

3 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА «СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА»

3.1 Цель работы

Углубление и закрепление теоретических знаний, развитие умений и практических навыков студентов в области силового анализа механизмов. Вычисление инерционных нагрузок, действующих на подвижные звенья, определение уравновешивающего момента и реакций в кинематических парах плоского рычажного механизма.

3.2 Краткие теоретические сведения

При силовом анализе механизма действующие силы (рабочие нагрузки, силы тяжести, усилия пружин) должны быть известны, а подлежат определению инерционные нагрузки, реакции во всех кинематических парах и уравновешивающий момент (или уравновешивающая сила) на начальном звене механизма. Силами трения в кинематических парах обычно пренебрегают, так как они малы по сравнению с другими силами, действующими на механизм.

Знание сил в кинематических парах необходимо для их расчета на прочность, жесткость, износостойкость и надежность, для выбора типа и размеров подшипников, определения коэффициента полезного действия механизма.

Определение реакций в кинематических парах базируется на решении уравнений движения, записанных в форме уравнений статики с использованием Принципа Даламбера, согласно которому звено механизма или группу звеньев можно рассматривать как находящиеся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на звенья, добавить силы инерции.

Силовой анализ механизмов проводят как аналитическими, так и графическими методами в следующем порядке:

- определяют силы, действующие на подвижные звенья механизма (силы инерции, веса, рабочие нагрузки, усилия пружин);
- выделяют структурные группы Ассура. Силовой расчет начинают с последней присоединенной группы, затем переходят к предыдущей группе Ассура и т.д.;
- силовой расчет механизма заканчивают расчетом начального звена. Из условия равновесия находят уравновешивающий момент и реакцию, действующую на кривошип со стороны стойки.

3.3 Исходные данные для расчета

Из ранее выполненной работы №2 студенты заимствуют кинематическую схему механизма и расчетные значения угловых ε и линейных ускорений a_S центров масс его подвижных звеньев (Таблица 2.3), а дополнительные данные

– массы и моменты инерции звеньев, рабочая нагрузка F на рабочем органе, выписывают из таблицы 3.1 в соответствии с номером своего варианта.

Таблица 3.1 – Варианты исходных данных к работе №3

Номер варианта	Схема рычажного механизма	Масса звеньев, кг			Моменты инерции, кг·м ²			Нагрузка F , кН
		m_2, m_3	m_4	m_5	J_{S_1}	J_{S_2}, J_{S_3}	J_{S_4}	
1	Рисунок 2.1,а	3	9	20	0,06	0,15	0,18	4
2		4	12	30				6
3		5	15	40				8
4	Рисунок 2.1,б	5	15	40	0,08	0,20	0,20	8
5		3	9	20				4
6		4	12	30				6
7	Рисунок 2.1,в	3	9	20	0,06	0,18	0,22	4
8		4	12	30				6
9		5	15	40				8
10	Рисунок 2.1,г	4	12	30	0,08	0,24	0,24	6
11		5	15	40				8
12		3	9	20				4
13	Рисунок 2.1,а	6	24	50	0,08	0,20	0,22	8
14		4	16	40				6
15		3	12	30				4
16	Рисунок 2.1,б	6	24	50	0,1	0,24	0,24	8
17		4	12	30				4
18		5	20	45				6
19	Рисунок 2.1,в	4	16	40	0,1	0,22	0,26	4
20		5	20	45				6
21		6	24	50				8
22	Рисунок 2.1,г	5	20	45	0,08	0,28	0,28	6
23		3	12	30				4
24		6	24	50				8

3.4 Пример расчета

Ниже выполнен силовой анализ механизма, изображенного на рисунке 3.1. Кинематическая схема и план ускорений этого механизма, а также значения угловых и линейных ускорений звеньев и их центров масс заимствованы из практической работы №2 (см. Рисунок 2.3 и Таблицу 2.3) и размещены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Кинематические, весовые и силовые характеристики

Угловые ускорения звеньев, c^{-2}	Линейные ускорения, $m \cdot c^{-2}$	Моменты инерции звеньев, $кг \cdot м^2$	Масса звеньев, кг	Рабочая нагрузка, кН
$\varepsilon_2 = 4000$	$a_{S_2} = 1025$	$J_{S_2} = J_{S_3} = 0,1$	$m_2 = m_3 = 5$	$F=5$
$\varepsilon_3 = 5125$	$a_{S_3} = 1175$	$J_{S_4} = 0,1$	$m_4 = 5$	
$\varepsilon_4 = 2500$	$a_{S_4} = 2425$	$J_{S_1} = 0,06$	$m_5 = 10$	
	$a_E = 2400$			

3.4.1 Расчет сил инерции и сил тяжести и звеньев

Величины сил инерции P_u и моментов пар сил инерции M_u определяются из уравнений:

$$P_u = m_S \cdot a_S, \quad (3.1)$$

$$M_u = J_S \cdot \varepsilon. \quad (3.2)$$

Подставляя в формулы 3.1 и 3.2 соответствующие значения масс (m_S), и моментов инерции (J_S), величины линейных (a_S) и угловых (ε) ускорений центров масс и подвижных звеньев исследуемого механизма определим значения сил инерции P_u и момент пар сил инерции M_u :

$$P_{u_2} = 5125 \text{ Н}, \quad P_{u_3} = 5875 \text{ Н}, \quad P_{u_4} = 12125 \text{ Н}, \quad P_{u_5} = 24000 \text{ Н},$$

$$M_{u_2} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_3} = 512,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad M_{u_4} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Направления векторов сил инерции \bar{P}_{u_2} , \bar{P}_{u_3} , \bar{P}_{u_4} и \bar{P}_{u_5} противоположны соответствующим направлениям линейных ускорений центров масс a_{S_2} , a_{S_3} , a_{S_4} и a_E подвижных звеньев (Рисунок 3.1).

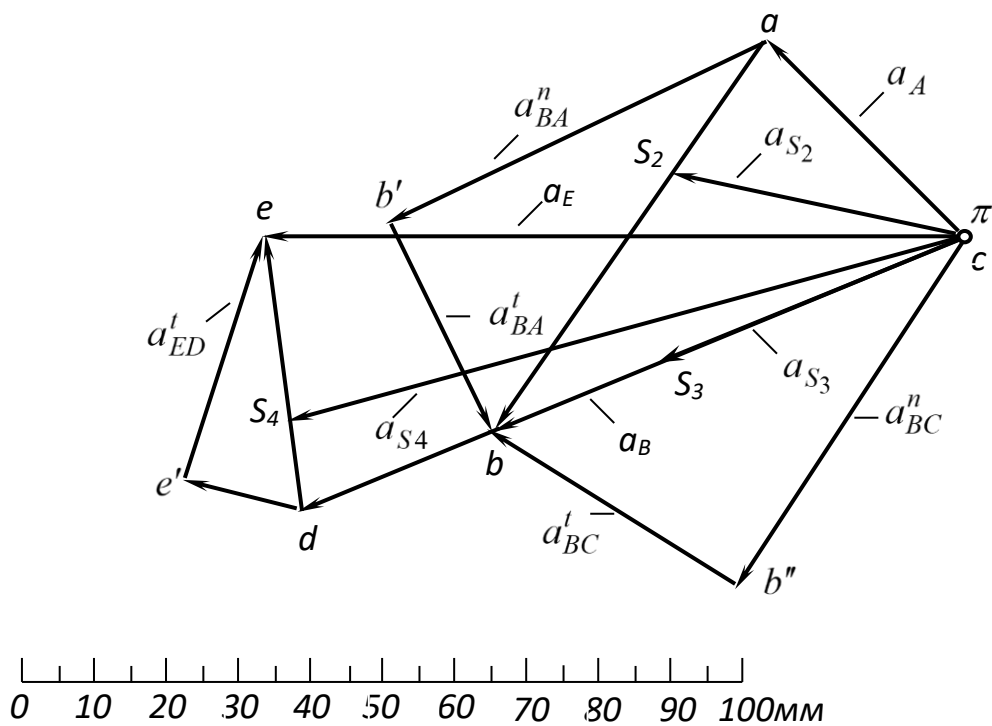
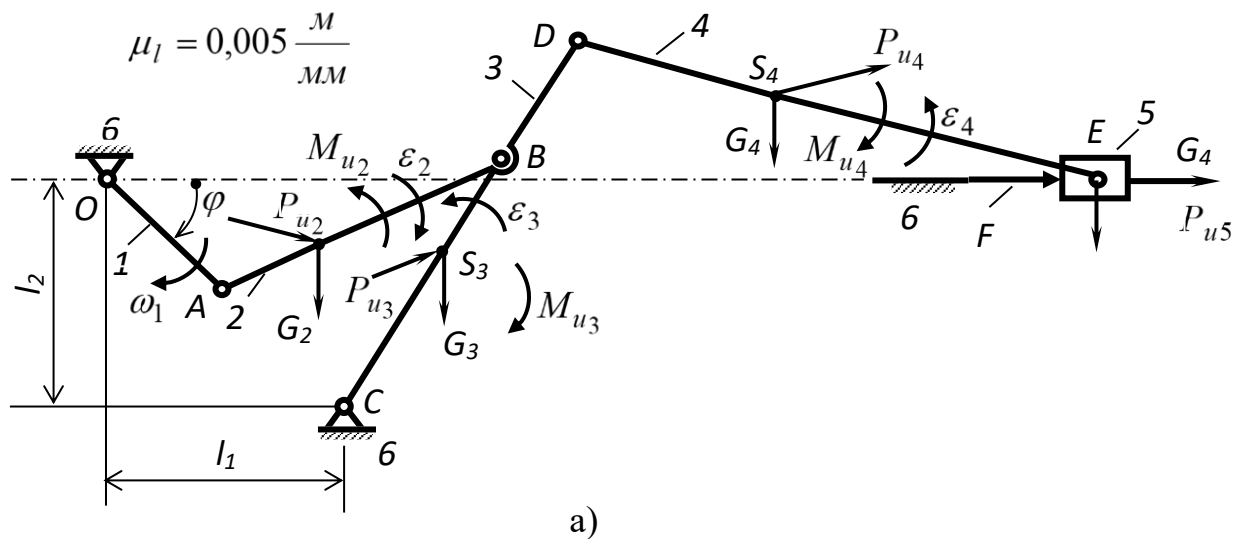


Рисунок 3.1 – К силовому расчету механизма

Направления моментов пар сил инерции M_{u_2} , M_{u_3} , M_{u_4} противоположны соответствующим направлениям угловых ускорений ε_2 , ε_3 и ε_4 (Рисунок 3.1, а).

Величины сил тяжести подвижных звеньев исследуемого механизма определяются их массами, по формуле

$$G = mg, \quad (3.3)$$

где m – масса звена, кг;

$g \approx 10 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ - ускорение свободного падения тела.

Подставляя в зависимость (3.3) соответствующие значения масс звеньев, получим

$$G_2 = m_2 g = 5 \cdot 10 = 50 \text{ Н}$$

$$G_2 = G_3 = G_4$$

$$G_5 = 100 \text{ Н}.$$

В нашем случае силы тяжести G_2 , G_3 и G_4 не превышают одного процента от рабочей нагрузки F , поэтому в дальнейших расчетах учитываем лишь силу тяжести G_5 , а нагрузками G_2 , G_3 и G_4 пренебрегаем.

Исследуемый механизм имеет одну степень подвижности, в его состав входят начальный механизм и две группы Ассур. Структурная формула механизма имеет вид:

$$I(1,6) + II(2,3) + II(4,5)$$

Силовой расчет начинают с последней присоединенной группы Ассур.

3.4.2 Силовой расчет групп Ассур

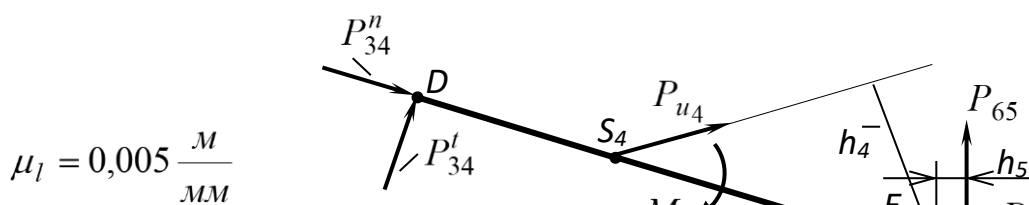
3.4.2.1 Группа звеньев 4 - 5.

В масштабе $\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ вычерчиваем группу Ассур (Рисунок 3.2, а)

в том же положении, в котором она показана на рисунке 3.1, а.

Расчет выполняем графо-аналитическим методом, используя уравнения равновесия всей группы или отдельных ее звеньев в форме

$$\sum \bar{M}_i = 0; \quad \sum \bar{P}_i = 0.$$



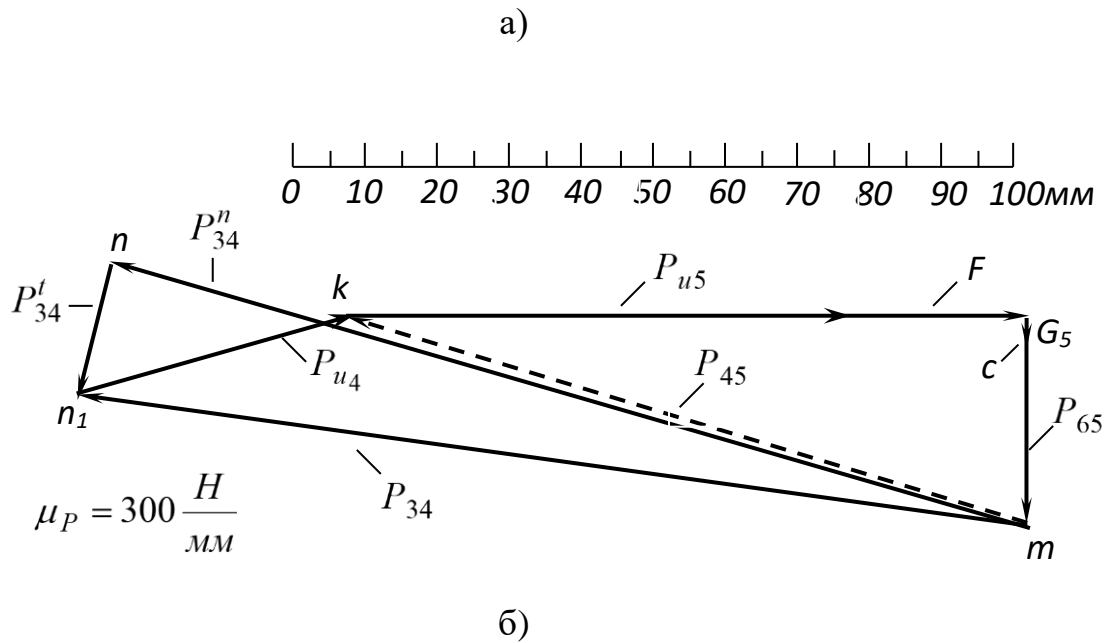


Рисунок 3.2 – К силовому расчету группы звеньев 4-5

Реакцию звена 3 на звено 4 в кинематической паре D обозначим \bar{P}_{34} , она не известна по величине и направлению, поэтому разложим ее на составляющие \bar{P}_{34}^n и \bar{P}_{34}^t , направленные вдоль и поперек звена DE соответственно.

Реакция \bar{P}_{65} стойки на ползун направлена перпендикулярно ходу ползуна (линии $x-x$), точка приложения ее не известна. Расположим реакцию \bar{P}_{65} на некотором расстоянии h_5 от точки E .

Уравнение равновесия сил, действующих на группу, имеет вид:

$$\bar{P}_{34}^n + \bar{P}_{34}^t + \bar{P}_{u4} + \bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{65} = 0 \quad (3.4)$$

В уравнении (3.4) неизвестны по величине силы \bar{P}_{34}^n , \bar{P}_{34}^t и \bar{P}_{65} . Реакция \bar{P}_{34}^t определяется аналитически из уравнения моментов сил, действующих на звено DE , относительно точки E :

$$P_{34}^t \cdot l_{DE} + M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4 = 0,$$

откуда

$$P_{34}^t = -\frac{M_{u4} + P_{u4} \cdot h_4}{l_{DE}} = -\frac{250 + 12125 \cdot 0,125}{0,35} = -5044 \text{ Н}.$$

Здесь плечо h_4 и длина звена DE подставляются в метрах (плечо h_4 замеряется в миллиметрах на чертеже и умножается на масштаб μ_l). Отрицательное значение реакции \bar{P}_{34}^t означает, что нагрузка имеет противоположное направление тому, которое показана на рисунке 3.2, а.

Реакции \bar{P}_{34} и \bar{P}_{65} определяют отрезки mn_1 и cm на плане сил, построенном в масштабе $\mu_P = 300 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ (Рисунок 3.2, б) в соответствии с уравнением (3.4):

$$P_{34} = (mn_1) \cdot \mu_P = 136 \cdot 300 = 40800 \text{ Н};$$

$$P_{65} = 28 \cdot 300 = 8400 \text{ Н}.$$

Здесь штриховой линией показана реакция \bar{P}_{45} в кинематической паре E , найденная из уравнения сил, действующих на звено 5:

$$\bar{P}_{u5} + \bar{F} + \bar{P}_{65} + \bar{G}_5 + \bar{P}_{45} = 0$$

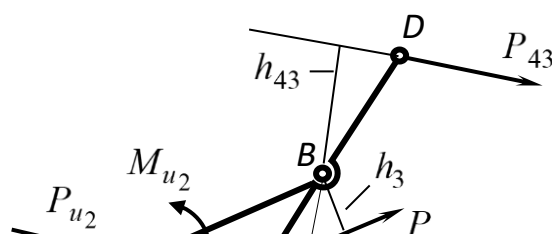
$$P_{45} = (mk) \cdot \mu_P = 101 \cdot 300 = 30300 \text{ Н}$$

Плечо (расстояние h_5) действия силы \bar{P}_{65} от точки E равно нулю, так как силы F , P_{u5} , G_5 и P_{45} проходят через точку E . Только при $h_5 = 0$ сумма моментов сил, действующих на звено 5 относительно точки E , будет равна нулю.

3.4.2.2 Группа звеньев 2 - 3

На звенья группы действуют (Рисунок 3.3, а) инерционные нагрузки P_{u2} , P_{u3} , M_{u2} , M_{u3} реакции кривошипа на звено 2 (P_{12}), стойки б на звено 3 (P_{63}) и шатуна 4 на звено 3 (P_{43}). Реакция \bar{P}_{43} равна по величине, но противоположна по направлению усилию \bar{P}_{34} .

Усилия \bar{P}_{12} и \bar{P}_{63} неизвестны по величине и направлению. Разложим их на составляющие P_{12}^n , P_{12}^t , P_{63}^n , P_{63}^t направленные соответственно вдоль и поперек звеньев AB и BC .



$$\mu_l = 0,005 \frac{\text{М}}{\text{мм}}$$

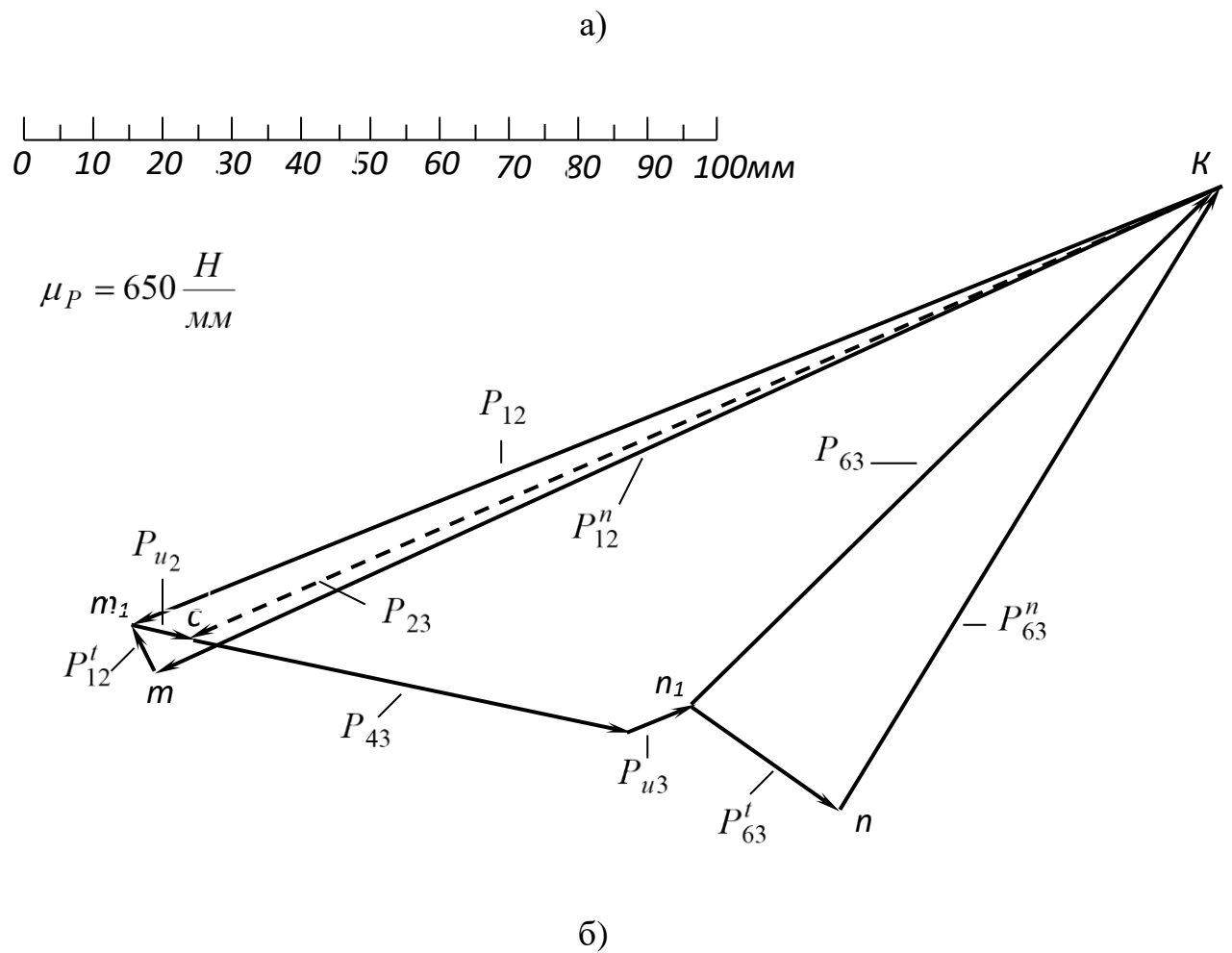


Рисунок 3.3 – К силовому расчету группы звеньев 2-3

Векторное уравнение сил, действующих на звенья рассматриваемой группы Ассур, имеет вид:

$$\bar{P}_{12}^n + \bar{P}_{12}^t + \bar{P}_{u2} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{u3} + \bar{P}_{63}^t + \bar{P}_{63}^n = 0 \quad (3.5)$$

Реакция P_{12}^t определяется из условия равновесия моментов сил, действующих на звено 2, относительно точки В (Рисунок 3.3, а).

$$P_{12}^t \cdot l_{AB} - P_{u2} \cdot h_2 - M_{u2} = 0,$$

откуда

$$P_{12}^t = \frac{P_{u2} \cdot h_2 + M_{u2}}{l_{AB}} = \frac{5125 \cdot 0,09 + 400}{0,2} = 4310 \text{ Н}.$$

Аналогично определяется реакция P_{63}^t

$$P_{63}^t \cdot l_{BC} + M_{u3} - P_{u3} \cdot h_3 + P_{43} \cdot h_{43} = 0,$$

$$P_{63}^t = \frac{P_{u3} \cdot h_3 - M_{u3} - P_{43} \cdot h_{43}}{l_{BC}} = \frac{5875 \cdot 0,04 - 512,5 - 40800 \cdot 0,0725}{0,2} = -16178 \text{ Н}$$

Знак минус говорит о том, что направления вектора P_{63}^t противоположно тому, что указано на фигуре 3.3, а. Этот факт учитываем при построении векторного многоугольника сил, действующих на группу (Рисунок 3.3, б). Предварительно, в соответствии с уравнением (3.5) суммируются известные по модулю и направлению векторы \bar{P}_{12}^t , \bar{P}_{u2} , \bar{P}_{43} , \bar{P}_{u3} , \bar{P}_{63}^t , затем через точки m и n проводятся лучи nk и mk параллельные соответствующим составляющим P_{63}^n и P_{12}^n .

Отрезки nk и mk определяют соответственно величины нагрузок \bar{P}_{63}^n и \bar{P}_{12}^n , а отрезки kn_1 и km_1 – полные реакции P_{63} и P_{12} в кинематических парах С и А:

$$P_{63} = (kn_1) \cdot \mu_P = 102 \cdot 650 = 66300 \text{ Н};$$

$$P_{12} = (km_1) \cdot \mu_P = 172 \cdot 650 = 111800 \text{ Н}.$$

На векторном многоугольнике сил (Рисунок 3.3, б) штриховой линией показана реакция P_{23} в кинематической паре В, найденная из уравнения сил, действующих на звено 3:

$$\bar{P}_{u3} + \bar{P}_{43} + \bar{P}_{63} + \bar{P}_{23} = 0$$

Отрезок kc определит величину этой реакции:

$$P_{23} = (kc) \cdot \mu_P = 165 \cdot 650 = 107250 \text{ Н}.$$

3.4.2.3 Силовой расчет начального звена
Кривошип ОА (Рисунок 3.1) получает вращение от двигателя. Полагая, что двигатель соединен с кривошипом муфтой, к кривошипу следует приложить

не только реакцию \bar{P}_{21} , но и уравновешивающий момент от двигателя M_{yp} (Рисунок 3.4, а). Реакция \bar{P}_{21} равна по модулю, но противоположна по направлению реакции \bar{P}_{12} (Рисунок 3.3, б).

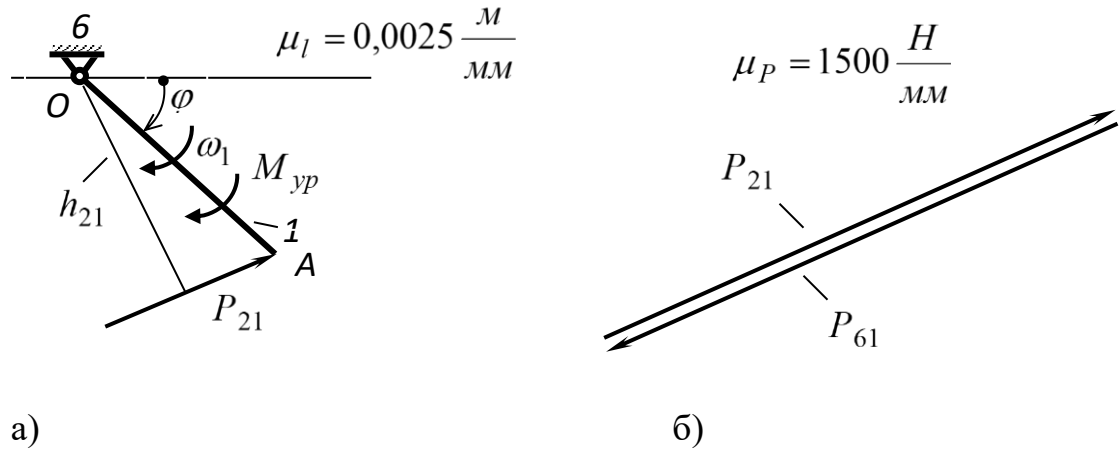


Рисунок 3.4 – К силовому расчету начального звена

Уравновешивающий момент M_{yp} определяется из уравнения моментов сил, действующих на звено I относительно точки O :

$$P_{21} \cdot h_{21} - M_{yp} = 0$$

откуда

$$M_{yp} = P_{21} \cdot h_{21} = 111800 \cdot (38 \cdot 0,0025) = 10621 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Реакция в опоре O определится из векторного уравнения сил, действующих на звено I :

$$\bar{P}_{21} + \bar{P}_{61} = 0$$

откуда

$$\bar{P}_{61} = -\bar{P}_{21}, \text{ т.е. } P_{61} = 111800 \text{ Н}.$$

Последовательно меняя положение кривошипа OA (например, изменяя угол φ через каждые 30 градусов) возможно определить средние и экстремальные значения реакций во всех кинематических парах механизма и средние значения уравновешивающего момента, которые необходимы для подбора подшипников и двигателя.