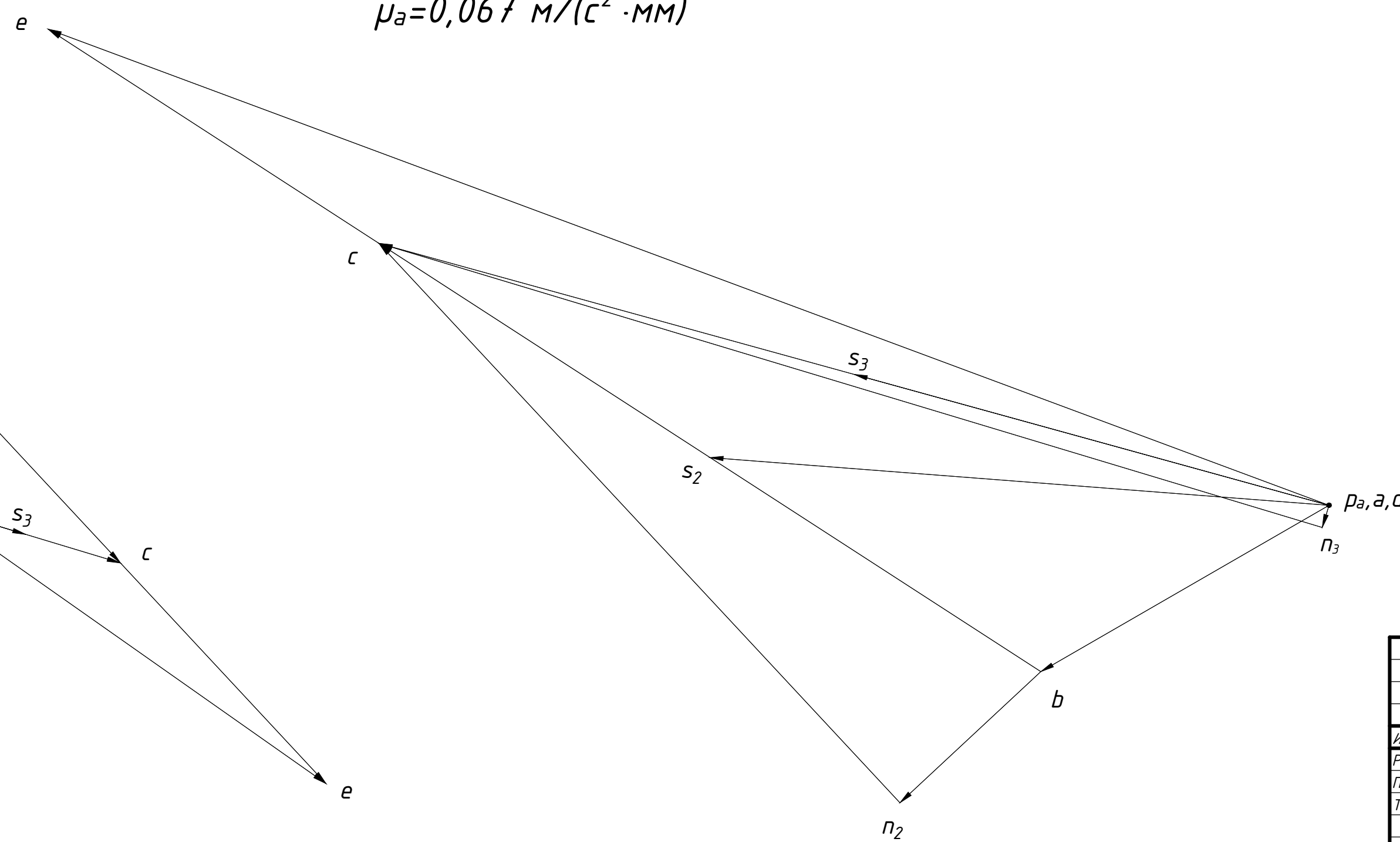
Схема механизма  
в расчётном положении  
 $\mu_l=0,001$  м/мм



План скоростей  
 $\mu_v=0,005$  м/(с·мм)



План ускорений  
 $\mu_a=0,067$  м/(с²·мм)



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Кинематический и силовой анализ рычажного механизма	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								
Пров.								
Т.контр.						Лист	Листов	
Н.контр.								
Утв.								