

Задача № 5

по разделу «Теория машин и механизмов»

Для заданного зубчато-рычажного механизма (рисунок 1, таблица 1) выполнить:

1. Структурный анализ зубчато-рычажного механизма.
2. Кинематический анализ зубчато-рычажного механизма.
3. Динамический анализ зубчато-рычажного механизма.

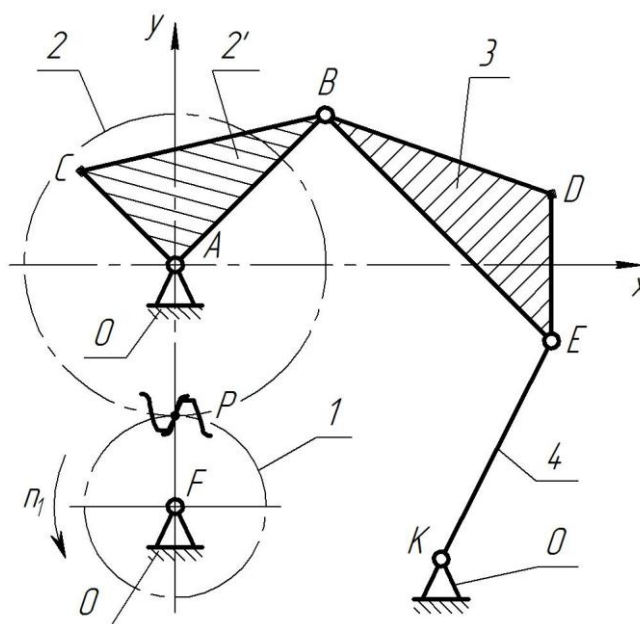


Рисунок 1 – Кинематическая схема зубчато-рычажного механизма

Таблица 1 – Исходные данные

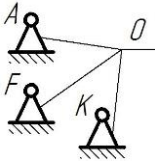
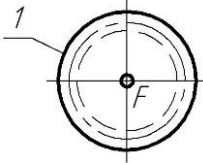
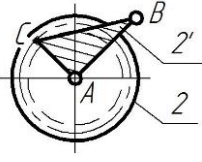
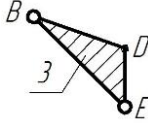
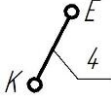
n_1	z_1	z_2	m	l_{AB}	l_{BC}	l_{AC}	l_{EK}	l_{BE}	l_{BD}	l_{ED}	x_K	y_K
об/мин	—			мм								
1200	20	50	2	20	40	50	150	180	100	100	150	-120

Задача 5, Вариант 5				
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата
Разраб.				
Провер.				
Н. контр				
Утв.				
Исследование зубчато-рычажного механизма				
		Лит	Лист	Листов
			1	28
ТПУ				

1 Структурный анализ зубчато-рычажного механизма

Условные обозначения звеньев зубчато-рычажного механизма приведены в таблице 1.1. В таблице 1.2 приведены кинематические пары зубчато-рычажного механизма, их обозначение на схеме, класс и название.

Таблица 1.1 – Характеристика звеньев зубчато-рычажного механизма

Звено	Схема	Название звена	Движение звена
0		Стойка	Неподвижное
1		Шестерня – ведущее звено	Вращательное
2		Зубчатое колесо – кривошип	Вращательное
3		Шатун	Плоско-параллельное
4		Коромысло	Вращательное
Число подвижных звеньев $n = 4$ и одно неподвижное звено – стойка 0			

Степень подвижности плоского зубчато-рычажного механизма по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1, \quad (1.1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма, $n = 4$ (таблица 1.1);

p_5 – число кинематических пар пятого класса, $p_5 = 5$ (таблица 1.2);

p_4 – число кинематических пар четвертого класса, $p_4 = 1$ (таблица 1.2).

Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата	Лист
					2

Соответственно с $W = 1$, механизм имеет одно входное звено – шестерня 1. Пассивных звеньев и кинематических пар механизм не содержит.

Составим структурные группы механизма, определим их класс и порядок (таблица 1.3).

Таблица 1.2 – Характеристика кинематических пар зубчато-рычажного механизма

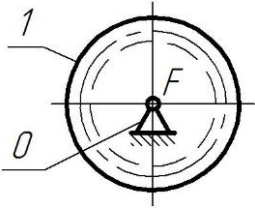
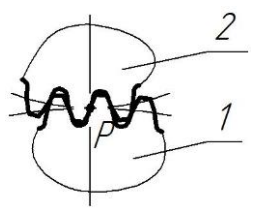
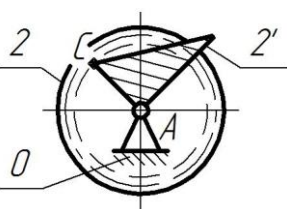
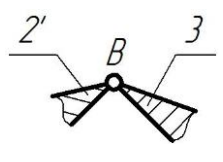
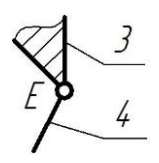
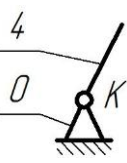
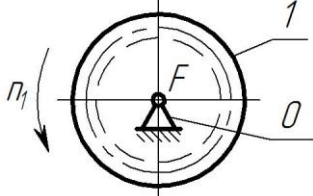
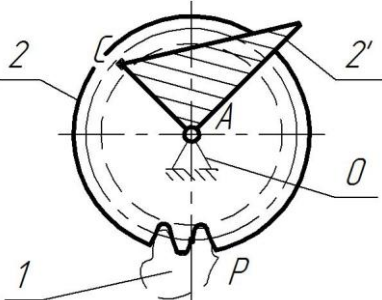
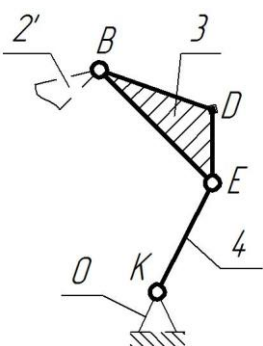
Схема	Обозначение	Звенья, образующие пару	Степень подвижности	Класс	Тип и вид
	$B_{0,1}$	Стойка 0, шестерня 1	1	5	Низшая, вращательная
	$ВП_{1,2}$	Шестерня 1, кривошип 2	2	4	Высшая, вращательно-поступательная
	$B_{0,2}$	Стойка 0, кривошип 2	1	5	Низшая, вращательная
	$B_{2,3}$	Кривошип 2, шатун 3	1	5	Низшая, вращательная
	$B_{3,4}$	Шатун 3, коромысло 4	1	5	Низшая, вращательная
	$B_{0,4}$	Стойка 0, коромысло 4	1	5	Низшая, вращательная

Таблица 1.3 – Структурный состав зубчато-рычажного механизма

Схема	Название, класс, порядок, вид, подвижность W	Число звеньев	Число кинематических пар		Формула строения
			Всего	Поводковых	
	<p>Начальный вращательный механизм I класса</p> $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$	1	1	–	$V_{0,1}$
	<p>Однозвенная двухповодковая группа с высшей кинематической парой</p> $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 1 = 0$	1	2	2 ($V_{1,2}; V_{0,2}$)	$[V_{1,2} - V_{2,0}]$
	<p>Двухзвенная двухповодковая группа II класса, второго порядка, первого вида</p> $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$	2	3	2 ($V_{2,3}; V_{0,4}$)	$[V_{2,3} - V_{3,4} - V_{4,0}]$

Начальных механизмов – 1.

Структурных групп Ассур – 2, соединение групп – последовательное.

Механизм второго класса.

Формула строения:

в общем виде – $1 - [2] - [3 - 4]$;

в развернутом – $V_{0,1} - [V_{1,2} - V_{2,0}] - [V_{2,3} - V_{3,4} - V_{4,0}]$.

2 Кинематический анализ зубчато-рычажного механизма

2.1 Построение плана положений механизма

Радиусы делительных окружностей зубчатых колес:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} = \frac{2 \cdot 20}{2} = 20 \text{ мм}; \quad (2.1)$$

$$r_2 = \frac{mz_2}{2} = \frac{2 \cdot 50}{2} = 50 \text{ мм}, \quad (2.2)$$

где m – нормальный модуль зубчатой передачи, $m = 2$ мм (ГОСТ 9563–80);

z_1 – число зубьев ведущей шестерни 1, $z_1 = 20$;

z_2 – число зубьев ведомого колеса 2, $z_2 = 50$.

Масштабный коэффициент длины для построения плана положений механизма:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{\overline{AB}} = \frac{0,02}{20} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \quad (2.3)$$

где l_{AB} – действительная длина кривошипа 2, $l_{AB} = 0,02$ м;

\overline{AB} – величина отрезка изображающего длину кривошипа 2 на чертеже, принимаем $\overline{AB} = 20$ мм.

Расчет величин отрезков, изображающих в масштабе μ_l действительные размеры механизма, производим в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Величины отрезков, изображающих в масштабе μ_l действительные размеры механизма

Параметр	l_{AB}	l_{BC}	l_{AC}	l_{BE}	l_{BD}	l_{ED}	l_{KE}	l_{KS_4}	x_K	y_K	r_1	r_2
$l, \text{ м}$	0,02	0,04	0,05	0,18	0,1	0,1	0,15	0,075	0,15	–0,12	0,02	0,05
$\overline{l}, \text{ мм}$	20	40	50	180	100	100	150	75	150	–120	20	50

Построение плана положений звеньев механизма производим методом планов в последовательности, определяемой формулой строения механизма.

В масштабе 1:1 строим планы механизма, начиная с построения положений ведущего звена – кривошипа AB . Наносим на чертеже произвольную точку A ,

													Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата									5

2.2 Построение планов скоростей

Определение скоростей точек звеньев механизма производим методом планов в последовательности, определяемой формулой строения механизма.

Передаточное число зубчатой передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{20} = 2,5. \quad (2.4)$$

Угловая скорость ведущей шестерни 1:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,142 \cdot 1200}{30} = 125,664 \text{ рад/с}, \quad (2.5)$$

где n_1 – частота вращения ведущей шестерни 1, $n_1 = 1200$ об/мин.

Угловая скорость кривошипа 2:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{125,664}{2,5} = 50,265 \text{ рад/с}. \quad (2.6)$$

Определим скорость точки B , принадлежащей начальному звену 2. Рассмотрим движение точки B относительно точки A , принадлежащей стойке 0. Запишем уравнение в векторной форме:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{B/A}, \quad (2.7)$$

где \bar{v}_A – вектор абсолютной скорости движения точки A , принадлежащей неподвижной стойке кривошипа 2, $v_A = 0$;

$\bar{v}_{B/A}$ – вектор относительной скорости движения точки B , во вращательном движении кривошипа 2, относительно неподвижной стойки A , направленный перпендикулярно кривошипу AB .

Абсолютная скорость точки B кривошипа 2:

$$v_B = v_{B/A} = \omega_2 l_{AB} = 50,265 \cdot 0,02 = 1,005 \text{ м/с}. \quad (2.8)$$

Абсолютная скорость точки C кривошипа 2:

$$v_C = \omega_2 l_{AC} = 50,265 \cdot 0,05 = 2,513 \text{ м/с}. \quad (2.9)$$

Скорость точки B кривошипа 2 будет одинаковой для всех положений механизма. Последовательность построения плана скоростей рассмотрим на примере для положения 2.

						Лист
						7
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		

Принимаем масштаб построения плана скоростей:

$$\mu_v = 0,025 \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}. \quad (2.10)$$

Длина вектора линейной скорости точки B на плане скоростей:

$$\overline{P_v b} = \frac{v_B}{\mu_v} = \frac{1,005}{0,025} = 40,2 \text{ мм}. \quad (2.11)$$

Из точки P_v , принятой за полюс плана скоростей, откладываем, в направлении вращения кривошипа, вектор скорости точки B кривошипа 2, $\overline{P_v b} \perp AB$, длиной $\overline{P_v b} = 40,2$ мм.

Длина вектора линейной скорости точки C кривошипа 2:

$$\overline{P_v c} = v_C / \mu_v = 2,513 / 0,025 = 100,53 \text{ мм}. \quad (2.12)$$

Из полюса P_v , в направлении вращения кривошипа, откладываем вектор скорости точки C кривошипа 2, $\overline{P_v c} \perp AC$.

Определим скорость точки E , принадлежащей группе Ассур 3–4 первого вида. Рассмотрим движение точки E относительно точек B и K . Запишем уравнения в векторной форме, которые решим графически:

$$\begin{cases} \overline{v}_E = \overline{v}_B + \overline{v}_{E/B}; \\ \overline{v}_E = \overline{v}_K + \overline{v}_{E/K}, \end{cases} \quad (2.13)$$

где \overline{v}_B – вектор абсолютной скорости движения точки B , принадлежащей кривошипу 2 (см. выше);

$\overline{v}_{E/B}$ – вектор относительной скорости движения точки E , во вращательном движении шатуна 3 относительно точки B , направленный перпендикулярно шатуну BE ;

\overline{v}_K – вектор абсолютной скорости движения точки K , принадлежащей неподвижной стойке коромысла 4, $v_K = 0$;

$\overline{v}_{E/K}$ – вектор относительной скорости движения точки E , во вращательном движении коромысла 4 относительно стойки K , направленный перпендикулярно коромыслу KE .

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						8

Согласно первому уравнению (2.13) через точку b , на плане скоростей, проводим прямую перпендикулярную шатуну BE , а согласно второму – через полюс P_v (т.к. в полюсе скорости равны нулю, а $v_K = 0$) проводим прямую перпендикулярную коромыслу KE . Пересечение этих прямых определяет положение точки e , изображающей на плане скоростей конец векторов относительной скорости $\overline{v}_{E/B}$ и абсолютной скорости \overline{v}_E , для положения 2:

$$v_{E/B} = \overline{be} \cdot \mu_v = 29,94 \cdot 0,025 = 0,749 \text{ м/с}; \quad (2.14)$$

$$v_E = v_{E/K} = \overline{P_v e} \cdot \mu_v = 32,98 \cdot 0,025 = 0,825 \text{ м/с}. \quad (2.15)$$

Для определения скорости точки D шатуна BD воспользуемся теоремой подобия:

$$\overline{bd} = \overline{be} \cdot \frac{\overline{BD}}{\overline{BE}} = 29,94 \cdot \frac{100}{180} = 16,64 \text{ мм}. \quad (2.16)$$

На плане скоростей относительно вектора \overline{be} , под углом $25,842^\circ$ против часовой стрелки, от точки b откладываем отрезок \overline{bd} , длиной 16,64 мм. Соединив полюс P_v с точкой d , получаем вектор $\overline{P_v d} = 40,63$ мм. Тогда, абсолютная скорость точки D шатуна BD :

$$v_D = \overline{P_v d} \cdot \mu_v = 40,63 \cdot 0,025 = 1,016 \text{ м/с}. \quad (2.17)$$

Соединив точки e и d на плане скоростей, получаем треугольник bed подобный треугольнику BED шатуна 3 на плане положений и повернутый относительно него на угол 90° .

Для определения скорости центра масс S_3 шатуна 3 на плане скоростей определим точку s_3 , расположенную на пересечении медиан треугольника ebd . Соединив полюс P_v с точкой s_3 , получаем вектор $\overline{P_v s_3} = 35,93$ мм. Тогда, абсолютная скорость центра масс S_3 шатуна 3:

$$v_{S_3} = \overline{P_v s_3} \cdot \mu_v = 35,93 \cdot 0,025 = 0,898 \text{ м/с}. \quad (2.18)$$

											Лист
											9
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата							

Скорость центра масс S_4 коромысла KE определяем на основании теоремы о подобии:

$$\overline{P_{\nu}S_4} = \overline{P_{\nu}e} \cdot \frac{\overline{KS_4}}{\overline{KE}} = 32,98 \cdot \frac{75}{150} = 16,49 \text{ мм.} \quad (2.19)$$

На плане скоростей отложим, на векторе $\overline{P_{\nu}e}$ от полюса P_{ν} , вектор $\overline{P_{\nu}S_4}$, длиной 16,49 мм, изображающий в масштабе μ_{ν} абсолютную скорость центра масс S_4 коромысла KE :

$$v_{S_4} = \overline{P_{\nu}S_4} \cdot \mu_{\nu} = 16,49 \cdot 0,025 = 0,412 \text{ м/с.} \quad (2.20)$$

Все векторы, выходящие из полюса P_{ν} на плане скоростей, изображают абсолютные скорости, а отрезки, соединяющие концы векторов – относительные скорости точек механизма. В указанной последовательности производим построение планов скоростей для всех 12 положений механизма. Величины отрезков, изображающих в масштабе μ_{ν} скорости точек звеньев механизма, сводим в таблицу 2.2. Величины линейных скоростей характерных точек механизма сводим в таблицу 2.3.

Таблица 2.2 – Величины отрезков, изображающих в масштабе μ_{ν} скорости точек звеньев механизма, мм

№	$\overline{P_{\nu}b}$	$\overline{P_{\nu}c}$	\overline{be}	$\overline{P_{\nu}e}$	\overline{bd}	$\overline{P_{\nu}d}$	\overline{ed}	$\overline{P_{\nu}S_3}$	$\overline{P_{\nu}S_4}$
0	40,21	100,53	40,21	0	22,34	22,34	22,34	20,37	0
2	40,21	100,53	29,94	32,98	16,64	40,63	16,64	35,93	16,49

Таблица 2.3 – Линейные скорости характерных точек механизма, м/с

№	$v_B = v_C$	v_C	$v_{E/B}$	$v_E = v_{E/K}$	v_D	v_{S_3}	v_{S_4}
0	1,005	2,513	1,005	0	0,559	0,509	0
2	1,005	2,513	0,749	0,825	1,016	0,898	0,412

									Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата					10

Определим угловые скорости звеньев механизма для положения 2.

Модуль угловой скорости шатуна 3:

$$|\omega_3| = \frac{v_{E/B}}{l_{BE}} = \frac{0,749}{0,18} = 4,159 \text{ рад/с.} \quad (2.21)$$

Направление угловой скорости ω_3 определим, перенося мысленно вектор \overline{be} с плана скоростей, для соответствующего положения механизма, в точку E шатуна 3 и наблюдая направление поворота этого звена вокруг точки B , видим, что для положения 2 угловая скорость ω_3 направлена по часовой стрелке.

Модуль угловой скорости коромысла 4:

$$|\omega_4| = \frac{v_{E/K}}{l_{KE}} = \frac{0,825}{0,15} = 5,497 \text{ рад/с.} \quad (2.22)$$

Направление угловой скорости ω_4 определим, перенося мысленно вектор $\overline{P_e}$ с плана скоростей, для соответствующего положения механизма, в точку E коромысла 4 и наблюдая направление поворота этого звена вокруг точки K , видим, что для положения 2 угловая скорость ω_4 направлена по часовой стрелке.

На схеме механизма показываем направления угловых скоростей звеньев круговыми стрелками. Вычисленные таким образом величины угловых скоростей звеньев механизма сводим в таблицу 2.4. За положительное значение угловой скорости ω принято вращение звена против часовой стрелки.

Таблица 2.4 – Угловые скорости звеньев механизма, рад/с

№	ω_0	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4
0	0	125,664	-50,265	-5,585	0
2	0	125,664	-50,265	-4,159	-5,497

2.3 Построение планов ускорений

Определение ускорений точек звеньев механизма производим методом планов в последовательности, определяемой формулой строения механизма.

Определим ускорение точки B , принадлежащей начальному звену 2. Рассмотрим движение точки B относительно точки A , принадлежащей стойке 0. Запишем уравнение в векторной форме:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{B/A}^n + \bar{a}_{B/A}^\tau, \quad (2.23)$$

где \bar{a}_A – вектор абсолютного ускорения движения точки A , принадлежащей неподвижной стойке кривошипа 2, $a_A = 0$;

$\bar{a}_{B/A}^n$ – вектор нормального ускорения движения точки B , во вращательном движении кривошипа 2, относительно неподвижной стойки A , направленный параллельно кривошипу AB от точки B к точке A

$$a_{B/A}^n = \omega_2^2 l_{AB} = 50,265^2 \cdot 0,02 = 50,532 \text{ м/с}^2; \quad (2.24)$$

$\bar{a}_{B/A}^\tau$ – вектор касательного ускорения движения точки B , во вращательном движении кривошипа 2 относительно неподвижной стойки A , направленный перпендикулярно кривошипу AB в сторону вращения углового ускорения ϵ_2 . Учитывая, что кривошип 2 вращается с постоянной угловой скоростью $a_{B/A}^\tau = 0$.

Учитывая, что угловая скорость кривошипа 2 постоянная, $\omega_2 = \text{const}$, абсолютное ускорение точки B кривошипа AB равняется его нормальному ускорению и будет одинаковым для всех положений механизма:

$$a_B = a_{B/A}^n = 50,532 \text{ м/с}^2; \quad (2.25)$$

Принимаем масштаб построения плана ускорений:

$$\mu_a = 1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}. \quad (2.26)$$

Длина вектора абсолютного ускорения точки B кривошипа 2 на плане ускорений:

$$\overline{P_a b} = \frac{a_B}{\mu_a} = \frac{50,532}{1} = 50,532 \text{ мм}. \quad (2.27)$$

						Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		12

Последовательность построения плана ускорений рассмотрим на примере для положения 2.

Из произвольной точки P_a , принятой за полюс плана ускорений, по направлению от B к A , откладываем вектор абсолютного ускорения $\overline{P_a b}$ параллельно AB , длиной 50,532 мм.

Для определения ускорения точки C кривошипа AC воспользуемся теоремой подобия:

$$\overline{ac} = \overline{ab} \cdot \frac{\overline{AC}}{\overline{AB}} = 50,532 \cdot \frac{50}{20} = 126,331 \text{ мм.} \quad (2.28)$$

На плане ускорений относительно вектора \overline{ab} , под углом $49,458^\circ$ против часовой стрелки, от точки a откладываем отрезок \overline{ac} , длиной 126,331 мм. Соединив полюс P_a с точкой c , получаем вектор $\overline{P_a c} = 126,331$ мм. Тогда, абсолютное ускорение точки C кривошипа AC :

$$a_C = \overline{P_a c} \cdot \mu_a = 126,331 \cdot 1 = 126,331 \text{ м/с}^2. \quad (2.29)$$

Соединив точки b и c на плане ускорений, получаем треугольник abc подобный треугольнику ABC кривошипа 2 на плане положений.

Определим ускорение точки E , принадлежащей группе Ассур 3–4 первого вида. Рассмотрим движение точки E относительно точек B и K . Запишем уравнения в векторной форме, которые решим графически:

$$\begin{cases} \overline{a_E} = \overline{a_B} + \overline{a_{E/B}^n} + \overline{a_{E/B}^\tau}; \\ \overline{a_E} = \overline{a_K} + \overline{a_{E/K}^n} + \overline{a_{E/K}^\tau}, \end{cases} \quad (2.30)$$

где $\overline{a_B}$ – вектор абсолютного ускорения движения точки B , принадлежащей кривошипу 2 (см. выше);

$\overline{a_{E/B}^n}$ – вектор нормального ускорения движения точки E , во вращательном движении шатуна 3, относительно точки B , направленный параллельно шатуну BE от точки E к точке B , для положения 2

$$a_{E/B}^n = \omega_3^2 l_{BE} = 4,159^2 \cdot 0,18 = 3,113 \text{ м/с}^2; \quad (2.31)$$

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						13

$\bar{a}_{E/B}^{\tau}$ – вектор касательного ускорения движения точки E , во вращательном движении шатуна 3, относительно точки B , направленный перпендикулярно шатуну BE в сторону вращения углового ускорения ε_3 ;

\bar{a}_K – вектор абсолютного ускорения движения точки K , принадлежащей неподвижной стойке коромысла 4, $a_K = 0$;

$\bar{a}_{E/K}^n$ – вектор нормального ускорения движения точки E , во вращательном движении коромысла 4, относительно точки K , направленный параллельно коромыслу KE от точки E к точке K , для положения 2

$$a_{E/K}^n = \omega_4^2 l_{KE} = 5,497^2 \cdot 0,15 = 4,533 \text{ м/с}^2; \quad (2.32)$$

$\bar{a}_{E/K}^{\tau}$ – вектор касательного ускорения движения точки E , во вращательном движении коромысла 4, относительно точки K , направленный перпендикулярно коромыслу KE в сторону вращения углового ускорения ε_4 .

Отрезок, изображающий на плане ускорений в масштабе μ_a вектор нормального ускорения точки E шатуна 3:

$$\bar{bn}_3 = a_{E/B}^n / \mu_a = 3,113 / 1 = 3,11 \text{ мм.} \quad (2.33)$$

Отрезок, изображающий на плане ускорений в масштабе μ_a вектор нормального ускорения точки E коромысла 4:

$$\bar{P}_a n_4 = a_{E/K}^n / \mu_a = 4,533 / 1 = 4,53 \text{ мм.} \quad (2.34)$$

В соответствии с первым векторным уравнением (2.30) на плане ускорений через точку b проводим прямую параллельную шатуну BE и откладываем на ней в направлении от точки E к точке B отрезок \bar{bn}_3 длиной 3,11 мм. Через точку n_3 проводим прямую $\bar{n}_3 e$ перпендикулярную шатуну BE . Согласно второму векторному уравнению (2.30) через полюс P_a (т.к. в полюсе ускорения равны нулю, а $a_K = 0$) проводим прямую параллельную коромыслу KE и откладываем на ней в направлении от точки E к точке K отрезок $\bar{P}_a n_4$ длиной 4,53 мм. Через точку n_4 проводим прямую $\bar{n}_4 e$ перпендикулярную коромыслу KE . Пересечение

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						14

прямых $\overline{n_3e}$ и $\overline{n_4e}$ определяет положение точки e , изображающей на плане ускорений конец векторов касательных ускорений $\overline{a_{E/B}^\tau}$ и $\overline{a_{E/K}^\tau}$, для положения 2:

$$a_{E/B}^\tau = \overline{n_3e} \cdot \mu_a = 31,04 \cdot 1 = 31,036 \text{ м/с}^2; \quad (2.35)$$

$$a_{E/K}^\tau = \overline{n_4e} \cdot \mu_a = 28,14 \cdot 1 = 28,137 \text{ м/с}^2. \quad (2.36)$$

Относительное ускорение точки E шатуна 3 определим графически, решив векторное уравнение:

$$\overline{a_{E/B}} = \overline{a_{E/B}^n} + \overline{a_{E/B}^\tau}. \quad (2.37)$$

Соединив на плане ускорений точки b и e , получаем вектор $\overline{be} = 31,19$ мм. Тогда, относительное ускорение точки E шатуна 3:

$$a_{E/B} = \overline{be} \cdot \mu_a = 31,19 \cdot 1 = 31,192 \text{ м/с}^2. \quad (2.38)$$

Так как шарнир K коромысла 4 соединен со стойкой 0 ($a_K = 0$), абсолютное и относительное ускорения точки E коромысла 4 равны:

$$\overline{a_E} = \overline{a_{E/K}} = \overline{a_{E/K}^n} + \overline{a_{E/K}^\tau}. \quad (2.39)$$

Соединив на плане ускорений полюс P_a с точкой e , получаем вектор $\overline{P_ae} = 28,5$ мм. Тогда, абсолютное ускорение точки E :

$$a_E = a_{E/K} = \overline{P_ae} \cdot \mu_a = 28,5 \cdot 1 = 28,5 \text{ м/с}^2. \quad (2.40)$$

Для определения ускорения точки D шатуна BD воспользуемся теоремой подобия:

$$\overline{bd} = \overline{be} \cdot \frac{\overline{BD}}{\overline{BE}} = 31,19 \cdot \frac{100}{180} = 17,33 \text{ мм}. \quad (2.41)$$

На плане ускорений относительно вектора \overline{be} , под углом $25,842^\circ$ против часовой стрелки, от точки b откладываем отрезок \overline{bd} , длиной 17,33 мм. Соединив полюс P_a с точкой d , получаем вектор $\overline{P_ad} = 33,29$ мм. Тогда, абсолютное ускорение точки D шатуна BD :

$$a_D = \overline{P_ad} \cdot \mu_a = 33,29 \cdot 1 = 33,293 \text{ м/с}^2. \quad (2.42)$$

Соединив точки e и d на плане ускорений, получаем треугольник bed подобный треугольнику BED шатуна 3 на плане положений.

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						15

Для определения ускорения центра масс S_3 шатуна 3 на плане ускорений определим точку s_3 , расположенную на пересечении медиан треугольника ebd . Соединив полюс P_a с точкой s_3 , получаем вектор $\overline{P_a s_3} = 36,28$ мм. Тогда, абсолютное ускорение центра масс S_3 шатуна 3:

$$a_{S_3} = \overline{P_a s_3} \cdot \mu_a = 36,28 \cdot 1 = 36,285 \text{ м/с}^2. \quad (2.43)$$

Ускорение центра масс S_4 коромысла KE определяем на основании теоремы о подобии:

$$\overline{P_a s_4} = \overline{P_a e} \cdot \frac{\overline{KS_4}}{\overline{KE}} = 28,5 \cdot \frac{75}{150} = 14,25 \text{ мм}. \quad (2.44)$$

На плане ускорений отложим, на векторе $\overline{P_a e}$ от полюса P_a , вектор $\overline{P_a s_4}$, длиной 14,25 мм, изображающий в масштабе μ_a абсолютное ускорение центра масс S_4 коромысла KE :

$$a_{S_4} = \overline{P_a s_4} \cdot \mu_a = 14,25 \cdot 1 = 14,25 \text{ м/с}^2. \quad (2.45)$$

Все векторы, выходящие из полюса P_a на плане ускорений, изображают абсолютные ускорения, а отрезки, соединяющие концы векторов – относительные ускорения точек механизма. В указанной последовательности производим построение планов ускорений для всех 12 положений механизма. Величины отрезков, изображающих в масштабе μ_a ускорения точек звеньев механизма, сводим в таблицу 2.5. Величины линейных ускорений характерных точек механизма сводим в таблицу 2.6.

Таблица 2.5 – Величины отрезков, изображающих в масштабе μ_a ускорения точек звеньев механизма, мм

№	$\overline{P_a b}$	$\overline{P_a c}$	\overline{bc}	$\overline{bn_3}$	$\overline{n_3 e}$	\overline{be}	$\overline{P_a n_4}$	$\overline{n_4 e}$	$\overline{P_a e}$	\overline{bd}	$\overline{P_a d}$	\overline{ed}	$\overline{P_a s_3}$	$\overline{P_a s_4}$
0	50,53	126,33	101,06	5,61	10,78	12,15	0	46,19	46,19	6,75	50,79	6,75	48,94	23,1
2	50,53	126,33	101,06	3,11	31,04	31,19	4,53	28,14	28,5	17,33	33,29	17,33	36,28	14,25

															Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата											16

Таблица 2.6 – Линейные ускорения характерных точек механизма, м/с²

№	a_B	a_C	$a_{E/B}^n$	$a_{E/B}^\tau$	$a_{E/B}$	$a_{E/K}^n$	$a_{E/K}^\tau$	$a_E = a_{E/K}$	a_D	a_{S_3}	a_{S_4}
0	50,532	126,331	5,615	10,778	12,153	0	46,193	46,193	50,786	48,945	23,096
2	50,532	126,331	3,113	31,036	31,192	4,533	28,137	28,5	33,293	36,285	14,25

Определим угловые ускорения звеньев механизма для положения 2.

Модуль углового ускорения шатуна 3:

$$|\varepsilon_3| = \frac{a_{E/B}^\tau}{l_{BE}} = \frac{31,036}{0,18} = 172,424 \text{ рад/с}^2. \quad (2.46)$$

Направление углового ускорения ε_3 определим, перенося мысленно вектор $\overline{n_3 e}$ с плана ускорений, для соответствующего положения механизма, в точку E шатуна 3 и наблюдая направление поворота этого звена вокруг точки B , видим, что для положения 2 угловое ускорение ε_3 направлено против часовой стрелки.

Модуль углового ускорения коромысла 4:

$$|\varepsilon_4| = \frac{a_{E/K}^\tau}{l_{KE}} = \frac{28,137}{0,15} = 187,582 \text{ рад/с}^2. \quad (2.47)$$

Направление углового ускорения ε_4 определим, перенося мысленно вектор $\overline{n_4 e}$ с плана ускорений, для соответствующего положения механизма, в точку E коромысла 4 и наблюдая направление поворота этого звена вокруг точки K , видим, что для положения 2 угловое ускорение ε_4 направлено по часовой стрелке.

На схеме механизма показываем направления угловых ускорений звеньев круговыми стрелками. Вычисленные таким образом величины угловых ускорений звеньев механизма сводим в таблицу 2.7. За положительное значение принято направление углового ускорения ε в направлении вращения против часовой стрелки.

Таблица 2.7 – Угловые ускорения звеньев механизма, рад/с²

№	ε_0	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4
0	0	0	0	-59,879	-307,952
2	0	0	0	172,424	-187,582

											Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата							17

3 Динамический анализ зубчато-рычажного механизма

3.1 Силы, действующие на звенья механизма

Силовой анализ механизма проводим для положения 2. Рабочим звеном данного механизма является звено 4, к которому приложено полезное (производственное) сопротивление $M_4 = 15$ Н·м. Также на механизм действуют силы тяжести, силы и моменты инерции звеньев.

Массы зубчатых колес:

$$m_1 = 10^4 r_1^3 = 10^4 \cdot 0,02^3 = 0,08 \text{ кг}; \quad (3.1)$$

$$m_2 = 10^4 r_2^3 = 10^4 \cdot 0,05^3 = 1,25 \text{ кг}. \quad (3.2)$$

Масса шатуна 3:

$$m_3 = kl_3 = 10 \cdot 0,234 = 2,34 \text{ кг}, \quad (3.3)$$

где k – линейная плотность, для шатунов $k = 8 \dots 12$ кг/м;

l_3 – длина шатуна 3, для треугольников $l_3 = 1,3l_{BE} = 1,3 \cdot 0,18 = 0,234$ м.

Масса коромысла 4:

$$m_4 = kl_{KE} = 15 \cdot 0,15 = 2,25 \text{ кг}, \quad (3.4)$$

где k – линейная плотность, для коромысел $k = 10 \dots 20$ кг/м.

Моменты инерции зубчатых колес относительно оси вращения:

$$J_{01} = 0,5m_1r_1^2 = 0,5 \cdot 0,08 \cdot 0,02^2 = 0,000016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.5)$$

$$J_{02} = 0,5m_2r_2^2 = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 0,05^2 = 0,001563 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.6)$$

Момент инерции шатуна 3:

$$J_{S3} = 0,1m_3l_3^2 = 0,1 \cdot 2,34 \cdot 0,234^2 = 0,012813 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.7)$$

Момент инерции коромысла 4:

$$J_{S4} = 0,1m_4l_{KE}^2 = 0,1 \cdot 2,25 \cdot 0,15^2 = 0,005062 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (3.8)$$

Силы тяжести звеньев механизма:

$$F_{G1} = m_1g = 0,08 \cdot 9,81 = 0,78 \text{ Н}; \quad (3.9)$$

$$F_{G2} = m_2g = 1,25 \cdot 9,81 = 12,26 \text{ Н}; \quad (3.10)$$

$$F_{G3} = m_3g = 2,34 \cdot 9,81 = 22,96 \text{ Н}; \quad (3.11)$$

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						18

$$F_{G4} = m_4g = 2,25 \cdot 9,81 = 22,07 \text{ Н}, \quad (3.12)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Величины сил инерции:

$$F_{i1} = m_1a_F = 0,08 \cdot 0 = 0; \quad (3.13)$$

$$F_{i2} = m_2a_A = 1,25 \cdot 0 = 0; \quad (3.14)$$

$$F_{i3} = m_3a_{S_3} = 2,34 \cdot 36,285 = 84,91 \text{ Н}; \quad (3.15)$$

$$F_{i4} = m_4a_{S_4} = 2,25 \cdot 14,25 = 32,06 \text{ Н}. \quad (3.16)$$

Моменты сил инерции звеньев механизма:

$$M_{i1} = J_{01}|\varepsilon_1| = 0,000016 \cdot 0 = 0; \quad (3.17)$$

$$M_{i2} = J_{02}|\varepsilon_2| = 0,001563 \cdot 0 = 0; \quad (3.18)$$

$$M_{i3} = J_{S3}|\varepsilon_3| = 0,012813 \cdot 172,424 = 2,209 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3.19)$$

$$M_{i4} = J_{S4}|\varepsilon_4| = 0,005062 \cdot 187,582 = 0,95 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.20)$$

Полученные значения сил, действующих на звенья механизма в положении 2, заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Внешние силы, действующие на звенья механизма

№	F_{G1}	F_{G2}	F_{G3}	F_{G4}	F_{i3}	F_{i4}	M_4	M_{i3}	M_{i4}
	Н						Н·м		
2	0,78	12,26	22,96	22,07	84,91	32,06	15	2,209	0,95

На коромысло 4 действует момент полезного сопротивления M_4 направленный против движения коромысла. Силы тяжести \bar{F}_{Gi} прикладываем в центрах масс звеньев S_i и направляем их вертикально вниз. Силы инерции \bar{F}_{ii} прикладываем в центрах масс звеньев S_i и направляем их противоположно направлениям ускорений центров масс \bar{a}_{S_i} . Моменты сил инерции M_{ii} прикладываем к соответствующим звеньям противоположно их угловым ускорениям ε_i .

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						19

3.2 Силовой расчет группы Ассура 3–4 первого вида

Силовой расчет начинаем с наиболее удаленной от начального звена группы Ассура II класса, состоящей из шатуна 3 и коромысла 4. В масштабе 1:2 строим схему нагружения группы звеньев 3–4, отсоединенной от остальной кинематической цепи.

К группе звеньев 3–4 приложены известные внешние силы F_{i3} , F_{G3} , F_{i4} , F_{G4} и известные внешние моменты M_{i3} , M_4 , M_{i4} (см. пункт 3.1). Неизвестными являются реакции во внешних вращательных кинематических парах $B_{2,3}$ и $B_{0,4}$: реакция $\bar{F}_{R2,3}$ в шарнире B , действующая на шатун 3 со стороны кривошипа 2 и реакция $\bar{F}_{R0,4}$ в шарнире K , действующая на коромысло 4 со стороны стойки 0. Реакцию $\bar{F}_{R2,3}$ разложим на две составляющие: нормальную $\bar{F}_{R2,3}^n$ направленную вдоль линии BE и касательную $\bar{F}_{R2,3}^\tau$ направленную перпендикулярно линии BE . Также разложим на составляющие реакцию $\bar{F}_{R0,4}$: нормальную $\bar{F}_{R0,4}^n$ направленную вдоль линии KE и касательную $\bar{F}_{R0,4}^\tau$ направленную перпендикулярно линии KE :

$$\bar{F}_{R2,3} = \bar{F}_{R2,3}^n + \bar{F}_{R2,3}^\tau; \quad (3.21)$$

$$\bar{F}_{R0,4} = \bar{F}_{R0,4}^n + \bar{F}_{R0,4}^\tau. \quad (3.22)$$

Составляющую $\bar{F}_{R2,3}^\tau$ определим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки E :

$$\Sigma M_{E(\text{звена } 3)} = F_{R2,3}^\tau \overline{EB} - F_{i3} h_{i3} + F_{G3} h_{G3} - M_{i3} / \mu_l = 0, \quad (3.23)$$

откуда

$$F_{R2,3}^\tau = \frac{F_{i3} h_{i3} - F_{G3} h_{G3} + M_{i3} / \mu_l}{\overline{EB}} = \frac{84,91 \cdot 26,4 - 22,96 \cdot 45,43 + 2,209 / 0,002}{90} = 25,59 \text{ Н.}$$

В результате решения уравнения (3.23) значение составляющей $\bar{F}_{R2,3}^\tau$ получилось со знаком плюс, что означает правильный выбор ее направления на схеме силового расчета.

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						20

Составляющую $\bar{F}_{R0,4}^\tau$ определим из уравнения моментов всех сил, действующих на звено 4, относительно точки E:

$$\Sigma M_{E(\text{звена } 4)} = -F_{i4}h_{i4} + F_{G4}h_{G4} - F_{R0,4}^\tau \bar{EK} + M_4/\mu_l + M_{i4}/\mu_l = 0, \quad (3.24)$$

откуда

$$F_{R0,4}^\tau = \frac{-F_{i4}h_{i4} + F_{G4}h_{G4} + M_4/\mu_l + M_{i4}/\mu_l}{\bar{EK}} =$$

$$= \frac{-32,06 \cdot 37,02 + 22,07 \cdot 4,1 + 15/0,002 + 0,95/0,002}{75} = 91,71 \text{ Н.}$$

В результате решения уравнения (3.24) значение составляющей $\bar{F}_{R0,4}^\tau$ получилось со знаком плюс, что означает правильный выбор ее направления на схеме силового расчета.

Уравнение равновесия всех сил, действующих на группу звеньев 3–4:

$$\Sigma \bar{F}_{\text{группы } 3-4} = \bar{F}_{R2,3}^n + \bar{F}_{R2,3}^\tau + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{i4} + \bar{F}_{G4} + \bar{F}_{R0,4}^\tau + \bar{F}_{R0,4}^n = 0. \quad (3.25)$$

В этом уравнении неизвестными являются реакции $\bar{F}_{R2,3}^n$ и $\bar{F}_{R0,4}^n$. Величины этих реакций определяем построением плана сил в масштабе $\mu_F = 2 \text{ Н/мм}$. В таблице 3.2 определим длину отрезков, мм, которые на плане сил будут изображать силы, указанные в векторном уравнении (3.25).

Таблица 3.2 – Силы, действующие на группу звеньев 3–4

№	Ед. изм.	$F_{R2,3}$	$F_{R2,3}^n$	$F_{R2,3}^\tau$	F_{i3}	F_{G3}	$F_{R4,3}=F_{R3,4}$	F_{i4}	F_{G4}	$F_{R0,4}^\tau$	$F_{R0,4}^n$	$F_{R0,4}$
2	F, Н	189,22	187,48	25,59	84,91	22,96	125,69	32,06	22,07	91,71	17,36	93,34
	\bar{F} , мм	94,61	93,74	12,8	42,45	11,48	62,85	16,03	11,04	45,86	8,68	46,67

В соответствии с уравнением (3.25) строим план сил. Проводим линию действия реакции $\bar{F}_{R2,3}^n$ и из любой точки этой линии строим известные векторы сил: $\bar{F}_{R2,3}^\tau$, \bar{F}_{i3} , \bar{F}_{G3} , \bar{F}_{i4} , \bar{F}_{G4} , $\bar{F}_{R0,4}^\tau$. Из конца вектора $\bar{F}_{R0,4}^\tau$ проводим линию действия реакции $\bar{F}_{R0,4}^n$. Точка пересечения линий действия $\bar{F}_{R2,3}^n$ и $\bar{F}_{R0,4}^n$ определяет их величину:

$$F_{R2,3}^n = \bar{F}_{R2,3}^n \mu_F = 93,74 \cdot 2 = 187,48 \text{ Н;} \quad (3.26)$$

													Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата									21

$$F_{R0,4}^n = \bar{F}_{R0,4}^n \mu_F = 8,68 \cdot 2 = 17,36 \text{ Н.} \quad (3.27)$$

Соединив на плане сил начало вектора $\bar{F}_{R2,3}^n$ с концом вектора $\bar{F}_{R2,3}^\tau$, получим суммарную реакцию $\bar{F}_{R2,3}$ в шарнире B :

$$F_{R2,3} = \bar{F}_{R2,3} \mu_F = 94,61 \cdot 2 = 189,22 \text{ Н.} \quad (3.28)$$

Соединив на плане сил начало вектора $\bar{F}_{R0,4}^n$ с концом вектора $\bar{F}_{R0,4}^\tau$, получим суммарную реакцию $\bar{F}_{R0,4}$ в шарнире K :

$$F_{R0,4} = \bar{F}_{R0,4} \mu_F = 46,67 \cdot 2 = 93,34 \text{ Н.} \quad (3.29)$$

Для определения реакции $\bar{F}_{R4,3} = -\bar{F}_{R3,4}$ во внутренней кинематической паре $B_{3,4}$ (шарнир E) рассмотрим условие равновесия шатуна 3:

$$\Sigma \bar{F}_{\text{звена 3}} = \bar{F}_{R2,3} + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_{G3} + \bar{F}_{R4,3} = 0. \quad (3.30)$$

Реакцию $\bar{F}_{R4,3}$ в шарнире E определяем, замыкая силовой многоугольник в соответствии с векторным уравнением (3.30), для чего на построенном плане сил конец вектора \bar{F}_{G3} соединяем с началом вектора $\bar{F}_{R2,3}$:

$$F_{R4,3} = \bar{F}_{R4,3} \mu_F = 62,85 \cdot 2 = 125,69 \text{ Н.} \quad (3.31)$$

$$F_{R3,4} = F_{R4,3} = 125,69 \text{ Н.} \quad (3.32)$$

3.3 Силовой расчет начального звена 0–2

В масштабе 1:2 строим схему нагружения кривошипа 2, отсоединенного от остальной кинематической цепи. К кривошипу 2 приложены следующие силы: сила тяжести F_{G2} , ставшая известной реакция $\bar{F}_{R3,2} = -\bar{F}_{R2,3}$ во вращательной кинематической паре $B_{2,3}$ (шарнир B), неизвестная по модулю и направлению реакция $\bar{F}_{R0,2}$ в шарнире A и неизвестная по модулю уравновешивающая сила F_y , приложенная в полюсе зацепления P и направленная по линии зацепления зубчатых колес z_1 – z_2 .

Величину уравновешивающей силы определим из условия равновесия моментов всех сил, действующих на кривошип 2, относительно точки A :

$$\Sigma M_{A \text{ (звена 2)}} = -F_y h_y + F_{R3,2} h_{R3,2} = 0, \quad (3.33)$$

						Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		22

откуда

$$F_y = \frac{F_{R3,2} h_{R3,2}}{h_y} = \frac{189,22 \cdot 7,18}{23,49} = 57,84 \text{ Н.}$$

В результате решения уравнения (3.33) значение уравновешивающей силы F_y получилось со знаком плюс, что означает правильный выбор ее направления на схеме силового расчета.

Реакцию $\bar{F}_{R0,2}$ в шарнире A определим из условия равновесия всех сил, действующих на кривошип 2:

$$\Sigma \bar{F}_{\text{звена } 2} = \bar{F}_y + \bar{F}_{R3,2} + \bar{F}_{G2} + \bar{F}_{R0,2} = 0. \quad (3.34)$$

Величину реакции $\bar{F}_{R0,2}$ определяем построением плана сил в масштабе $\mu_F = 2 \text{ Н/мм}$. В таблице 3.3 определим длину отрезков, мм, которые на плане сил будут изображать силы, указанные в векторном уравнении (3.34).

Таблица 3.3 – Силы, действующие на кривошип 2

№	Ед. изм.	F_y	$F_{R3,2}$	F_{G2}	$F_{R0,2}$
2	$F, \text{ Н}$	57,84	189,22	12,26	243,98
	$\bar{F}, \text{ мм}$	28,92	94,61	6,13	121,99

В соответствии с уравнением (3.34) строим план сил. Из произвольной точки на чертеже строим известные векторы сил: $\bar{F}_y, \bar{F}_{R3,2}, \bar{F}_{G2}$. Соединив конец вектора \bar{F}_{G2} с началом вектора \bar{F}_y , получим реакцию $\bar{F}_{R0,2}$ в шарнире A :

$$F_{R0,2} = \bar{F}_{R0,2} \mu_F = 121,99 \cdot 2 = 243,98 \text{ Н.} \quad (3.35)$$

3.4 Силовой расчет ведущего звена 0–1

В масштабе 1:2 строим схему нагружения шестерни 1, отсоединенной от остальной кинематической цепи. К шестерне 1 приложены следующие силы: сила тяжести F_{G1} , ставшая известной реакция $\bar{F}_{R2,1} = -\bar{F}_y$ в полюсе зацепления P и неизвестная по модулю и направлению реакция $\bar{F}_{R0,1}$ в шарнире F .

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

Реакцию $\bar{F}_{R0,1}$ в шарнире F определим из условия равновесия всех сил, действующих на шестерню 1:

$$\Sigma \bar{F}_{\text{звена 1}} = \bar{F}_{R2,1} + \bar{F}_{G1} + \bar{F}_{R0,1} = 0. \quad (3.36)$$

Величину реакции $\bar{F}_{R0,1}$ определяем построением плана сил в масштабе $\mu_F = 1 \text{ Н/мм}$. В таблице 3.4 определим длину отрезков, мм, которые на плане сил будут изображать силы, указанные в векторном уравнении (3.36).

Таблица 3.4 – Силы, действующие на шестерню 1

№	Ед. изм.	$F_{R2,1}$	F_{G1}	$F_{R0,1}$
2	$F, \text{ Н}$	57,84	0,78	58,14
	$\bar{F}, \text{ мм}$	57,84	0,78	58,14

В соответствии с уравнением (3.36) строим план сил. Из произвольной точки на чертеже строим известные векторы сил: $\bar{F}_{R2,1}$, \bar{F}_{G1} . Соединив конец вектора \bar{F}_{G1} с началом вектора $\bar{F}_{R2,1}$, получим реакцию $\bar{F}_{R0,1}$ в шарнире F :

$$F_{R0,1} = \bar{F}_{R0,1} \mu_F = 58,14 \cdot 1 = 58,14 \text{ Н}. \quad (3.37)$$

Результаты силового расчета механизма представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Модули реакций в кинематических парах механизма, Н

№	$F_{R0,1} = F_{R1,0}$	$F_{R2,1} = F_{R1,2} = F_y$	$F_{R0,2} = F_{R2,0}$	$F_{R2,3} = F_{R3,2}$	$F_{R4,3} = F_{R3,4}$	$F_{R0,4} = F_{R4,0}$
2	58,14	57,87	243,98	189,22	125,69	93,34

3.5 Определение величины уравновешивающей силы методом рычага Н.Е. Жуковского

С целью проверки правильности силового расчета механизма уравновешивающую силу F_y определяем с помощью «жесткого рычага» Жуковского. Для этого строим в масштабе $\mu_v = 0,025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}/\text{мм}$, повернутый на 90° против часовой стрелки, план скоростей механизма. В одноименных точках

						Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		24

прикладываем векторы всех внешних сил: силы тяжести F_{G2} , F_{G3} , F_{G4} , силы инерции F_{i3} , F_{i4} , а также уравновешивающую силу F_y .

Вектор скорости в полюсе зацепления P зубчатых колес:

$$\overline{v_P} = \frac{v_p}{\mu_v} = \frac{2,513}{0,025} = 100,52 \text{ мм}, \quad (3.38)$$

где v_p – скорость в полюсе зацепления P , $v_p = \omega_2 r_2 = 50,265 \cdot 0,05 = 2,513$ м/с.

Момент силы инерции M_{i3} заменим парой сил F_{Mi3} , разнесенной по крайним точкам B и E перпендикулярно шатуну BE :

$$F_{Mi3} = M_{i3}/l_{BE} = 2,209/0,18 = 12,27 \text{ Н}. \quad (3.39)$$

Момент силы полезного сопротивления M_4 заменим парой сил F_{M4} , разнесенной по крайним точкам K и E перпендикулярно коромыслу KE :

$$F_{M4} = M_4/l_{KE} = 15/0,15 = 100 \text{ Н}. \quad (3.40)$$

Момент силы инерции M_{i4} заменим парой сил F_{Mi4} , разнесенной по крайним точкам K и E перпендикулярно коромыслу KE :

$$F_{Mi4} = M_{i4}/l_{KE} = 0,95/0,15 = 6,33 \text{ Н}. \quad (3.41)$$

Принимая повернутый на 90° план скоростей за рычаг, нагруженный внешними силами, составляем уравнение моментов этих сил относительно полюса P_v :

$$\begin{aligned} \Sigma M_{P_v} = & -F_y \overline{P_v} p \cos \alpha_w - F_{Mi3} \overline{be} + F_{i3} h_{i3} + F_{G3} h_{G3} + \\ & + F_{M4} \overline{P_v} e + F_{Mi4} \overline{P_v} e + F_{i4} h_{i4} - F_{G4} h_{G4} = 0. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Откуда определим уравновешивающую силу:

$$\begin{aligned} F'_y = & \frac{-F_{Mi3} \overline{be} + F_{i3} h_{i3} + F_{G3} h_{G3} + F_{M4} \overline{P_v} e + F_{Mi4} \overline{P_v} e + F_{i4} h_{i4} - F_{G4} h_{G4}}{\overline{P_v} p \cos \alpha_w} = \\ = & [-12,27 \cdot 29,94 + 84,91 \cdot 18,62 + 22,96 \cdot 11,51 + 100 \cdot 32,98 + \\ & + 6,33 \cdot 32,98 + 32,06 \cdot 16,28 - 22,07 \cdot 1,8] / (100,53 \cdot \cos 20^\circ) = 57,87 \text{ Н}. \end{aligned}$$

В результате решения уравнения (3.42) значение уравновешивающей силы F_y получилось со знаком плюс, что означает правильный выбор ее направления на рычаге Жуковского.

						Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		25

Сравним результаты определения уравнивающей силы методом планов сил и методом рычага Н.Е. Жуковского:

$$\Delta F_y = \frac{F'_y - F_y}{F_y} \cdot 100\% = \frac{57,87 - 57,84}{57,84} \cdot 100\% = 0,05\% < 5\%, \quad (3.43)$$

что допустимо.

Результаты сравнения уравнивающих сил, полученные разными методами, сведем в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Сравнение методов определения уравнивающей силы

№ положения	F_y , Н	F'_y , Н	ΔF_y , %
2	57,84	57,87	0,05

3.6 Определение величины КПД механизма

Радиусы цапф зубчато-рычажного механизма:

$$\begin{aligned} r_F &= 0,15r_1 = 0,15 \cdot 20 = 3 \text{ мм}; \\ r_A &= 0,3l_{AB} = 0,3 \cdot 20 = 6 \text{ мм}; \\ r_B &= 0,2l_{AB} = 0,2 \cdot 20 = 4 \text{ мм}; \\ r_E &= 0,1l_{BE} = 0,1 \cdot 180 = 18 \text{ мм}. \\ r_K &= 0,1l_{KE} = 0,1 \cdot 150 = 15 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (3.44)$$

По ГОСТ 6636-69 принимаем:

$$r_F = 3 \text{ мм}; r_A = 6 \text{ мм}; r_B = 4 \text{ мм}; r_E = 18 \text{ мм}; r_K = 15 \text{ мм}. \quad (3.45)$$

Моменты сил трения во вращательных кинематических парах:

$$\begin{aligned} M_{f0,1} &= fF_{R0,1}r_F = 0,1 \cdot 58,14 \cdot 0,003 = 0,017 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_{f0,2} &= fF_{R0,2}r_A = 0,1 \cdot 243,98 \cdot 0,006 = 0,146 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_{f2,3} &= fF_{R2,3}r_B = 0,1 \cdot 189,22 \cdot 0,004 = 0,076 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_{f3,4} &= fF_{R3,4}r_E = 0,1 \cdot 125,69 \cdot 0,018 = 0,226 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_{f0,4} &= fF_{R0,4}r_K = 0,1 \cdot 93,34 \cdot 0,015 = 0,14 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (3.46)$$

где f – коэффициент трения скольжения, принимаем $f = 0,1$.

						Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		26

Сила трения в зубчатом зацеплении колес:

$$F_{f1,2} = fF_{R1,2} = 0,1 \cdot 57,87 = 5,787 \text{ Н.} \quad (3.47)$$

Мощности трения в кинематических парах:

$$P_{f0,1} = M_{f0,1} \cdot |\omega_0 - \omega_1| = 0,017 \cdot |0 - 125,664| = 2,136 \text{ Вт};$$

$$P_{f0,2} = M_{f0,2} \cdot |\omega_0 - \omega_2| = 0,146 \cdot |0 - (-50,265)| = 7,339 \text{ Вт};$$

$$P_{f2,3} = M_{f2,3} \cdot |\omega_2 - \omega_3| = 0,076 \cdot |-50,265 - (-4,159)| = 3,504 \text{ Вт};$$

$$P_{f3,4} = M_{f3,4} \cdot |\omega_3 - \omega_4| = 0,226 \cdot |-4,159 - (-5,497)| = 0,302 \text{ Вт}; \quad (3.48)$$

$$P_{f0,4} = M_{f0,4} \cdot |\omega_0 - \omega_4| = 0,14 \cdot |0 - (-5,497)| = 0,77 \text{ Вт};$$

$$P_{f1,2} = F_{f1,2} v_P \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_w\right) = F_{f1,2} v_P \sin \alpha_w = 5,787 \cdot 2,513 \cdot \sin 20^\circ = 4,974 \text{ Вт.}$$

Суммарная мощность трения:

$$\begin{aligned} \Sigma P_f &= P_{f0,1} + P_{f0,2} + P_{f2,3} + P_{f3,4} + P_{f0,4} + P_{f1,2} = \\ &= 2,136 + 7,339 + 3,504 + 0,302 + 0,77 + 4,974 = 19,025 \text{ Вт.} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление полезных (производственных) сопротивлений:

$$P_{\text{пс}} = M_4 \omega_4 = 15 \cdot 5,497 = 82,455 \text{ Вт.} \quad (3.50)$$

Мгновенное значение КПД механизма для положения 2:

$$\eta = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{пс}} + \Sigma P_f} = \frac{82,455}{82,455 + 19,025} = 0,813. \quad (3.51)$$

										Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата						27

Литература

1. Горбенко В.Т. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебно-методическое пособие / В.Т. Горбенко, М.В. Горбенко; Томский политехнический университет. – 3-е изд., доп. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 169 с.
2. С.А.Попов. Г.А.Тимофеев. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. Пособие для вузов / Под ред. К.В. Фролова. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Высш. Шк., 1998. – 351с.: ил.
3. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.: ил.

						Лист
						28
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата		