

1 АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

В качестве исполнительного механизма в данном проекте используется плоский шестизвенный рычажный механизм. Он является кривошипно-ползунным, преобразующим вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна 5 (см. рис. 1.1).

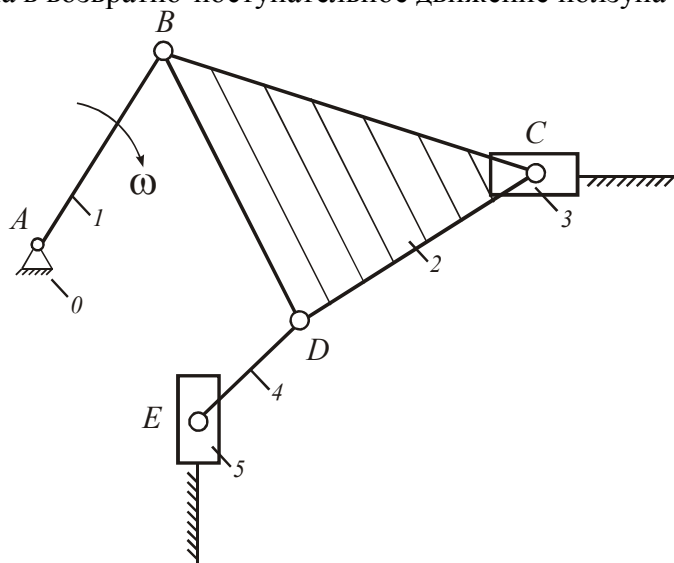


Рисунок 1.1 - Структурная схема рычажного механизма

1.1 Структурный анализ рычажного механизма

Выполним структурный анализ рычажного механизма, определим его подвижность и класс.

1.1.1 Подвижность механизма

Проанализируем звенья, а также вид совершаемого ими движения, и кинематические пары, соединяющие эти звенья (см. рис. 1.1).

Таблица 1.1 - Звенья механизма

Номер звена	0	1	2	3	4	5
Характер движения	неподвижное	вращательное	плоское	поступательное	плоское	поступательное
Название	стойка	кривошип	шатун	ползун	шатун	ползун

Таблица 1.2 - Кинематические пары механизма

Обозначение пары	A	B	C ₁	C ₂	D	E ₁	E ₂
Номера звеньев образующих пары	0-1	1-2	2-3	0-3	2-4	4-5	5-0
Класс пары	V	V	V	V	V	V	V
Вид пары	ВКП	ВКП	ВКП	ПКП	ВКП	ВКП	ПКП

Т.к. данный механизм является плоским кривошипно-ползунным механизмом, то воспользуемся формулой Чебышева для вычисления подвижности плоского механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где $n=5$ - число подвижных звеньев механизма;

$p_5=7$ - число кинематических пар V класса;

$p_4=0$ - число кинематических пар IV класса.

Следовательно, подвижность механизма, изображенного на рис. 1.1, будет равна:

$W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$, следовательно, данный механизм имеет одно входное звено - кривошип 1.

1.1.2 Структурные группы и класс механизма

Схема любого плоского механизма может быть создана последовательным присоединением к ведущему звену и стойке кинематических цепей, которые не меняют подвижность механизма. Разобьем данный рычажный механизм на структурные группы - простейшие кинематические цепи с нулевой подвижностью относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары I класса свободные элементы их звеньев, и не распадающиеся на более простые кинематические цепи также с нулевой подвижностью. Отсоединение структурных групп начинаем со структурной группы, наиболее удаленной от входного звена. На рис. 1.2 представлен первичный механизм и структурные группы механизма.

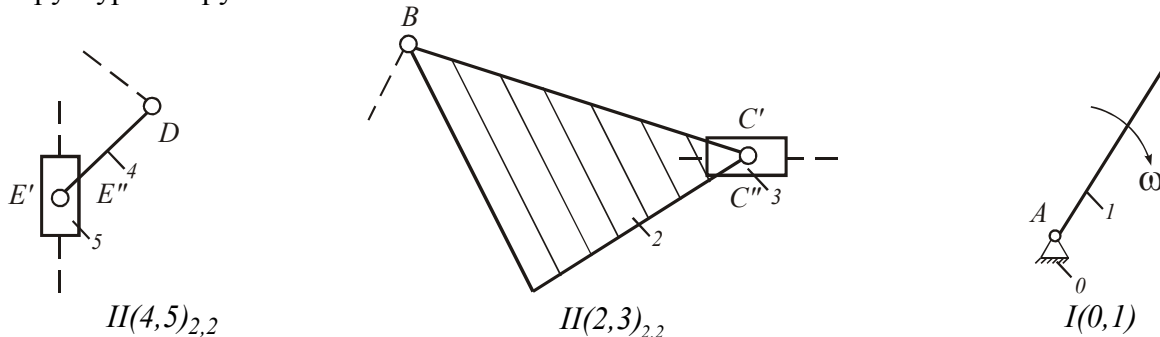


Рисунок 1.2 – Структурные группы рычажного механизма

Запишем структурную формулу строения механизма:

$$I(0,1) \longrightarrow II(2,3)_{2,2} \longrightarrow II(4,5)_{2,2}$$

Класс механизма определяется наивысшим классом входящих в него структурных групп. Следовательно, данный механизм является механизмом II -го класса.

1.2 Кинематический анализ механизма

Кинематический анализ механизма – изучение движения звеньев по заданному закону движения начальных звеньев без учета сил, вызывающих это движение. Кинематический анализ выполняется графо-аналитическим методом (способом планов).

1.2.1 Планы положений механизма

При движении рычажных механизмов положение их звеньев постоянно меняется, но в каждый момент времени относительное расположение звеньев является вполне определенным.

На листе 1 графической части проекта в масштабе ($\mu_l = 0,01$ м/мм) строим планы рычажного механизма методом засечек 12 промежуточных, для чего угловой ход кривошипа (360°) от начала рабочего хода (положение 0), делим с нумерацией в направлении его вращения на 12 равных частей через 30° .

1.2.2 Построение планов скоростей, расчет V_{S_i} и ω

План скоростей – графическое построение в некотором масштабе векторов абсолютных и относительных скоростей звеньев механизма.

Скорость конца кривошипа $V_B = \omega_l \cdot l_{OA} = 62,8 \cdot 0,5 = 31,4$ м/с.

$$\omega = \pi n_1 / 30 = \pi \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ с}^{-1}.$$

Для построения планов скоростей рычажного механизма решим графически системы векторных уравнений, связывающих неизвестные скорости внутренних точек структурных групп механизма с известными скоростями крайних.

Указанные векторные уравнения для структурных групп рассматриваемого механизма (см. рис. 1.1) имеют вид: для точки C, (группа $II(2,3)_{2,2}$):

$$\frac{\bar{V}_C}{\parallel x-x} = \frac{\bar{V}_A}{\perp OA} + \frac{\bar{V}_{CB}}{\perp CB}$$

Скорость точки E определим из уравнения: (группа $II(4,5)_{2,2}$):

$$\frac{\bar{V}_E}{\parallel x-x} = \frac{\bar{V}_D}{\perp CD} + \frac{\bar{V}_{ED}}{\perp ED}.$$

тогда $\overline{pa} = \overline{V}_B$; $(pb) = V_B / \mu_V = 31.4 / 0.2 = 157$ мм.

Для примера рассчитаем скорости точек звеньев механизма в основном положении – 2 (соответствующее углу поворота кривошипа $\varphi_I^* = 60^\circ$).

Вычислим скорости характерных точек механизма:

$$V_{ED} = (ed) \cdot \mu_V = 19 \cdot 0,2 = 3,8 \text{ м/с.}$$

$$V_{S_2} = (p_{S_2}) \cdot \mu_V = 96.27 \cdot 0,2 = 19.3 \text{ m/c};$$

$$V_{S_4} = (p_{S_4}) \cdot \mu_V = 57 \cdot 0,2 = 11,4 \text{ м/с};$$

$$V_{S_5} = V_E = 10.7 \text{ M/c.}$$

$$\omega_4 = V_{ED}/l_{ED} = 3.8/1.8 = 2.1 \text{ pad/c};$$

$\omega_5=0$, т.к. звено 5 совершает поступательное движение.

Таблица 1.3 - Кинематические параметры механизма

[illegible]

1.2.3 Планы ускорений, расчет a_{S_i} и ε_{S_i}

Составление векторных уравнений для построения планов ускорений основано на использовании теоремы об ускорениях точек плоской фигуры.

Условно примем $\omega_I = \text{const}$.

Определим ускорение конца кривошипа: $\bar{a}_B = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^\tau$,
 $\parallel AB \quad \perp AB$

где \bar{a}_B^τ - тангенциальное ускорение, которое определяется по формуле:

$$a_B^\tau = \varepsilon_I \cdot l_I = 0, \text{ т.к. } \varepsilon_I = 0 (\omega_I = \text{const});$$

\bar{a}_B^n - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_B^n = \omega_I^2 \cdot l_I = 62,8^2 \cdot 0,5 = 1974 \text{ м/с}^2.$$

Т.о. ускорение конца кривошипа равно: $a_B = a_B^n = 1974 \text{ м/с}^2$.

Векторные уравнения для построения планов ускорений рассматриваемого механизма имеют вид:

Ускорение точки C – (группа II(2,3)_{2,2}): $\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^\tau$
 $\parallel x-x \quad \parallel CB \quad \perp CB$

где \bar{a}_{CB}^n - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB}. \quad (1.1)$$

Длина вектора \bar{a}_{CB}^n на плане ускорений: $(bn_2) = a_{CB}^n / \mu_a$, (1.2)

где μ_a – масштабный коэффициент плана ускорений;

Ускорение точки E - (группа II(4,5)_{2,2}): $\bar{a}_E = \bar{a}_D + \bar{a}_{ED}^n + \bar{a}_{ED}^\tau$.
 $\parallel y-y \quad \parallel ED \quad \perp ED$

где \bar{a}_{ED}^n - нормальное ускорение, величина которого определяется по формуле:

$$a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot l_{ED}. \quad (1.3)$$

Длину вектора на плане ускорений определим по формуле:

$$(dn_4) = a_{ED}^n / \mu_a. \quad (1.4)$$

Из плана ускорений определим:

$$a_C = (\pi c) \cdot \mu_a; \quad a_{CB}^\tau = (n_2 c) \cdot \mu_a; \quad (1.5)$$

$$a_D = (\pi d) \cdot \mu_a; \quad a_{ED}^\tau = (n_4 e) \cdot \mu_a.$$

Значения линейных ускорений центров масс всех звеньев определим по формуле:

$$a_{S_i} = (\pi s_i) \cdot \mu_a.$$

Угловые ускорения звеньев определим по формулам:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}}, \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{ED}^\tau}{l_{ED}}; \quad (1.6)$$

$\varepsilon_3 = 0$ т.к. звено 3 совершает поступательное движение;

$\varepsilon_5 = 0$ т.к. звено 5 совершает поступательное движение.

По приведенным векторным уравнениям построим план ускорений механизма для основного положения - 2 ($\varphi_I^* = 60^\circ$).

Выберем масштабный коэффициент: $\mu_a = a_A / (\pi a) = 1974 / 98,7 = 20 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}$,
где $(\pi b) = 98,7 \text{ мм}$ - длина вектора ускорения конца кривошипа (см. лист 1 курсового проекта).

По формуле (1.1) и (1.2) имеем: $a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 14^2 \cdot 1,6 = 313,6 \text{ м/с}^2$;

$$(an_2) = a_{BA}^n / \mu_a = 313,6 / 20 = 15,7 \text{ мм.}$$

По формулам (1.5) и (1.6) имеем: $a_{ED}^n = \omega_4^2 \cdot l_{ED} = 2.l^2 \cdot 1.8 = 7,9 \text{ м/с}^2$,

$$(cn_4) = a_{DC}^n / \mu_a = 7,9/20 = 0,4 \text{ мм.}$$

Используя полученный план ускорений, определим для рассматриваемого положения механизма ускорения точек по формулам (1.7):

$$a_{CB}^{\tau}=(n_2c)\cdot\mu_a=69,5\cdot20=1390\text{ м/с}^2; \quad a_E=(\pi e)\cdot\mu_a=57\cdot20=1140\text{ м/с}^2;$$

$$a_C = (\pi c) \cdot \mu_a = 57 \cdot 20 = 1140 \text{ } m/c^2; \quad a_{ED}^{\tau} = (n_4 e) \cdot \mu_a = 123 \cdot 20 = 2460 \text{ } m/c^2;$$

$$a_{S_1}=a_B/2=1974/2=987\text{ m/c}^2; \quad a_{S_5}=(\pi S_2)\cdot\mu_a=88.4\cdot 20=1767\text{ m/c}^2;$$

$$a_{S_3} = a_C = 1140 \text{ м/с}^2; \quad a_{S_4} = (\pi s_4) \cdot \mu_a = 71.5 \cdot 20 = 1430 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{S_5} = a_E = 1140 \text{ m/c}^2.$$

Рассчитаем угловые ускорения звеньев механизма по формулам (1.8):

$$\varepsilon_l=0, \text{ т.к. } \omega_l=const;$$

$$\varepsilon_2 = a_{CB}^{\tau} / l_{CB} = 1390 / 1.6 = 854 \text{ pad/c}^2;$$

$$\varepsilon_4 = a_{ED}^{\tau} / l_{ED} = 2460 / 1.8 = 1367 \text{ pad}/c^2;$$

$\varepsilon_3=0$ т.к. звено 3 совершает поступательное движение.

$\varepsilon_5=0$ т.к. звено 5 совершает поступательное движение.

[illegible]

1.3 Движение механизма под действием сил

(лист 2 графической части проекта)

В таблице 1.5 представлены значения сил.

Угол холостого хода φ_{xx} и угол рабочего хода φ_{px} :

$$\varphi_{px}=187,6^{\circ}; \varphi_{xx}=172,4^{\circ};$$

Таблица 1.5 - Динамические параметры механизма

Name	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	n'
Fe	0	0	0	0	405	1151	1661	1960	2100	2100	2100	0	0	2100
Fe, кВт	0	0	0	0	2925	8106	5913	6866	15074	18558	11221	0	0	0
FC	0	194	751	1626	2690	2800	2800	0	0	0	0	0	0	2800

Построение рычага Жуковского выполним для основного положения в предположении, что трение в кинематических парах отсутствует и все силы и моменты, действующие на звенья механизма, расположены в одной плоскости. Входными параметрами для построения рычага Жуковского будут:

- сила в т. E: $F_E=405 \text{ Н}$;
- силы в . C: $F_C=2690 \text{ Н}$;
- силы тяжести $G_i=m_i \cdot g$

$$G_1 = 50 \cdot 9.81 = 490,5 \text{ Н};$$

$$G_2 = 160 \cdot 9.81 = 1570 \text{ Н};$$

$$G_3 = 50 \cdot 9.81 = 490,5 \text{ Н};$$

$$G_4 = 180 \cdot 9.81 = 1766 \text{ Н};$$

$$G_5 = 50 \cdot 9.81 = 490,5 \text{ Н}.$$

- силы инерции звеньев, которые определяются по формуле: $\overline{F}_{u_i} = -m_i \cdot \overline{a}_{S_i}$. (1.7)

$$F_{u_2} = 160 \cdot 1034 = 165440 \text{ Н};$$

$$F_{u_3} = 50 \cdot 299 = 14950 \text{ Н};$$

$$F_{u_4} = 180 \cdot 947 = 170460 \text{ Н};$$

$$F_{u_5} = 50 \cdot 418 = 20900 \text{ Н}.$$

- моменты сил инерций, которые определяются по формуле: $\overline{M}_{u_i} = -J_{S_i} \cdot \overline{\varepsilon}_i$. (1.8)

По формуле (1.8) рассчитаем моменты сил инерции звеньев:

$$M_{u_2} = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 34 \cdot 1201 = 40834 \text{ Нм};$$

$$M_{u_4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 48,6 \cdot 597 = 29014 \text{ Нм}.$$

Центральный момент инерции определим по формуле $J_{S_i} = \frac{m_i l_i^2}{12}$

На плане механизма покажем все действующие на звенья механизма силовые факторы.

Определение уравновешивающего момента M_{yp} методом Н.Е.Жуковского

Определим уравновешивающий момент, действующий на ведущее звено, методом рычага Н.Е.Жуковского. Для этого построим повернутый на 90° и увеличенный план скоростей для основного положения - 4 ($\varphi^*=90$), а затем перенесем все действующие на звенья механизма активные силы и силы инерции из плана механизма в соответствующие точки рычага.

Действие моментов сил инерции и M_{yp} заменим парами сил:

$$F'_{M_2} = F''_{M_2} = \frac{M_{u_2}}{l_2} = 40834/1,6 = 25521 \text{ Н};$$

$$F'_{M_4} = F''_{M_4} = \frac{M_{u_4}}{l_4} = 29014/1,8 = 16119 \text{ Н};$$

$$F'_{yp} = F''_{yp} = \frac{M_{yp}}{l_1}.$$

$$\begin{aligned} \text{Составим уравнение равновесия рычага относительно полюса P: } \sum M_p(\bar{F}_i) = 0; \\ -F_{yp} \cdot (h_{F_{yp}}) - G_1 \cdot (h_{G_1}) - G_2 \cdot (h_{G_2}) - G_4 \cdot (h_{G_4}) - G_5 \cdot (h_{G_5}) + \\ + F_C \cdot (pc) + F_E \cdot (pe) + F_{u_2} \cdot (h_{F_{u_2}}) - F_{u_3} \cdot (h_{F_{u_3}}) + F_{u_4} \cdot (h_{F_{u_4}}) + F_{u_5} \cdot (h_{F_{u_5}}) + \\ + F'_{M_2} \cdot (h_{F'_{M_2}}) + F''_{M_2} \cdot (h_{F''_{M_2}}) + F'_{M_4} \cdot (h_{F'_{M_4}}) + F''_{M_4} \cdot (h_{F''_{M_4}}) = 0. \end{aligned}$$

Выразим F_{yp} :

$$\begin{aligned} F_{yp} = (-G_1 \cdot (h_{G_1}) - G_2 \cdot (h_{G_2}) - G_4 \cdot (h_{G_4}) - G_5 \cdot (h_{G_5}) + F_C \cdot (pc) + F_E \cdot (pe) \\ + F_{u_2} \cdot (h_{F_{u_2}}) - F_{u_3} \cdot (h_{F_{u_3}}) + F_{u_4} \cdot (h_{F_{u_4}}) + F_{u_5} \cdot (h_{F_{u_5}}) + \\ + F'_{M_2} \cdot (h_{F'_{M_2}}) + F''_{M_2} \cdot (h_{F''_{M_2}}) + F'_{M_4} \cdot (h_{F'_{M_4}}) + F''_{M_4} \cdot (h_{F''_{M_4}})) / (h_{F_{yp}}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{yp} = (-490,5 \cdot 19 - 1570 \cdot 20,6 - 1766 \cdot 29,5 - 490,5 \cdot 36 + 2690 \cdot 156 + 405 \cdot 36 \\ + 165440 \cdot 41,5 - 14950 \cdot 156 + 170460 \cdot 79 + 20900 \cdot 36 \\ + 25521 \cdot 20,5 + 25521 \cdot 18 + 16119 \cdot 182 + 16119 \cdot 3) / 157 = 95385 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Значение уравновешивающего момента определим по формуле:

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_1 = 95385 \cdot 0,5 = 47692,5 \text{ Н·м}.$$

Силовой расчет группы II(4, 5)_{2,2}

Вычерчиваем структурную группу в масштабе $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$ и приложим все силы, действующие на звенья механизма $F_E, G_4, G_5, F_{u_4}, F_{u_5}$, а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции \bar{R}_{42} и \bar{R}_{05} . Силу \bar{F}_{42} разложим на две составляющие \bar{R}_{42}^n и \bar{R}_{42}^τ .

Рассмотрим равновесие звена 4.

$$\sum M_E(\bar{F}_i) = 0: \quad -R_{24}^\tau \cdot l_{DE} + G_4 \cdot h_{G_4} \cdot \mu_l + F_{u_4} \cdot h_{F_{u_4}} \cdot \mu_l + M_{u_4} = 0;$$

$$R_{24}^\tau = (G_4 \cdot h_{G_4} \cdot \mu_l + F_{u_4} \cdot h_{F_{u_4}} \cdot \mu_l + M_{u_4}) / l_{DE};$$

$$R_{24}^\tau = (1766 \cdot 6,5 \cdot 0,01 + 170460 \cdot 48 \cdot 0,01 + 29014) / 1,8 = 61638 \text{ Н}$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$$\sum \bar{F}_i = 0: \quad \bar{R}_{42}^n + \bar{R}_{42}^\tau + \bar{G}_4 + \bar{F}_{u_4} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{u_5} + \bar{F}_D + \bar{R}_{05} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_F = 1200 \text{ Н/мм}$.

По построенному плану сил находим:

$$\bar{R}_{42} = \bar{R}_{42}^n + \bar{R}_{42}^\tau;$$

$$R_{42} = (R_{42}) \cdot \mu_F = 134 \cdot 1200 = 160800 \text{ Н};$$

$$R_{05} = (R_{05}) \cdot \mu_F = 50.5 \cdot 1200 = 60600 \text{ Н}.$$

Силовой расчет группы II(2, 3)_{2,2}

Вычерчиваем структурную группу в масштабе ($\mu_l = 0.01 \text{ м/мм}$) и приложим все силы, действующие на звенья механизма F_C , G_2 , G_3 , F_{u_3} , F_{u_2} , а также приложенные к свободным элементам кинематических пар неизвестные реакции \bar{R}_{21} и \bar{R}_{03} . Силу \bar{R}_{21} разложим на две составляющие \bar{R}_{21}^n и \bar{R}_{21}^τ .

Рассмотрим равновесие звена 2.

$$\sum M_C(\bar{F}_i) = 0:$$

$$-R_{21}^\tau \cdot l_{BC} - G_2 \cdot h_{G_2} \cdot \mu_l + F_{u_2} \cdot h_{F_{u_2}} \cdot \mu_l + M_{u_2} + R_{24} \cdot h_{R_{24}} \cdot \mu_l = 0;$$

$$R_{21}^\tau = (-G_2 \cdot h_{G_2} \cdot \mu_l + F_{u_2} \cdot h_{F_{u_2}} \cdot \mu_l + M_{u_2} + R_{24} \cdot h_{R_{24}} \cdot \mu_l) / l_{BC};$$

$$R_{21}^\tau = (-1570 \cdot 85 \cdot 0.01 + 165440 \cdot 89 \cdot 0.01 + 40834 + 160800 \cdot 120.5 \cdot 0.01) / 1.6 = 237815 \text{ Н}$$

Рассмотрим равновесие всей группы:

$$\sum \bar{F}_i = 0: \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^\tau + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u_2} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{u_3} + \bar{F}_B + \bar{R}_{24} + \bar{R}_{03} = 0.$$

Строим план сил в масштабе $\mu_F = 1500 \text{ Н/мм}$.

По построенному плану сил находим:

$$\bar{R}_{21} = \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^\tau;$$

$$R_{21} = (R_{21}) \cdot \mu_F = 132.7 \cdot 1500 = 199050 \text{ Н};$$

$$R_{03} = (R_{03}) \cdot \mu_F = 82 \cdot 1500 = 123000 \text{ Н}.$$

Силовой расчет первичного механизма

Вычертим первичный механизм $I(0,1)$ в масштабе ($\mu_l = 0.01 \text{ м/мм}$) и приложим все силы, действующие на него.

Определим уравновешивающий момент M_{yp} .

$$\sum M_A(\bar{F}_i) = 0:$$

$$F_{12} \cdot h_{F_{12}} \cdot \mu_l - M_{yp} = 0;$$

$$M_{yp} = F_{21} \cdot h_{F_{21}} \cdot \mu_l = 199050 \cdot 23.7 \cdot 0.01 = 47174 \text{ Н}.$$

$$\text{Погрешность расчета } \Delta = (47692.5 - 47174) / 47692.5 = 1 \text{ \%}.$$