УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни

«*ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН*»

Харків – 2020

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 13 лютого 2020 р., протокол № 11.

Методичні вказівки призначено для студентів механіко-енергетичного факультету спеціальності «Залізничний транспорт».

Укладачі:

професори В. І. Мороз,
О. В. Братченко,
доц. О. А. Логвіненко

Рецензент

доц. Н. А. Аксьонова

ЗМІСТ

Вступ…… 4
1 Короткий зміст розрахунково-графічної роботи…….. 5
2 Типові завдання на виконання розрахунково-графічної роботи…….. 6
3 Методичні рекомендації до виконання основних розділів дослідження шарнірно-важільного механізму ……... 14
3.1 Структурний аналіз…….. 15
3.2 Дослідження характеристик руху повзуна методом побудови кінематичних діаграм……... 15
3.3 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом …….. 23
3.4 Силовий розрахунок механізму ……. 28
3.5 Визначення зрівноважувального моменту. Перевірка точності розрахунків……. 36
Список літератури…….. 38
Додаток А. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки……... 39
Додаток Б. Приклад оформлення змісту пояснювальної записки……. 40
Додаток В. Приклад оформлення основних розділів пояснювальної записки……... 41
Додаток Г. Приклад оформлення 1-го аркуша графічної частини……. 54
Додаток Д. Приклад оформлення 2-го аркуша графічної частини……. 55

ВСТУП

Однією з головних тенденцій подальшого розвитку вищої школи є формування у студентів відповідних компетенцій за профілем обраної спеціальності. При цьому для студентів механіко-енергетичного факультету, що навчаються за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт», важлива роль відводиться загальноінженерній підготовці, яка передбачає вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин».

З метою набуття навичок самостійного виконання інженерних досліджень при проектуванні та експлуатації технічних засобів студенти виконують розрахунково-графічну роботу з дисципліни «Теорія механізмів і машин». За змістом вона охоплює значну частину теоретичного курсу й містить розділи з кінематичного й силового дослідження шарнірно-важільних механізмів енергетичних та технологічних машин.

Вихідними даними для виконання розрахунково-графічної роботи є номер завдання (завдання 1 – 4), який призначає викладач відповідно до освітньої програми, і тризначний варіант (наприклад «679»), за яким студент з відповідної таблиці (таблиці 1 – 4) вибирає числові значення всіх наданих у ній параметрів. Для цього необхідно 2 рази записати тризначний варіант і під кожною з цифр необхідно записати літери: **а, б, в, г, д, е**.

6	7	9	6	7	9
а	б	в	г	д	е

Тоді цифра над літерою «а» вказує, що дані з рядка «а» потрібно вибирати за варіантом 6 (у цьому прикладі – 6), рядка «б» – за варіантом 7, рядка «в» – за варіантом 9, рядка «г» – за варіантом 6, рядка «д» – за варіантом 7, рядка «е» – за варіантом 9.

1 Короткий зміст розрахунково-графічної роботи

Змістом розрахунково-графічної роботи (РГР) є комплексне дослідження шарнірно-важільного механізму відповідного технічного засобу, виконання якого передбачає:

1) структурний аналіз механізму: визначення ступеня рухомості механізму, виділення структурних груп, установлення їх класу та класу механізму;

2) дослідження кінематики повзуна за цикл руху механізму (повний оберт початкової ланки – кривошипа) методом побудови кінематичних діаграм. З плану положень механізму (для 12 фіксованих положень початкової ланки) побудувати графік переміщень повзуна залежно від часу. Графіки зміни швидкостей та прискорень повзуна отримати з використанням методу графічного диференціювання;

3) для розрахункового положення (відповідає заданій узагальненій координаті φ_1) побудувати плани швидкостей та прискорень механізму. Визначити швидкості та прискорення всіх точок і ланок;

4) для розрахункового положення провести силовий розрахунок механізму. Визначити реакції в усіх кінематичних парах і зрівноважувальний момент;

5) виконати перевірку точності визначення зрівноважувального моменту за допомогою правила «жорсткого важеля», що ґрунтується на теоремі М. Є. Жуковського.

Відповідно до календарного плану вивчення навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» викладач може корегувати обсяг РГР, виключаючи виконання певних розділів.

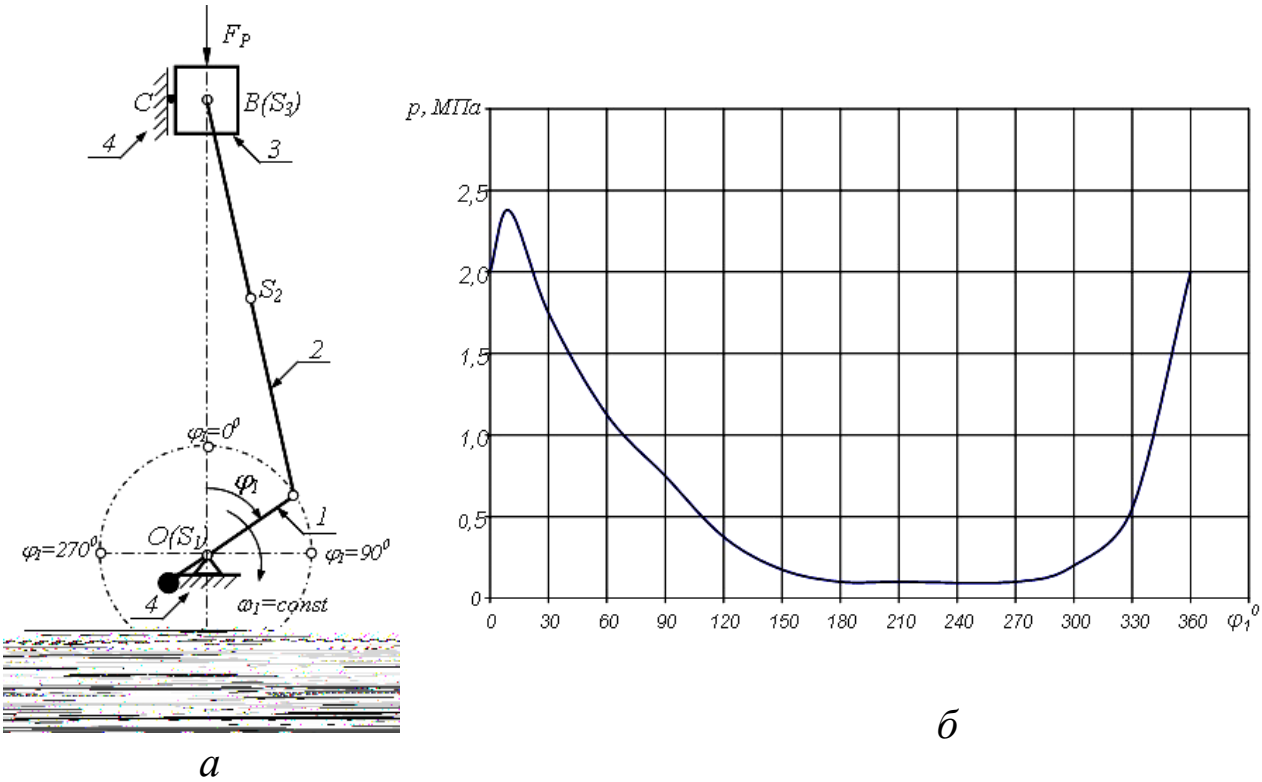
Результати РГР оформлюються у вигляді пояснювальної записки, яка обов’язково містить титульний аркуш (додаток А), зміст (додаток Б) і відповідні до змісту розділи (додаток В). Графічна частина (ГЧ) виконується на двох форматах А3 (додатки Г, Д).

2 Типові завдання для виконання розрахунково-графічної роботи

Завдання 1
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОГО АГРЕГАТУ

Агрегат складається із змонтованих на рамі з відповідним устаткуванням дизеля і генератора змінного струму, з'єднаних муфтою.

Основним механізмом дизеля є кривошипно-повзунний механізм (КПМ) (рисунок *1*, *а*), який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня (повзуна) 3 і блока 4 (стояка). Центрами мас ланок *1*, *2*, *3* є точки S_1, S_2, S_3. Положення точки S_2 прийняти на середині довжини шатуна *2*.



а *б*

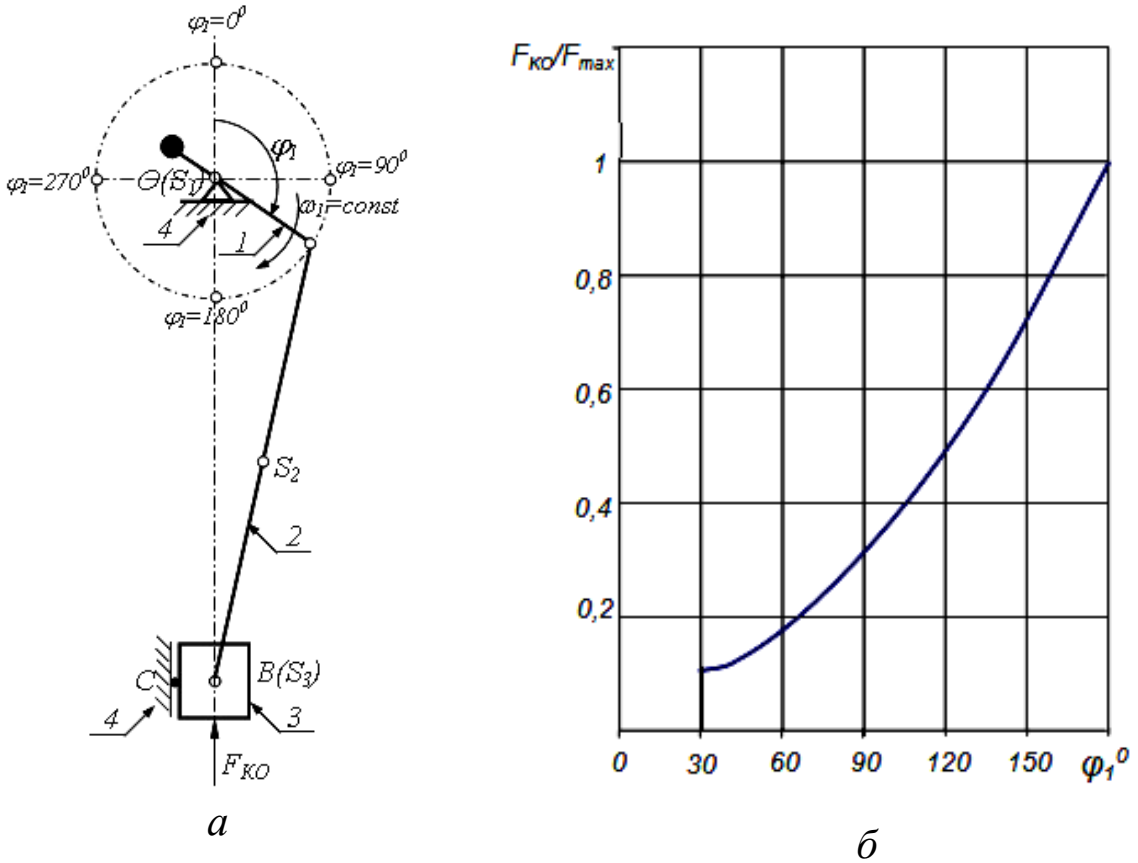
Рисунок 1

На такті розширення (робочого ходу) рушійною F_P є сила тиску газів у циліндрі p. Залежно від заданого положення механізму (узагальненої координати φ_1) тиск визначається за графіком, побудованим з використанням розгорнутої індикаторної діаграми дизеля (рисунок *1, б*).

При побудові плану механізму задану узагальнену координату φ_1 відкладати від прийнятого початкового положення механізму ($\varphi_1=0^0$) в напрямку кутової швидкості кривошипа ω_1.

Завдання 2
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ВЕРТИКАЛЬНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО ПРЕСА

Вертикальний кривошипно-повзунний прес, що призначений для виконання операцій холодного штампування, приводиться в рух від електродвигуна через редуктор. Основним механізмом преса є КПМ (рисунок *2, а*), який складається з кривошипа 1, шатуна 2, повзуна 3 і стояка 4.



а *б*

Рисунок 2

Таблиця 2 – Вихідні дані до завдання 2

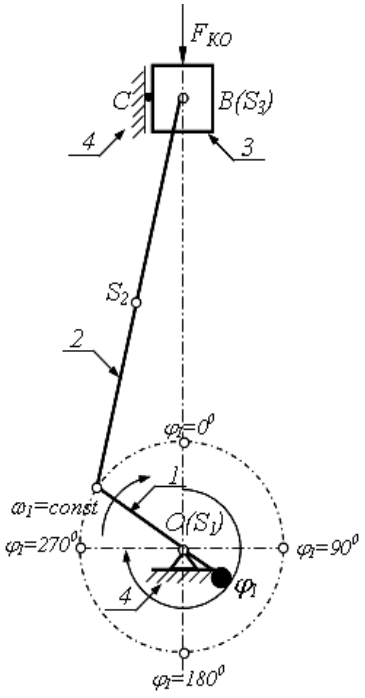
Параметр		Позначення	Варіант									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, $хв^{-1}$	n_1	44	48	52	56	60	44	48	52	56	60
б	Довжина початкової ланки, *м*	l_{OA}	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центру мас шатуна	l_{AS2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Максимальна сила корисного опору, *Н*	F_{max}	1500	1600	1700	1800	1900	2000	1400	1450	1550	1650
е	Координата розрахункового положення механізму, *град*	φ_1	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
а	Вага повзуна, *Н*	G_3	520	530	540	550	560	560	550	540	530	520
б	Вага шатуна, *Н*	G_2	420	430	440	450	460	420	430	440	450	460
в	Момент інерції шатуна відносно центру мас, $кг \cdot м^2$	I_{S2}	2,00	2,2	2,4	2,5	2,6	2,00	2,2	2,4	2,5	2,6

Центрами мас ланок *1*, *2*, *3* є точки S_1, S_2, S_3. Положення точки S_2 прийняти на середині довжини шатуна *2*. Сила корисного опору $F_{ко}$ прикладена до повзуна 3 і діє в напрямку, протилежному вектору його швидкості. Її величина залежно від заданого положення механізму (узагальненої координати φ_1) визначається з використанням графіка (рисунок *2, б*). При побудові плану механізму задану узагальнену координату φ_1 відкладати від прийнятого початкового положення механізму ($\varphi_1=0^0$) в напрямку кутової швидкості кривошипа ω_1.

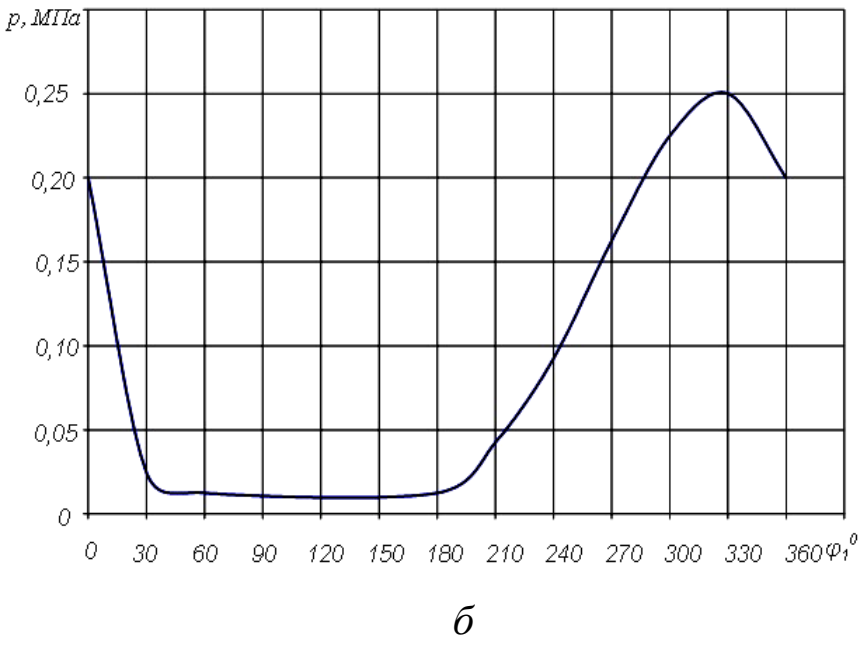
Завдання 3
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПОРШНЕВОГО ПОВІТРЯНОГО КОМПРЕСОРА

Установка являє собою одноступеневий поршневий компресор простої дії, який приводиться в рух від електродвигуна через редуктор.

Основним механізмом компресора є КПМ, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня (повзуна) 3 і блока (стояка) 4 (рисунок *3, а*). Центрами мас ланок *1*, *2*, *3* є точки S_1, S_2, S_3. Положення точки S_2 прийняти на середині довжини шатуна *2*.



а



б

Рисунок 3

Таблиця 3 – Вихідні дані до завдання 3

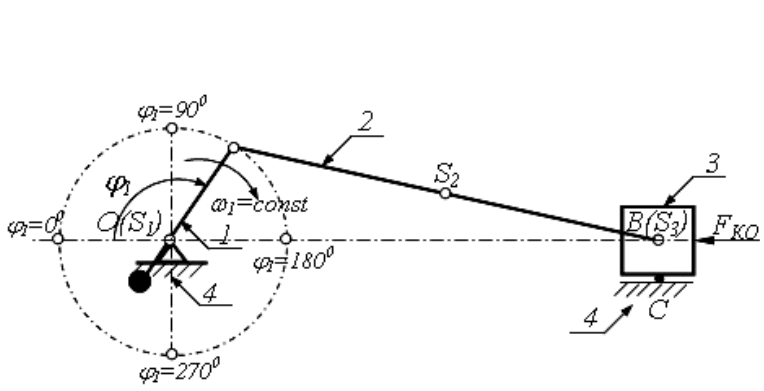
Параметр		Позначення	Варіант									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, $хв^{-1}$	n_1	600	680	760	840	920	920	840	760	680	600
б	Довжина початкової ланки, *м*	l_{OA}	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центру мас шатуна	l_{AS2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Діаметр циліндру, *м*	d	0,06	0,055	0,05	0,045	0,04	0,06	0,055	0,05	0,045	0,04
е	Координата розрахункового положення механізму, *град*	φ_1	210	240	270	300	330	330	300	270	240	210
а	Вага повзуна, *Н*	G_3	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9
б	Вага шатуна, *Н*	G_2	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9
в	Момент інерції шатуна відносно центру мас, $кг \cdot м^2$	I_{S2}	0,003	0,0032	0,0034	0,0036	0,0038	0,004	0,0042	0,0044	0,0046	0,0048

При переміщенні поршня 3 вниз (між положеннями кривошипа 1 $\varphi_1=0^0$ і $\varphi_1=180^0$) у циліндрі компресора створюється розрідження, унаслідок чого відкривається всмоктувальний клапан і відбувається забирання повітря з атмосфери. При переміщенні поршня вгору (всмоктувальний клапан закритий) повітря стискається в циліндрі і при досягненні заданого тиску відкривається нагнітальний клапан, а стиснуте повітря потрапляє в ресивер. Тиск повітря в циліндрі залежно від заданого положення механізму (узагальненої координати φ_1) визначається за графіком, побудованим з використанням розгорнутої індикаторної діаграми компресора (рисунок *3, б*).

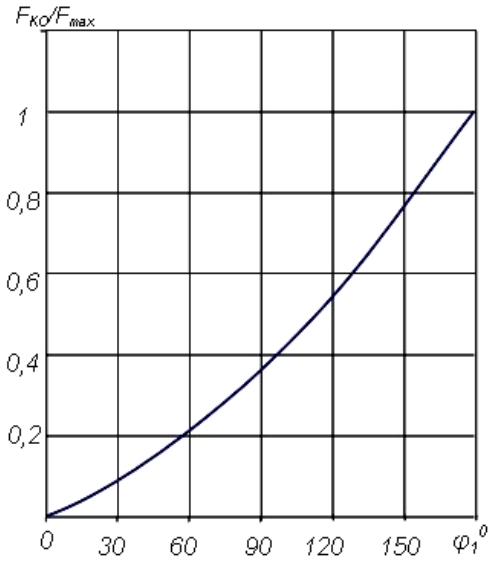
При побудові плану механізму задану узагальнену координату φ_1 відкладати від прийнятого початкового положення механізму ($\varphi_1=0^0$) в напрямку кутової швидкості кривошипа ω_1.

Завдання 4
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ БРИКЕТУВАЛЬНОГО АВТОМАТА

Основою брикетувального автомата є КПМ, який приводиться в рух від електродвигуна через редуктор. Механізм (рисунок *4, а*) складається з кривошипа 1, шатуна 2, повзуна 3 і стояка 4. Центрами мас ланок *1*, *2*, *3* є точки S_1, S_2, S_3.



а



б

Рисунок 4

Таблиця 4– Вихідні дані до завдання 4

Параметр		Позначення	Варіант									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, $хв^{-1}$	n_1	120	140	160	180	200	120	140	160	180	200
б	Довжина початкової ланки, *м*	l_{OA}	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центру мас шатуна	l_{AS2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Максимальна сила корисного опору, *Н*	F_{max}	500	600	700	800	900	900	800	700	600	500
е	Координата розрахункового положення механізму, *град*	φ_1	30	60	90	120	150	30	60	90	120	150
а	Вага повзуна, *Н*	G_3	65	66	67	68	69	45	46	47	48	49
б	Вага шатуна, *Н*	G_2	55	56	57	58	59	55	56	57	58	59
в	Момент інерції шатуна відносно центру мас, $кг \cdot м^2$	I_{S2}	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31	0,27	0,28	0,29	0,3	0,31

Сила корисного опору $F_{ко}$ прикладена до повзуна 3 і діє в напрямку, протилежному вектору його швидкості. Її величина залежно від заданого положення механізму (узагальненої координати φ_1) визначається з використанням графіку (рисунок *4, б*).

При побудові плану механізму задану узагальнену координату φ_1 відкладати від прийнятого початкового положення механізму ($\varphi_1=0^0$) в напрямку кутової швидкості кривошипа ω_1.

3 Методичні рекомендації до виконання основних розділів дослідження шарнірно-важільного механізму

Методичні рекомендації до виконання розділів РГР наведені нижче на прикладі КПМ дизель-генераторного агрегату (рисунок 5) для таких вихідних даних: $n_1 = 1000\ хв^{-1}$; $l_{OA} = 0{,}036\ м$; $l_{AB} = 0{,}12\ м$; $d = 0{,}05\ м$; $\varphi_1 = 60^0$; $G_3 = 3{,}7\ Н$; $G_2 = 4{,}5\ Н$; $I_{S_2} = 0{,}009\ кг \cdot м^2$. З графіка на рисунку 1, *б* для розрахункового положення механізму поточний тиск у циліндрі становить $p = 0{,}4\ МПа$.

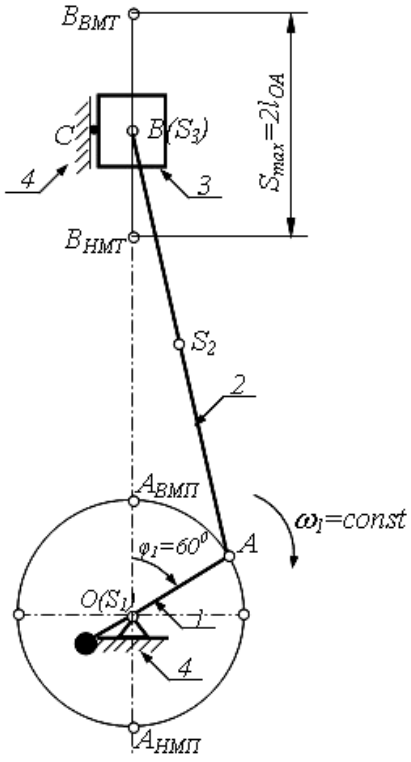


Рисунок 5

Рух механізму характеризується наявністю двох мертвих точок: верхньої мертвої точки (ВМТ), коли кривошип *1* і шатун *2* становлять одну лінію $OA_{ВМП}B_{ВМТ}$ ($A_{ВМП}$ – верхнє мертве положення точки *A*); нижньої мертвої точки (НМТ), коли кривошип *1* і шатун *2* становлять одну лінію $A_{НМП}OB_{НМТ}$ ($A_{НМП}$ – нижнє мертве положення точки *A*). Механізм є центральним – продовження траєкторії руху точки *B* (відрізка $B_{ВМТ} - B_{НМТ}$ на рисунку 1) перетинає нерухомий центр обертання кривошипа *1* точку *O*. Механізм є цикловим, тобто починаючи рухатися від початкового положення через

деякий проміжок часу руху (період *T*) він повертається у початкове положення. За початкове положення механізму вибирається положення ВМТ. Період руху КПМ відповідає повному оберту (на 360^0) кривошипа *1*. Максимальне переміщення повзуна *3* (точки *B*) S_{max} дорівнює подвійній довжині кривошипа *1*.

3.1 Структурний аналіз

Головними завданнями структурного аналізу механізму є визначення кількості його рухомих ланок, кількості і класу кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, виділення структурних груп, нашаруванням яких цей механізм утворений, визначення їх класу і класу механізму. Структурний аналіз також дає змогу встановити послідовність кінематичного дослідження та силового розрахунку механізму [1, 2]. Приклад проведення структурного аналізу КПМ міститься в додатку В.

3.2 Дослідження характеристик руху повзуна методом побудови кінематичних діаграм

Під кінематичними діаграмами в цьому дослідженні слід розуміти графіки переміщень повзуна *3* S_B, швидкостей V_B і прискорень a_B залежно від часу *t*, отримані за цикл руху механізму.

На першому етапі будується план положень механізму (єдине масштабне зображення 12 положень рухомих ланок досліджуваного механізму, які визначаються заданими положеннями початкової ланки кривошипа 1).

Для його отримання (рисунок 6) використовується метод засічок:

- для побудови плану положень приймається довжина кривошипа *OA* (рекомендується *OA=30…35 мм*). Тоді масштаб плану положень, *м/мм*,

$$\mu_l = l_{OA} / OA;$$

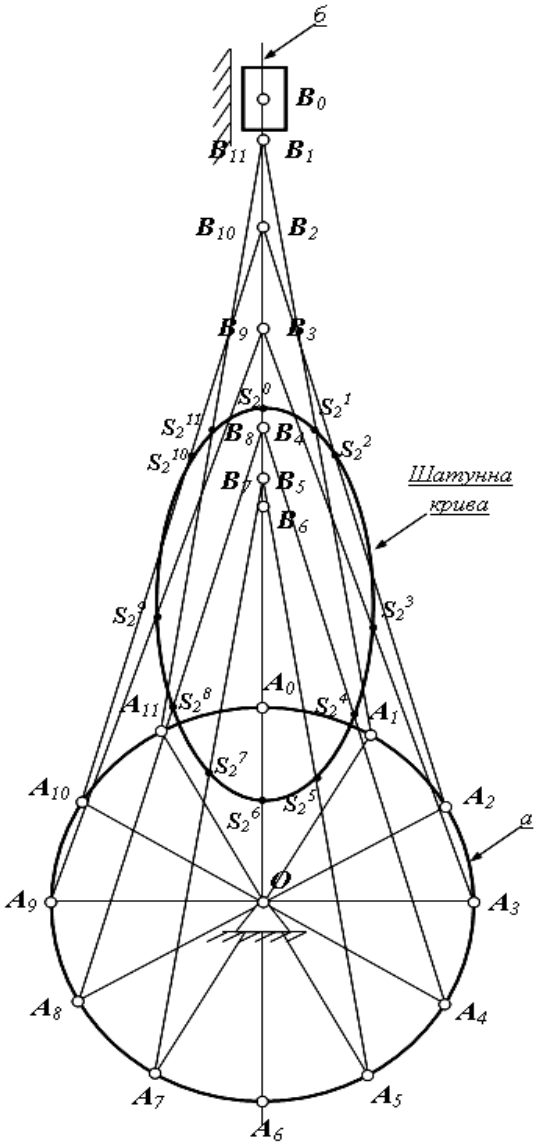


Рисунок 6

- довжина шатуна 2 на плані положень, *мм*,

$$AB = l_{AB} / \mu_l;$$

- керуючись колом *а* радіуса *OA* (траєкторія точки *A*) показати 12 положень кривошипа OA_i кроком 30^0 (індекс при позначеннях точки *A* відповідає номеру положення механізму);

- через точку *O* провести лінію *б* (у цьому випадку вертикальну), на якій лежить траєкторія точки *B* (B_0-B_6);

- поточні положення точки B_i на лінії *б* знаходяться нанесенням на ній засічки циркулем з розчином *AB* (голка розміщується у відповідному положенні точки A_i);

- для побудови траєкторії центра мас шатуна S_2 (шатунної кривої на рисунку 6) ця точка позначається на шатуні *2* в кожному його *i*-му положенні на середині відрізка *AB*. План положень оформляється на аркуші формату А3 (додаток А).

Період циклу руху механізму, *с*,

$$T = 60 / n_1.$$

З урахуванням того, що період розбитий на 12 положень (рисунок 6), рівномірний крок зміни часу між двома сусідніми положеннями

$$\Delta T = T / 12.$$

Масштаб часу для побудування кінематичних діаграм, *с/мм*,

$$\mu_t = T / \overline{T},$$

де $\overline{T}$ – довжина відрізка на осях абсцис кінематичних діаграм, що відповідає періоду T (рекомендується приймати $\overline{T}$ *=120 мм*).

Масштаб осі ординат графіка переміщень S_B, *м/мм*,

$$\mu_{S_B} = \frac{2 \cdot l_{OA}}{6 - 6'},$$

де *6-6'* – ордината графіка, що відповідає максимальному ходу повзуна в 6-му положенні механізму $S_{B\,max} = 2 \cdot l_{AB}$, рекомендовано приймати відстань *6-6'=50…60 мм.*

Побудування графіка переміщень виконується за точками *0, 1', 2',..., 11', 12*, ординати яких $i - i'$, *мм*, відповідають заміряним на плані положень відстаням B_0-B_i, *мм*,

$$i - i' = \frac{(B_0 - B_i) \cdot \mu_l}{\mu_{S_B}}.$$

Нижче наведено хід побудування графіка переміщень повзуна досліджуваного КПМ S_B залежно від часу *t.*

Приймається довжина кривошипа на плані положень КПМ ОА=30 мм. Масштаб плану положень

$$\mu_l = 0{,}036 / 30 = 0{,}0012 \ м/мм.$$

Довжина шатуна на плані положень КПМ

$$AB = 0{,}12 / 0{,}0012 = 100 \ мм.$$

Період циклу руху механізму

$$T = 60 / 1000 = 0{,}06 \ с.$$

Крок зміни часу між двома сусідніми положеннями

$$\Delta T = T / 12 = 0{,}06/12 = 0{,}005 \text{ с.}$$

Масштаб осей абсцис кінематичних діаграм

$$\mu_t = 0{,}06/120 = 0{,}0005 \text{ с/мм.}$$

Масштаб осі ординат графіка дійсних переміщень S_B

$$\mu_{S_B} = \frac{2 \cdot 0{,}036}{50} = 0{,}00144 \text{ м / мм}.$$

Після побудування плану положень КПМ за наведеними рекомендаціями (рисунок 6) результати його обробки зводять у таблицю 5 (в 0-му і 12-му положеннях переміщення точки В дорівнюють 0).

Відкладаючи ординати i-i' з нижнього рядка таблиці 5 навпроти відповідного положення КПМ будується графік переміщень повзуна залежно від часу (рисунок 7).

Таблиця 5 – До побудування графіка переміщень повзуна за цикл руху КПМ

Позначення переміщення на плані положень B_0-B_i	B_0-B_1	B_0-B_2	B_0-B_3	B_0-B_4	B_0-B_5	B_0-B_6	B_0-B_7	B_0-B_8	B_0-B_9	B_0-B_{10}	B_0-B_{11}
Заміряне переміщення B_0-B_i на плані положень, мм	5,5	18,5	35	48,5	57	60	57	48,5	35	18,5	5,5
Позначення ординати i-i' на графіку $S_B=f(t)$	1-1'	2-2'	3-3'	4-4'	5-5'	6-6'	7-7'	8-8'	9-9'	10-10'	11-11'
Величина ординати i-i' на графіку $S_B=f(t)$, мм	4,5	15,5	29	40,5	47,5	50	47,5	40,5	29	15,5	4,5

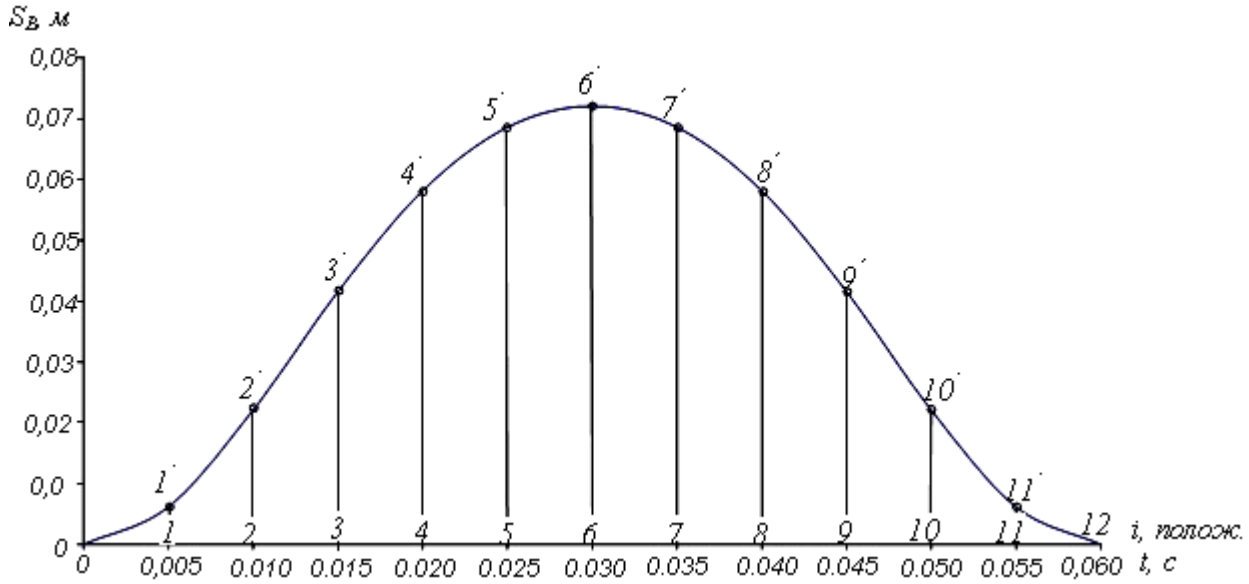


Рисунок 7

Наступним кроком дослідження є визначення швидкості повзуна V_B за часом для циклу руху КПМ за наявним графіком $S_B = f(t)$. З урахуванням того, що швидкість повзуна є першою похідною переміщення за часом $V_B = \dot{S}_B(t)$, графік $V_B = f(t)$ отримують графічним диференціюванням графіка $S_B = f(t)$ методом хорд.

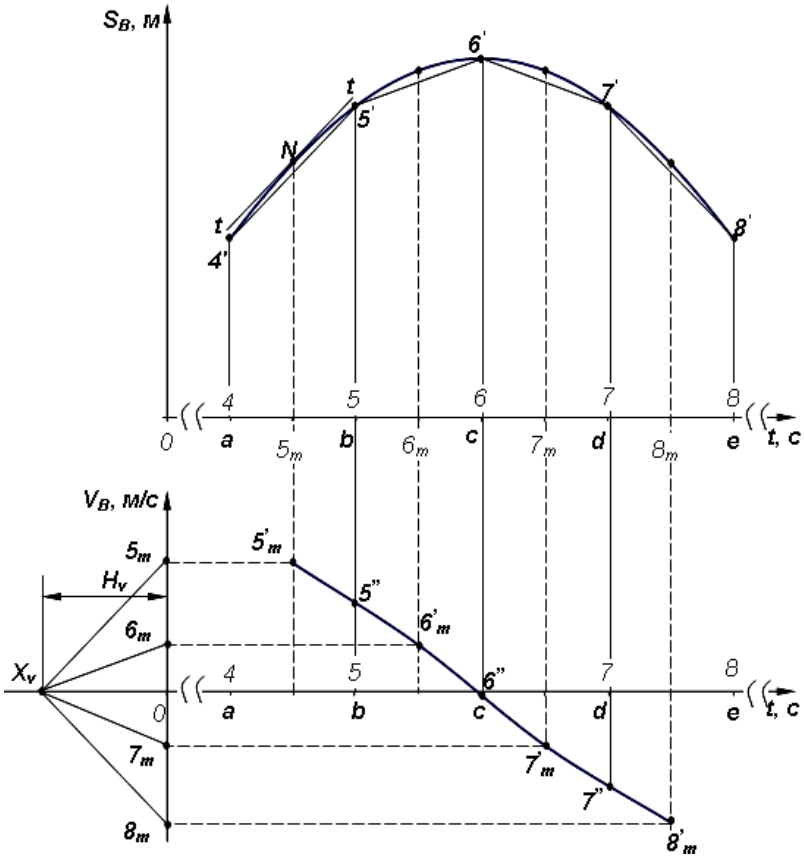


Рисунок 8

На рисунку 8 показано фрагмент графіка $S_B = f(t)$ – крива *4'-5'-6'-7'-8'* побудована для положень механізму *4, 5, 6, 7, 8*, які досягаються за певні проміжки часу *a, b, c, d, e*. Метод хорд оснований на теоремі про кінцеве прирощення функції: якщо функція і її перша похідна неперервні, то на будь-

якому інтервалі хорда …, $4'5'$, $5'6'$, $6'7'$, … (рисунок 8), що стягує дугу, паралельна дотичній до кривої хоча б в одній точці *N*, яка лежить у середині цього інтервалу. Тому відрізки $0-5_m$, $0-6_m$, $0-7_m$, $0-8_m$, що відсікаються на осі ординат графіка швидкостей V_B променями, проведеними з полюса X_V (розміщується на осі абсцис ліворуч від початку системи координат графіка $V_B = f(t)$ на відстані H_V, *мм*) паралельно відповідним хордам ($X_V - 5_m \,//\, 4'5'$, $X_V - 6_m \,//\, 5'6'$, $X_V - 7_m \,//\, 6'7'$, $X_V - 8_m \,//\, 7'8'$) пропорційні значенням деякої похідної $V_B = \dot{S}_B(t)$ всередині відповідних інтервалів. Приймається, що точки $5_m''$, $6_m''$, $7_m''$, $8_m''$ (отриманні перетинанням горизонтальних променів, проведених з точок 5_m, 6_m, 7_m, 8_m на осі V_B, з вертикальними променями 5_m, 6_m, 7_m, 8_m, проведеними **посередині інтервалів**) дорівнюють відповідно ординатам $0-5_m$, $0-6_m$, $0-7_m$, $0-8_m$ і утворюють геометричне місце точок $4_m'$, $5_m'$, $6_m'$, $7_m'$, які з достатньою точністю являють собою плавну криву $V_B = f(t)$, з використанням якої визначаються швидкості повзуна для розглянутих положень механізму (наприклад, ординати *5-5''*,*6-6''*,*7-7''*,*8-8''*).

Масштаб швидкості, $\frac{м/с}{мм}$,

$$\mu_{V_B} = \frac{\mu_{S_B}}{H_V \cdot \mu_t}.$$

Визначення прискорення повзуна a_B за часом для циклу руху КПМ виконується графічним диференціюванням наявного графіка швидкостей. При цьому послідовність дій для побудування кривої $a_B = f(t)$з використанням графіка $V_B = f(t)$аналогічна описаним вище.

Масштаб прискорення, $\frac{м/с^2}{мм}$,

$$\mu_{a_B} = \frac{\mu_{V_B}}{H_a \cdot \mu_t},$$

де H_a – прийнята відстань від початку системи координат графіка $a_B = f(t)$ до полюса X_a, що розміщується ліворуч від початку системи координат, мм.

Нижче наведено результати досліджень з побудування графіків швидкості та прискорення повзуна (рисунок 9) розглянутого КПМ залежно від часу t при наявному графіку переміщень (рисунок 7).

Для прийнятої полюсної відстані $H_V = 20\ мм$ масштаб швидкості

$$\mu_{V_B} = \frac{0{,}00144}{20 \cdot 0{,}0005} = 0{,}144\ \frac{м/с}{мм}.$$

Для прийнятої полюсної відстані $H_a = 25\ мм$ масштаб прискорення

$$\mu_{a_B} = \frac{0{,}144}{25 \cdot 0{,}0005} = 11{,}52\ \frac{м/с^2}{мм}.$$

З отриманих графіків визначають величини швидкості V_B і прискорення a_B повзуна для заданого розрахункового положення механізму ($\varphi_1=60^0$). Для цього на графіках $V_B = f(t)$ і $a_B = f(t)$ вимірюються ординати точок кривих, що відповідають *2-му* його положенню (рисунок 9) – $2\text{-}2''=25\ мм$ і $2\text{-}2'''=13\ мм$.

Швидкість повзуна в розрахунковому положенні КПМ

$$V_B = 2-2'' \cdot \mu_{V_B} = 25 \cdot 0{,}144 = 3{,}6\ м/с.$$

Прискорення повзуна в розрахунковому положенні КПМ

$$a_B = 2-2''' \cdot \mu_{a_B} = 13 \cdot 11{,}52 = 149{,}8\ м/с^2.$$

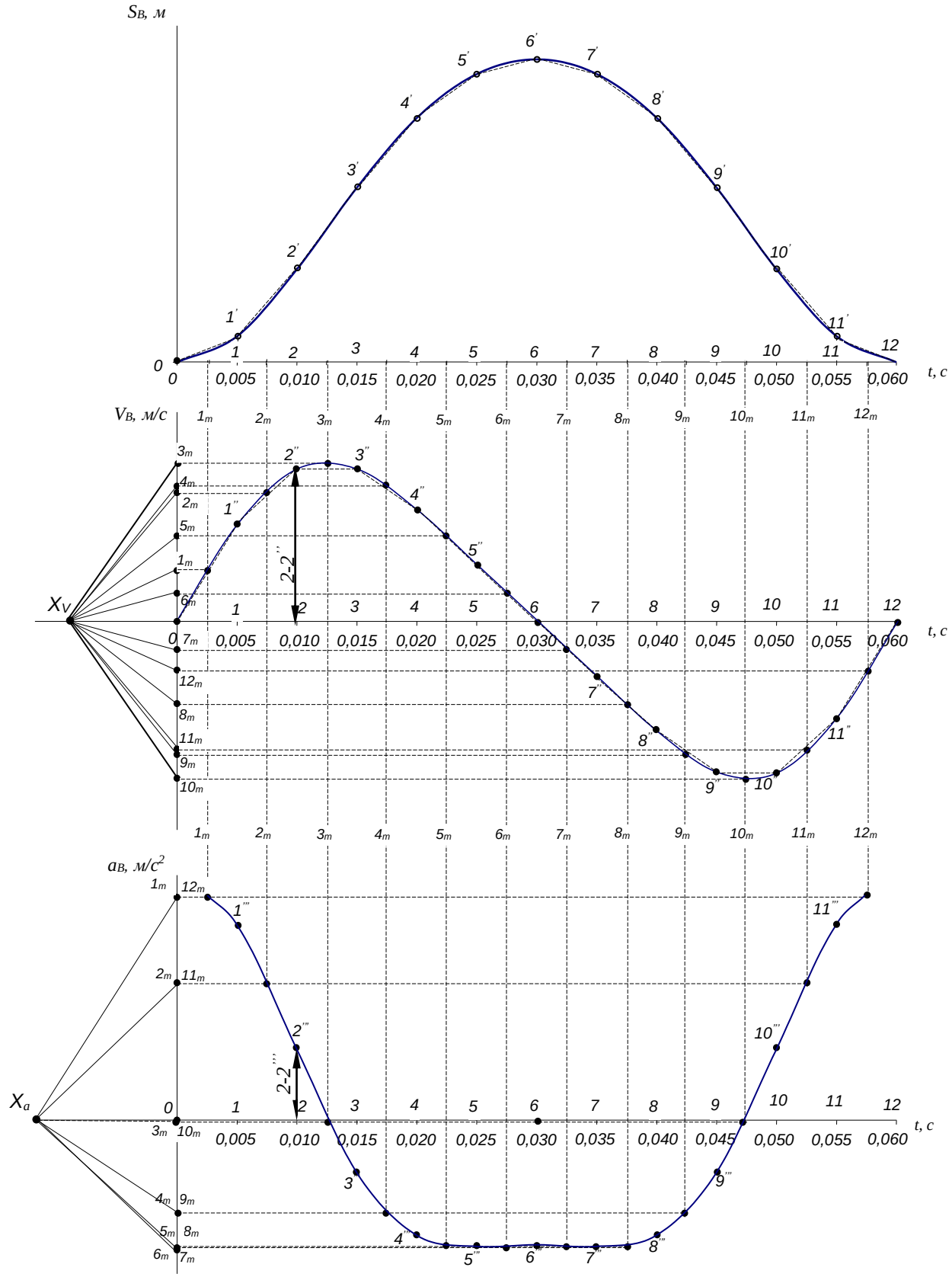

S_B, м
V_B, м/с
a_B, м/с^2
X_V
X_a
t, c
2-2'
2-2''
2-2'''
0,005
0,010
0,015
0,020
0,025
0,030
0,035
0,040
0,045
0,050
0,055
0,060

Рисунок 9

3.3 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом

Метою розділу є визначення величин і напрямків швидкостей та прискорень ланок КПМ та центра мас шатуна S_2 для заданого розрахункового положення механізму (відповідає заданій узагальненій координаті φ_1). Отримані результати будуть використовуватися в подальшому при проведенні силового розрахунку.

Для розв'язання такої задачі використовується графоаналітичний метод або метод планів швидкостей та прискорень [2, 4].

Під планом швидкостей (прискорень) механізму розуміють креслення, на якому зображені у вигляді відрізків вектори, відповідні за модулями і напрямками швидкостям (прискоренням) різних точок ланок механізму у цей момент. План швидкостей (прискорень) механізму є сукупністю декількох планів швидкостей (прискорень) для окремих ланок, у яких полюси планів P_V (P_a) є загальною точкою.

Отже, полюсом плану швидкостей P_V (прискорень P_a) є точка, швидкість (прискорення) якої дорівнює нулю.

З урахуванням того, що проведення цього дослідження передбачає побудування векторів кінематичних параметрів у прив'язці до положень певних ланок, потрібно на форматі А3 накреслити план механізму – масштабне зображення (у прийнятому раніше масштабі μ_l) кінематичної схеми КПМ у розрахунковому положенні (рисунок 10, *а*).

Швидкість точки A кривошипа (початкової ланки)

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1,$$

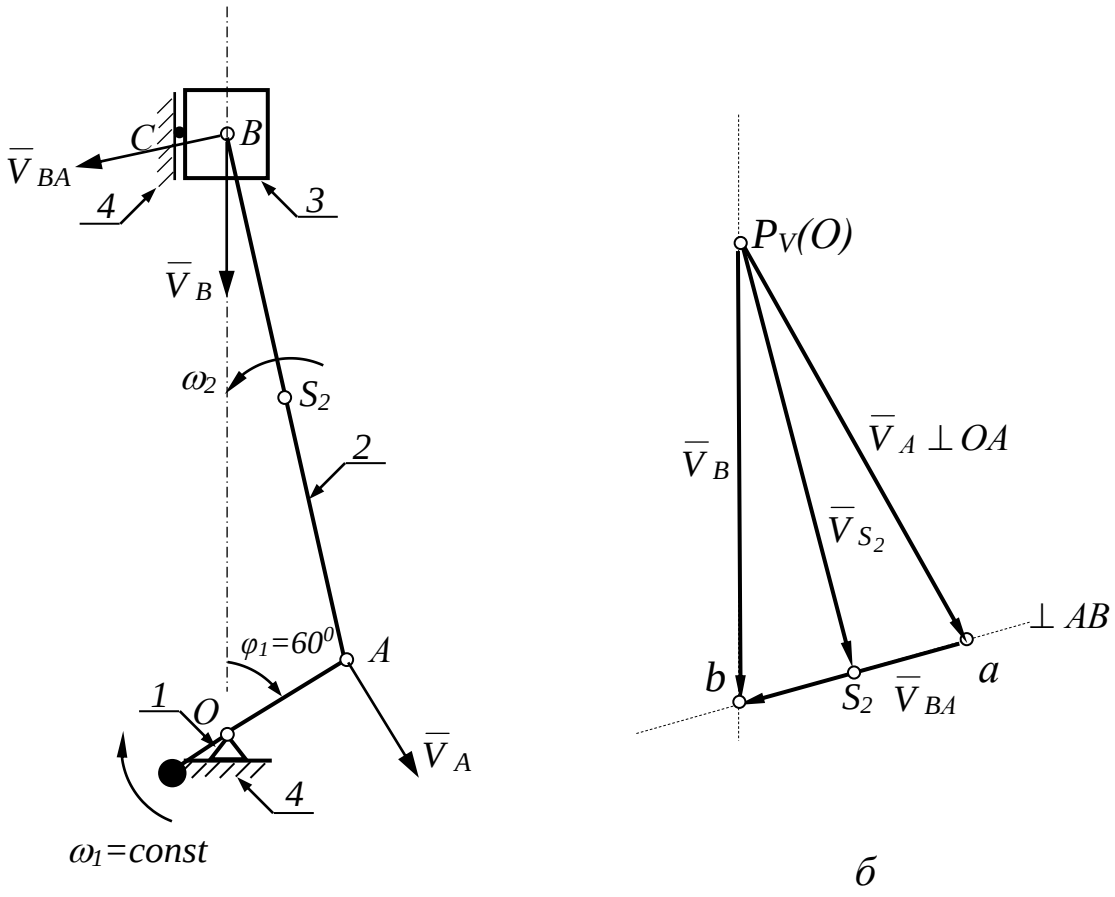
де ω_1 – стала кутова швидкість кривошипа

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104{,}72 \ \ рад/с,$$

$$V_A = 0{,}036 \cdot 104{,}72 = 3{,}77 \ \ м/с.$$

Від полюса плану швидкостей P_V (рисунок 10, *б*) відкладаємо вектор $\overline{V}_A$ ($\overline{P_V a}$), перпендикулярний до кривошипа в цьому положенні і спрямований у бік його обертання. При цьому доцільно прийняти довжину такого вектора $\overline{P_V a}=100$ *мм*. Масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{P_V a} = \frac{3{,}77}{100} = 0{,}0377 \ \frac{м/с}{мм}.$$



а *б*

Рисунок 10

Далі досліджуються швидкості ланок структурної групи 2-3. Для визначення абсолютної швидкості точки *B* (належить як шатуну 2, так і повзуну 3) складаються векторні рівняння

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; \qquad \overline{V}_B = \overline{V}_{3-4}.$$

У цих векторних рівняннях відомий за модулем і напрямком вектор $\overline{V}_A$ (переносна швидкість). Вектори відносної швидкості $\overline{V}_{BA}$ і абсолютної швидкості $\overline{V}_B$ відомі за напрямком (рисунок 10, *а*): вектор $\overline{V}_{BA}$ спрямований перпендикулярно шатуну *2* (відрізку AB), а $\overline{V}_B$ – за напрямком руху повзуна (для досліджуваного КПМ вертикально вниз).

Для розв'язання векторних рівнянь (визначення модулів швидкостей V_B та V_{BA}) через точку a провести промінь, перпендикулярний до шатуна *2* (відрізка AB), а через полюс P_V – вертикальний промінь. На перетині таких променів відмічаємо точку b, яка є кінцем вектора $\overline{P_V в}$, що зображує абсолютну швидкість $\overline{V}_B$. Для визначення швидкості центра мас шатуна відповідно до теореми подібності на середині відрізка $a-b$ позначаємо точку S_2. Вектор $\overline{P_V S_2}$ визначає в масштабі μ_V швидкість центра ваги шатуна *2*.

Для визначення дійсних значень швидкостей необхідно довжини відповідних векторів у міліметрах, виміряних на плані швидкостей, помножити на масштаб μ_V:

$$V_B = P_V в \cdot \mu_V = 98 \cdot 0{,}0377 = 3{,}69 \ \ м/с,$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_V = 48 \cdot 0{,}0377 = 1{,}81 \ \ м/с,$$

$$V_{S_2} = P_V S_2 \cdot \mu_V = 95 \cdot 0{,}0377 = 3{,}58 \ \ м/с.$$

Кутова швидкість шатуна *2*

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1{,}81}{0{,}12} = 15{,}08 \ \ рад/с.$$

Напрямок ω_2 визначається шляхом переносу вектора $\overline{ba}$ відносної швидкості V_{BA} у точку B і розгляду руху точки B відносно A у напрямку $\overline{V}_{BA}$.

Результати дослідження кінематики КПМ методом кінематичних діаграм (рисунок 9), план механізму в

розрахунковому положенні і відповідний план швидкостей (рисунок *10, а, б*) оформити на першому аркуші формату А3 (приклад дивитись у додатку Г).

Побудування плану прискорень виконується у тій же послідовності. Кривошип *1* здійснює обертальний рух із сталою кутовою швидкістю $\omega_1 = const$. Тому прискорення точки A кривошипа *1* являє собою тільки нормальну (доцентрову) складову (рисунок 11, *а*), спрямовану за кривошипом до центра обертання O

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 104{,}72^2 \cdot 0{,}036 = 394{,}8 \ \ м/с^2.$$

На плані прискорень (рисунок 11, *б*) прискорення a_A зображається вектором $\overline{P_a a}$ (P_a – полюс плану прискорень).

Масштаб плану прискорень при прийнятій довжині вектора $\overline{P_a a} = 100 \ \ мм$.

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_a a} = \frac{394{,}8}{100} = 3{,}948 \ \ (м/с^2)/мм.$$

Для визначення прискорення точки B складаємо векторні рівняння

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}^n_{BA} + \bar{a}^t_{BA}; \ \bar{a}_B = \bar{a}_{3-4}.$$

Нормальна складова прискорення

$$a^n_{BA} = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 15{,}08^2 \cdot 0{,}12 = 27{,}3 \ \ м/с^2.$$

Вектор $\bar{a}^n_{BA}$ спрямований уздовж шатуна *2* від точки B до A. Вектор $\bar{a}^t_{BA}$ спрямований перпендикулярно до ланки *2*, а $\bar{a}_B$ - вертикально (за напрямком руху повзуна). Для розв'язання векторних рівнянь (визначення модулів векторів $\bar{a}_B$ та $\bar{a}^t_{BA}$) з точки a плану прискорень паралельно AB у напрямку від точки B до A відкладаємо вектор $\overline{an_2}$, що зображає прискорення $\bar{a}^n_{BA}$. Довжина цього вектора

$$an_2 = \frac{a^n_{BA}}{\mu_a} = \frac{27{,}3}{3{,}948} = 7 \ \ мм.$$

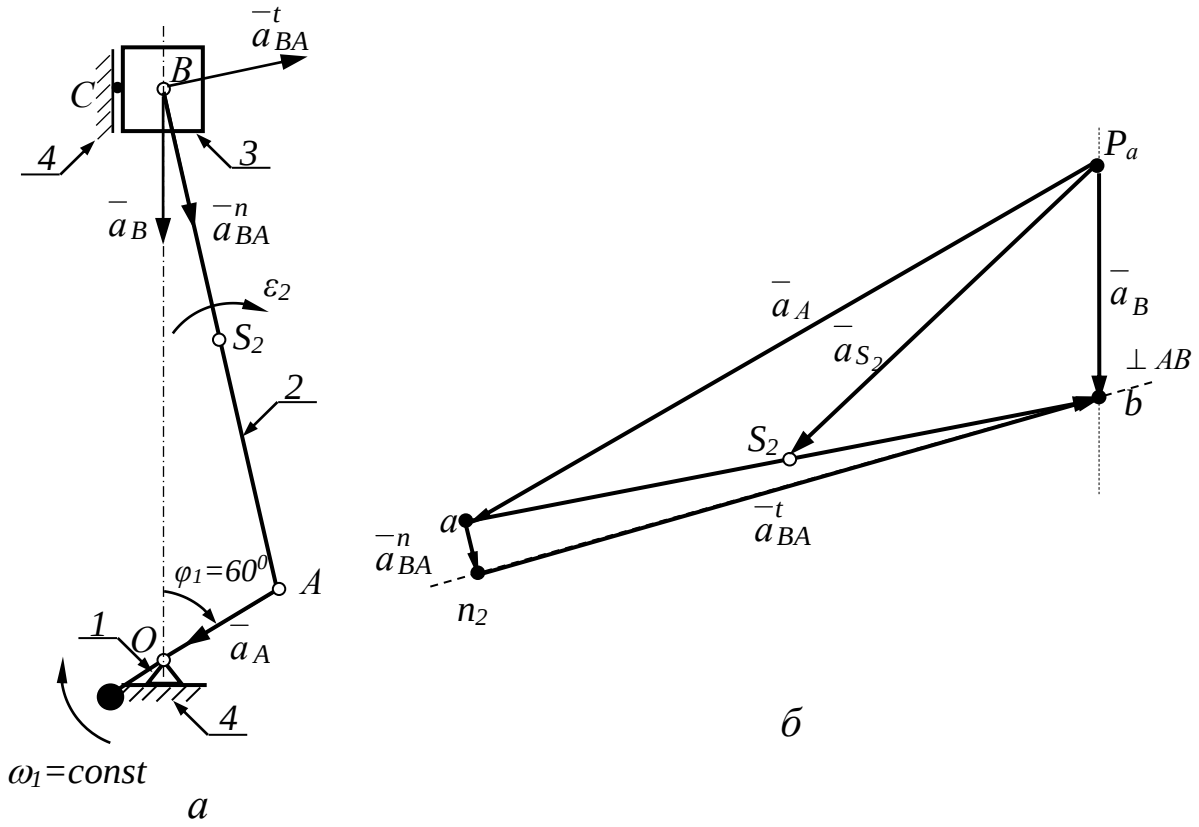


Рисунок 11

Через точку n_2 проводимо промінь, перпендикулярний до шатуна *2* (напрямок вектора $\bar{a}^t_{BA}$), а через полюс плану прискорень – вертикальний промінь. Ці промені перетнуться у точці *b*. З`єднавши на плані прискорень точки *a* і *b* на середині відрізка *a-b*, з теореми про подібність позначаємо точку S_2 – кінець вектора прискорення центра ваги шатуна $\overline{P_a S_2}$.

Дійсні значення прискорень визначаємо як добуток довжин відповідних векторів, взятих з плану прискорень на масштаб плану прискорень:

$$a_B = P_a b \cdot \mu_a = 37 \cdot 3{,}948 = 146{,}1 \ \ м/с^2,$$

$$a_{S_2} = P_a S_2 \cdot \mu_a = 61 \cdot 3{,}948 = 240{,}8 \ \ м/с^2,$$

$$a^t_{BA} = n_2 b \cdot \mu_a = 88 \cdot 3{,}948 = 347{,}4 \ \ м/с^2.$$

Кутове прискорення шатуна *2*

$$\varepsilon_2 = \frac{a^t_{BA}}{l_{BA}} = \frac{347{,}4}{0{,}12} = 2895{,}2 \ \ рад/с^2.$$

Напрямок ε_2 визначаємо шляхом переносу вектора $\overline{n_2 b}$ у точку B ланки *2* при розгляданні руху точки B відносно A у напрямку прискорення $\bar{a}^t_{BA}$.

3.4 Силовий розрахунок механізму

Основним завданням силового розрахунку механізму є визначення реакцій в усіх кінематичних парах R_{ij} та зрівноважувального моменту $M_{ЗР}$, який потрібно прикласти до початкової ланки (кривошипа *1*) для забезпечення визначених кінематичних параметрів ланок. У цьому дослідженні силовий розрахунок виконуємо без урахування сили тертя.

Силовий розрахунок механізму, що розглядається, виконуємо кінетостатичним методом, в основі якого лежить принцип Даламбера [2–4], згідно з яким ланка механізму може розглядатися як така, що перебуває у стані рівноваги, якщо до всіх діючих на неї зовнішніх сил (відомих активних і невідомих реактивних) додати сили інерції. Цей метод є формальним математичним прийомом, що дає змогу записати рівняння рівноваги кінетостатики для визначення невідомих реакцій у кінематичних парах механізму.

Нижче наведено послідовність силового розрахунку для розрахункового положення розглянутого КПМ (рисунок 12 – доповнення рисунка 11, *а* активними силами, що діють на ланки механізму).

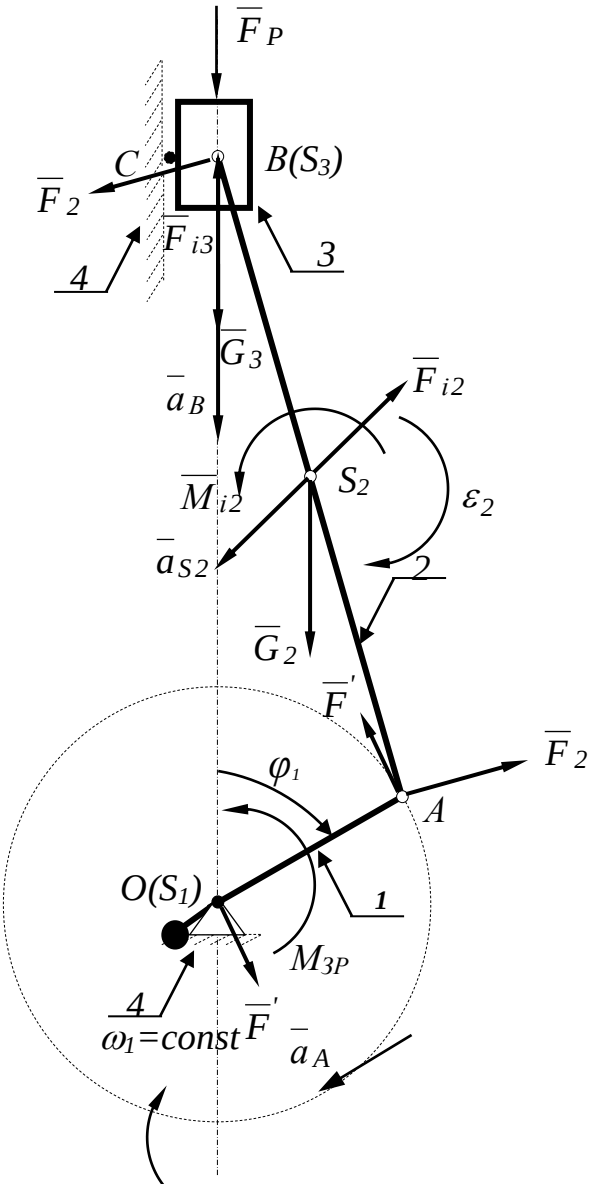


Рисунок 12

На першому етапі враховуємо всі прикладені до ланок КПМ відомі активні навантаження:

1) до повзуна (поршня) *3* прикладена зосереджена рушійна сила тиску газів у циліндрі двигуна F_P, *Н*,

$$F_P = p \cdot f ,$$

де p – поточний тиск у циліндрі двигуна, $p = 0{,}4$ *МПа*;

f – площа циліндра, $м^2$;

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}05^2}{4} = 0{,}00196 \ м^2;$$

$$F_P = 0{,}4 \cdot 10^6 \cdot 0{,}00196 = 785 \ Н;$$

2) сили ваги ланок *2* $G_2 = 4{,}5 \ Н$ і *3* $G_3 = 3{,}7 \ Н$ вважаються прикладеними в центрах мас таких ланок (відповідно точках S_2 і S_3) і спрямовані вниз;

3) ураховуються інерційні навантаження.

Для ланки, що здійснює поступальний рух, інерційне навантаження ураховується у вигляді головного вектора сил інерції $\overline{F_i}$. Головний вектор сил інерції $\overline{F_i}$ має напрямок, протилежний вектору прискорення центра мас $\overline{a_S}$:

$$\overline{F_i} = -m \cdot \overline{a_S},$$

де m – маса ланки.

Для розглянутого КПМ головний вектор сил інерції повзуна *3* $\overline{F}_{i3}$ прикладається в точці *B(S3)* і спрямовується протилежно вектору прискорення $\overline{a}_B$ (угору). Величина F_{i3}

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B = \frac{G_3}{g} \cdot a_B = \frac{3{,}7}{9{,}81} \cdot 146{,}1 = 55{,}1 \ Н.$$

Якщо ланка здійснює складний плоский рух (шатун *2*), інерційні навантаження ураховуються у вигляді еквівалентної системи, до якої входять головний вектор $\overline{F_i}$ і головний момент $\overline{M_i}$ сил інерції.

Головний вектор сил інерції $\overline{F_i}$ має напрямок, протилежний вектору прискорення центра мас $\overline{a_S}$:

$$\overline{F_i} = -m \cdot \overline{a_S}.$$

Головний момент сил інерції $\overline{M_i}$ спрямований протилежно кутовому прискоренню ε ланки.

$$\overline{M_i} = -I_S \cdot \bar{\varepsilon},$$

де I_S – момент інерції маси ланки відносно осі, що проходить через центр мас.

Для розглянутого КПМ головний вектор сил інерції шатуна *2* $\overline{F}_{i2}$ прикладається в точці S_2 і спрямовується протилежно вектору прискорення $\bar{a}_{S_2}$ (рисунок 12). Величина F_{i2}

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_1} = \frac{G_2}{g} \cdot a_{S_2} = \frac{4{,}5}{9{,}81} \cdot 240{,}8 = 110{,}5 \ \ Н.$$

Головний момент сил інерції шатуна *2* $\overline{M}_{i2}$ спрямовується протилежно кутовому прискоренню ε_2 (рисунок 12). Величина M_{i2}

$$M_{i2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0{,}0009 \cdot 2895{,}2 = 2{,}61 \ \ Н \cdot м.$$

При цьому заздалегідь момент сил інерції M_{i2} потрібно подати парою сил F_2 з плечем l_{AB}

$$F_2 = \frac{M_{i2}}{l_{AB}} = \frac{2{,}606}{0{,}12} = 21{,}7 \ \ Н;$$

4) шуканий зрівноважувальний момент $M_{ЗР}$ прикладається до початкової ланки (рисунок 12). При цьому заздалегідь $M_{ЗР}$ потрібно подати парою сил F' з плечем l_{OA}

$$F' = \frac{M_{ЗР}}{l_{OA}}.$$

Силовий розрахунок КПМ починається із структурної групи *2-3*. Для цього вона умовно від’єднується від механізму (шатун *2* від кривошипа *1*, а стояк *4* від повзуна *3*). Дію відкинутих ланок замінюємо реакціями $\overline{R}_{43}$ (лінія дії проходить через точку В і спрямована перпендикулярно до осі руху повзуна *3*) і $\overline{R}_{12}$ (прикладена в точці *A*). При цьому реакцію $\overline{R}_{12}$ умовно

розкладаємо на нормальну $\overline{R}_{12}^{n}$ (спрямована по шатунові *2*) і тангенціальну $\overline{R}_{12}^{t}$ (спрямована перпендикулярно до шатуна *2*) складові – $\overline{R}_{12} = \overline{R}_{12}^{n} + \overline{R}_{12}^{t}$.

На плані групи (рисунок 13, *а*), побудованому у масштабі μ_l, окрім шуканих реакцій, до ланок прикладаються всі визначені раніше активні зовнішні сили – сили ваги G_2, G_3, сили інерції F_{i_2}, F_{i3} і момент сил інерції M_{i_2}, рушійна сила F_p.

Для визначення складової R_{12}^{t} складаємо рівняння рівноваги $\sum M_B = 0$:

$$-R_{12}^{t} \cdot l_{AB} - G_2 \cdot h_{G_2} + \frac{M_{i_2}}{\mu_l} + F_{i_2} \cdot h_{F_{i_2}} = 0 .$$

Звідки

$$R_{12}^{t} = \frac{\frac{M_{i_2}}{\mu_l} + F_{i_2} \cdot h_{F_{i_2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}} = \frac{\frac{2{,}61}{0{,}0012} + 110{,}5 \cdot 45 - 4{,}5 \cdot 13}{100} = 70{,}9 \ \ H .$$

Плечі сил визначаємо шляхом вимірювання на кресленні в міліметрах.

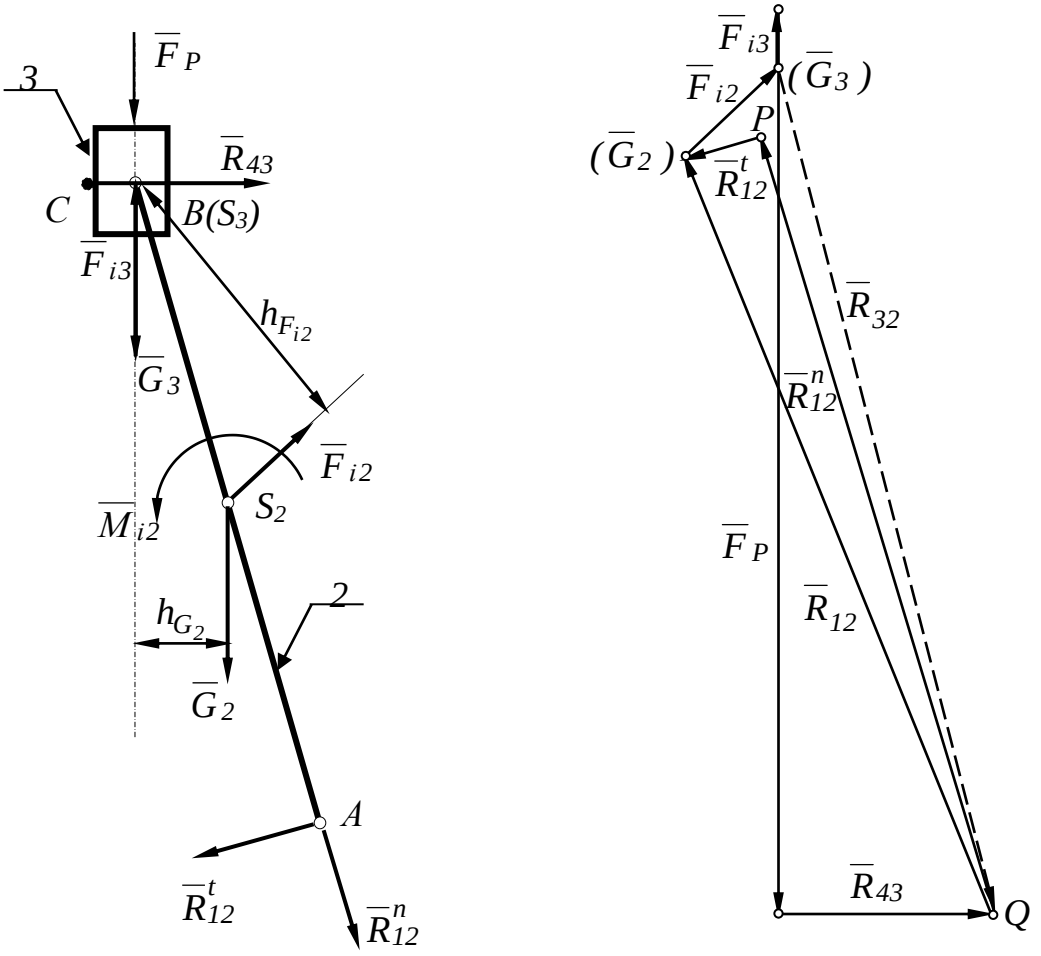
Якщо в результаті обчислювань буде отримана від'ємна величина R_{12}^{t}, то її напрямок треба замінити на протилежний.

Для визначення невідомих нормальної складової R_{12}^{n} і реакції R_{43} відповідно до принципу Даламбера складаємо векторне рівняння з урахуванням усіх указаних на рисунку 13, *а* сил, що діють на ланки групи 2-3.

При цьому у наведеному рівнянні потрібно невідомі реакції розташовувати на початку і в кінці рівняння:

$$\overline{R}_{12}^{n} + \overline{R}_{12}^{t} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{i3} + \overline{F}_P + \overline{R}_{43} = 0 .$$

Графічною інтерпретацією цього векторного рівняння буде замкнений векторний контур (кінець останнього записаного вектора входить у початок першого вектора), який називається **планом сил**.



а *б*

Рисунок 13

З рисунка 13, *а* видно, що напрямки векторів усіх записаних сил відомі, а невідомими є скаляри векторів $\overline{R}^n_{12}$ і $\overline{R}_{43}$. Для зручності побудування плану сил у таблиці 6 доцільно показати величини всіх відомих за величиною сил, записаних у векторному рівнянні.

Таблиця 6 – Сили, що діють на ланки групи 2-3

Позначення сили	R^t_{12}	G_2	F_{i2}	G_3	F_{i3}	F_P
Величина, *Н*	*70,9*	*3,7*	*110,5*	*4,5*	*55,1*	*785*
Довжина вектора сили на плані сил, *мм*	*9*	*0(0,5)*	*14*	*0,6(0)*	*7*	*100*

Задається довжина вектора найбільшої за величиною сили *100…110 мм*. У цьому випадку прийнятий скаляр вектора рушійної сили $\overline{F}_P = 100$ *мм*. Тоді масштаб плану сил

$$\mu_F = \frac{F_P}{\overline{F}_P} = \frac{785}{100} = 7{,}85 \ \ Н/мм .$$

Довжини векторів інших відомих сил знаходимо діленням їх величин на масштаб μ_F і заносимо в таблицю 6.

У подальших дослідженнях рекомендується при побудові плану сил досліджуваної групи 2-3 відкладати вектори у послідовності, що відповідає записаному векторному рівнянню. При цьому потрібно ураховувати, що у випадку, коли довжина вектора менша ніж *2 мм*, то на плані сил він не відкладається.

У цьому випадку будується план сил (рисунок 13, *б*) починаючи з відомого вектора $\overline{R}_{12}^{t}$ довжиною *9 мм* (таблиця 6), який відкладається від початкової точки плану *P* в напрямку, що вказаний на плані механізму (рисунок 13, *а*). Подальші побудування здійснюються відповідно до векторного рівняння з орієнтацією на таблицю 6 (довжини векторів) і на рисунок *13, а* (напрямки векторів). При цьому точка *Q* – кінець останнього відомого за довжиною вектора $\overline{F}_P$, записаного у векторному рівнянні сил групи *2-3*. Замикання векторного контуру виконуємо шляхом проведення через початок вектора $\overline{R}_{12}^{t}$ (точку *P*) лінії дії складової R_{12}^{n} до перетину з лінією дії реакції R_{43}, проведеної через кінець вектора $\overline{F}_P$ (точку *Q*). Точка перетину ліній дії R_{12}^{n} і R_{43} визначає довжину цих векторів – $\overline{R}_{12}^{n}$ і $\overline{R}_{43}$. При визначенні напрямків цих векторів потрібно орієнтуватися на умову замкнення векторного контуру (рисунок 13, *б*). Видно, що потрібно поміняти на протилежний попередньо заданий на рисунку 13, *а* напрямок вектора $\overline{R}_{12}^{n}$.

Вектор повної реакції в шарнірі *A* $\overline{R}_{12} = \overline{R}_{12}^{n} + \overline{R}_{12}^{t}$ можна отримати шляхом геометричного складання нормальної $\overline{R}_{12}^{n}$ і тангенціальної $\overline{R}_{12}^{t}$ складових.

Для забезпечення достатньої точності результатів силового розрахунку проводити вектори на плані сил рекомендується за допомогою інерційної рейсшини (дотримання паралельності векторів відповідних сил на рисунку 13).

При визначенні сили тиску між шатуном *2* і повзуном *3* (реакції R_{32}) складається рівняння сил для шатуна *2*

$$\overline{R}_{12} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{i2} + \overline{R}_{32} = 0 .$$

Для графічного розв'язання наведеного векторного рівняння з метою визначення невідомої реакції R_{32} будувати новий план сил не потрібно. На плані сил групи (рисунок 13, *б*) необхідно з'єднати кінець вектора $\overline{F}_{i2}$ з початком вектора $\overline{R}_{12}$.

Дійсні значення реакцій визначаються шляхом множення довжин відповідних векторів, виміряних на плані сил у міліметрах, на масштаб плану сил μ_F:

$$R_{12} = 90 \cdot 7{,}85 = 706{,}5 \ \ H ,$$

$$R_{43} = 23 \cdot 7{,}85 = 180{,}6 \ \ H ,$$

$$R_{32} = 95 \cdot 7{,}85 = 745{,}8 \ \ H .$$

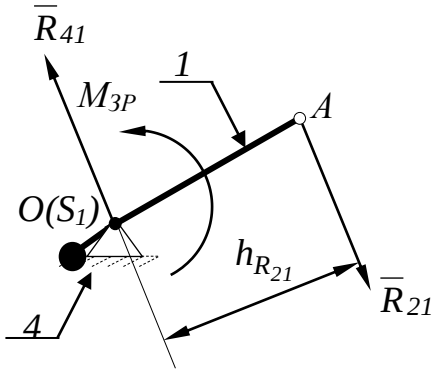


Рисунок 14

Завершується це дослідження силовим розрахунком початкової ланки. Для цього від КПМ умовно від'єднується механізм 1-го класу *1-4* (рисунок 14). Дія відкинутої структурної групи *2-3* замінюється реакцією $\overline{R}_{21} = -\overline{R}_{12}$ (такі реакції рівні за величиною, а за напрямком – протилежні). З урахуванням незначної ваги кривошипа *1* з противагою допустимо прийняти, що реакція в шарнірі *O* $\overline{R}_{41} = -\overline{R}_{21}$ ($R_{41} = 705{,}6 \ \ H$).

Відповідно до завдання генератор від двигуна приводиться в рух через муфту. Зрівноважувальний момент на початковій ланці *1*

$$M_{зр} = R_{21} \cdot h_{R_{21}} \cdot \mu_l = 706{,}5 \cdot 29 \cdot 0{,}0012 = 24{,}59 \ \ H \cdot м .$$

У цій формулі плече $h_{R_{21}}$ реакції R_{21} відносно точки *O* необхідно виміряти в міліметрах з рисунка 14.

3.5 Визначення зрівноважувального моменту. Перевірка точності розрахунків

З метою перевірки правильності силового розрахунку механізму зрівноважувальний момент на початковій ланці *1* M'_{3P} визначається методом, що не передбачає визначення реакцій у кінематичних парах – за допомогою положення про «жорсткий важіль», що ґрунтується на теоремі М. Є. Жуковського [1–3]: якщо для механізму, що рухається, побудувати план швидкостей, а потім вектори всіх активних сил і сил інерції повернути на *90°* в одному напрямку і перенести в однойменні точки плану швидкостей, то сума моментів цих сил відносно полюса дорівнює *0*. Тобто розглядається рівновага плану швидкостей як «жорсткого важеля» відносно полюса. На рисунку 15, *а* для зручності показаний план досліджуваного КПМ у розрахунковому положенні з прикладеними до відповідних точок ланок активними силами. Поруч, на рисунку 15, *б,* наведено план швидкостей КПМ з перенесеними в однойменні точки векторами сил, які повернуті на *90°* за годинниковою стрілкою.

Складаємо рівняння моментів сил відносно полюса плану швидкостей $\sum M_{P_V} = 0$:

$$F' \cdot P_V a - F_2 \cdot ab + F_{i_2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - (F_p + G_3 - F_{i_3}) \cdot P_V b = 0 .$$

Для подальшого визначення M'_{3P} це рівняння розв'язуємо відносно сил F'

$$F' = \frac{F_2 \cdot ab - F_{i_2} \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + (F_p + G_3 - F_{i_3}) \cdot P_V b}{P_V a},$$

де $P_V a$, ab, h_1, h_2, $P_V b$ – виміряні в міліметрах довжини відповідних відрізків (плечей сил відносно P_V) з рисунка 15, *б*.

$$F' = \frac{21{,}7 \cdot 48 - 110{,}5 \cdot 49 + 4{,}5 \cdot 95 + (785 + 3{,}7 - 55{,}1) \cdot 98}{100} = 679{,}5 \ \ H .$$

Зрівноважувальний момент, визначений за допомогою положення про «жорсткий важіль»,

$$M'_{3P} = F' \cdot l_{OA} = 679{,}5 \cdot 0{,}036 = 24{,}46 \ \ Н \cdot м .$$

Визначаємо розходження між двома значеннями зрівноважувального моменту – $M_{3P} = 24{,}59 \ Нм$ і $M'_{3P} = 24{,}46 \ Нм$. Воно становить

$$\delta = \frac{24{,}59 - 24{,}46}{24{,}59} \cdot 100 \ \% = 0{,}53 \ \% .$$

Розходження (похибка) міститься в межах допустимих значень (не перевищує $5 \ \%$).

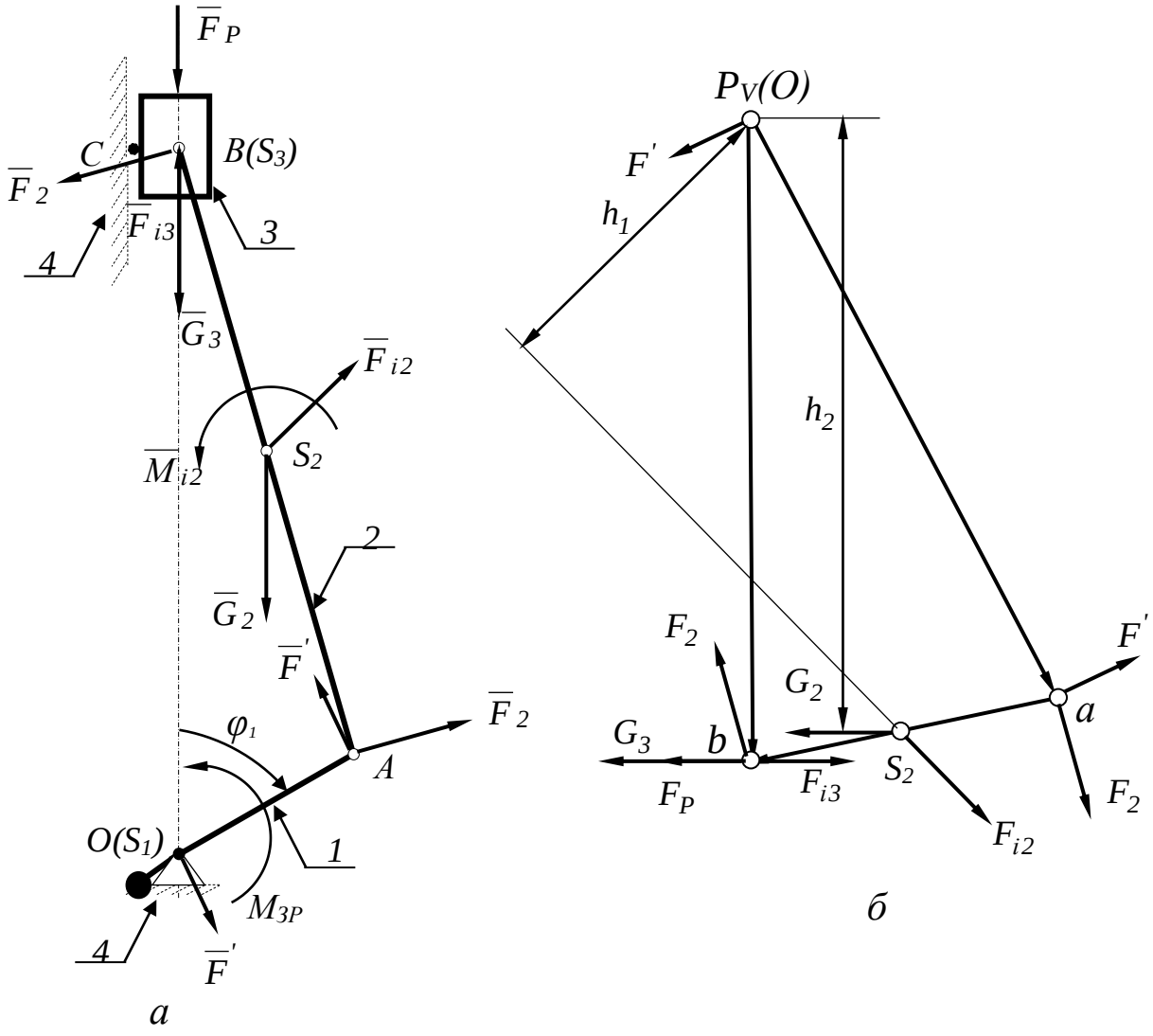


Рисунок 15

Результати дослідження КПМ – рисунки *12, 11, б, 13, а, 13, б, 14, 15, б* оформити на другому аркуші формату А3 (приклад дивись у додатку Д).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Мороз В. І., Братченко О. В., Павшенко А. В. Теорія механізмів і машин: Дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту : навч. посіб. Харків : УкрДАЗТ, 2013. 156 с.

2 Киницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ : Наук. думка, 2002. 660 с.

3 Кореняко О. С. Теорія механізмів і машин. Київ : Вища шк., 1987. 206 с.

4 Мороз В. І., Логвіненко О. А., Тіщенко В. С. Завдання та методичні рекомендації до виконання курсового проекту з дисциплін «Теорія механізмів і машин» і «Опір матеріалів та прикладна механіка» (розділ «Дослідження важільних механізмів»). Харків : УкрДАЗТ, 2013. 38 с.

ДОДАТОК А
Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра механіки і проектування машин

Розрахунково-графічна робота

з теорії механізмів і машин на тему:

«Дослідження шарнірно-важільного механізму
технічного засобу транспортного призначення»

Студент __II___ курсу __3___ групи

спеціальності 273 - Залізничний транспорт

_____ _____А.С. Арнаут_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник

_____доцент, к.т.н._____
(вчене звання, науковий ступінь)

_____ _____О.А. Логвіненко
(підпис) (прізвище та ініціали)

Харків – 2020

ДОДАТОК Б
Приклад оформлення змісту пояснювальної записки

1 Вихідні дані……..…….. 3

2 Структурний аналіз механізму …… 4

3 Дослідження характеристик руху повзуна методом побудови кінематичних діаграм …….. 5

4 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом……... 6

5 Силовий розрахунок механізму …….. 9

6 Визначення зрівноважувального моменту. Перевірка точності розрахунків……. 11

Список літератури…… 12

ДОДАТОК В
Приклад оформлення основних розділів пояснювальної записки

1 Вихідні дані

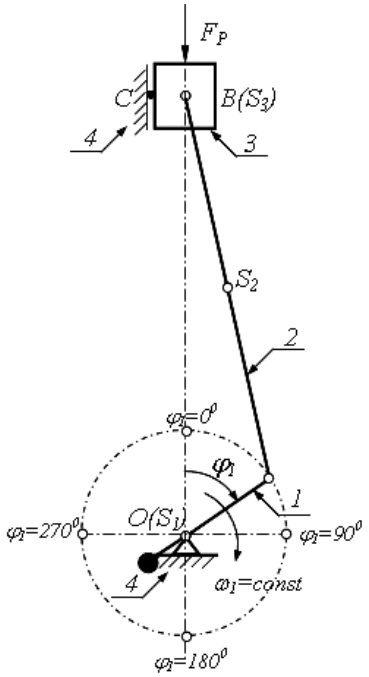


Рисунок 1

Об'єктом дослідження є кривошипно-повзунний механізм (КПМ) дизеля дизель-генераторного агрегату (рисунок *1*). КМП складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня (повзуна) 3 і блока 4(стояка). Центрами мас ланок *1, 2, 3* є точки S_1, S_2, S_3. Положення точки S_2 прийняти на середині довжини шатуна 2.

За завданням з таблиці 1 вибрано такі вихідні дані: $n_1 = 1000\ хв^{-1}$; $l_{OA} = 0{,}036\ м$; $l_{AB} / l_{OA} = 3{,}33$; довжина шатуна *2* $l_{AB} = 0{,}036 \cdot 3{,}33 = 0{,}12\ м$; $d = 0{,}05\ м$; $\varphi_1 = 60^0$; $G_3 = 3{,}7\ H$; $G_2 = 4{,}5\ H$; $I_{S_2} = 0{,}009\ кг \cdot м^2$.

З графіка для розрахункового положення механізму поточний тиск у циліндрі становить $p = 0{,}4\ МПа$.

2 Структурний аналіз механізму

Головними завданнями структурного аналізу механізму є визначення кількості його рухомих ланок, кількості і класу кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, виділення структурних груп, нашаруванням яких цей механізм утворений, визначення їх класу і класу механізму. Структурний аналіз також дає змогу встановити послідовність кінематичного дослідження та силового розрахунку механізму.

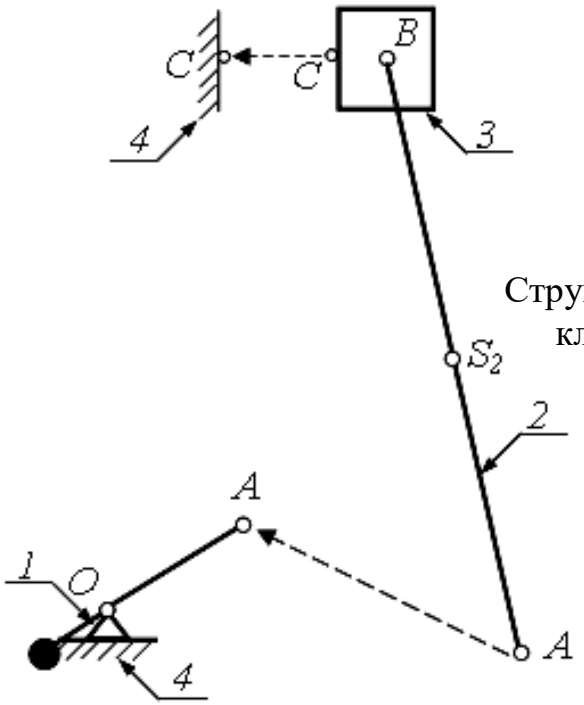
Ступінь рухомості механізму визначається за формулою П. Л. Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 .$$

Для досліджуваного механізму кількість рухомих ланок $n = 3$; кількість кінематичних пар 5-го класу $p_5 = 4$; кількість кінематичних пар 4-го класу $p_4 = 0$

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Досліджуваний механізм утворений шляхом нашарування до механізму 1-го класу (стояк 4 – кривошип 1) структурної групи (шатун 2 – повзун 3) 2-го класу, 2-го порядку, 2-го виду (рисунок 2). Тому механізм, що розглядається, є механізмом 2-го класу 2-го порядку.

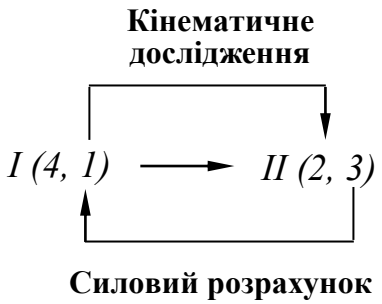


Структурна група 2-го класу, 2-го виду

Механізм 1-го класу

Рисунок 2

Для КПМ формула його будови з прив’язаними до неї маршрутами проведення кінематичного дослідження та силового розрахунку буде мати вигляд



3 Дослідження характеристик руху повзуна методом побудови кінематичних діаграм

Під кінематичними діаграмами в цьому дослідженні слід розуміти графіки переміщень повзуна *3* S_B, швидкостей V_B і прискорень a_B залежно від часу t, отримані за цикл руху механізму.

Для зображення планів механізму в графічній частині довжина кривошипа приймається $OA=30$, масштаб плану положень

$$\mu_l = l_{OA} / OA = 0{,}036 / 30 = 0{,}0012 \ м / мм.$$

Довжина шатуна *2*

$$AB = l_{AB} / \mu_l = 0{,}12 / 0{,}0012 = 100 \ мм.$$

Методом засічок будується план положень механізму (рисунок 1 у додатку Г) – єдине масштабне зображення 12 положень рухомих ланок досліджуваного механізму, які визначаються заданими положеннями початкової ланки кривошипа 1. На плані положень нанесено шатунну криву – траєкторію центра мас шатуна (точки S_2).

Результати вимірювань положень повзуна (точки B) заносять до другого рядка таблиці 1.

Таблиця 1 – До побудування графіка переміщень повзуна за цикл руху КПМ

Позначення переміщення на плані положень B_0-B_i	B_0-B_1	B_0-B_2	B_0-B_3	B_0-B_4	B_0-B_5	B_0-B_6	B_0-B_7	B_0-B_8	B_0-B_9	B_0-B_{10}	B_0-B_{11}
Заміряне переміщення B_0-B_i *на плані положень, мм*	5,5	18,5	35	48,5	57	60	57	48,5	35	18,5	5,5
Позначення ординати i-i' *на графіку* $S_B=f(t)$	1-1'	2-2'	3-3'	4-4'	5-5'	6-6'	7-7'	8-8'	9-9'	10-10'	11-11'
Величина ординати i-i' *на графіку* $S_B=f(t)$, *мм*	4,5	15,5	29	40,5	47,5	50	47,5	40,5	29	15,5	4,5

Ордината 6-6′ графіка $S_B = f(t)$, що відповідає максимальному ходу повзуна в 6-му положенні механізму $S_{Bmax} = 2 \cdot l_{AB} = 2 \cdot 0{,}036 = 0{,}072$ *м*, приймається 6-6′=*50 мм.*

Масштаб осі ординат графіка переміщень S_B , *м/мм,*

$$\mu_{S_B} = \frac{S_{Bmax}}{6-6'} = \frac{0{,}072}{50} = 0{,}00144 \ м/мм .$$

Побудування графіка переміщень виконується за точками *0, 1′, 2′,..., 11′, 12*, ординати яких $i - i'$, *мм,* відповідають заміряним на плані положень відстаням B_0-B_i , *мм,*

$$i - i' = \frac{(B_0 - B_i) \cdot \mu_l}{\mu_{S_B}} .$$

Розраховані ординати $i - i'$ за цією формулою заносяться у четвертий рядок таблиці 1.

Період циклу руху механізму

$$T = 60 / n_1 = 60 / 1000 = 0{,}06 \ c .$$

З урахуванням того, що період розбитий на 12 положень, рівномірний крок зміни часу між двома сусідніми положеннями

$$\Delta T = T / 12 = 0{,}06 / 12 = 0{,}005 \ c .$$

Масштаб часу (осі абсцис) для побудування кінематичних діаграм, *с/мм,*

$$\mu_t = T / \overline{T} = 0{,}06 / 120 = 0{,}0005 \ c/мм ,$$

де $\overline{T}$=*120 мм* – прийнята довжина відрізка на осях абсцис кінематичних діаграм, що відповідає періоду *T*.

Графік швидкості повзуна $V_B = f(t)$ отримується графічним диференціюванням (методом хорд) графіка $S_B = f(t)$. Прийнята полюсна відстань H_V=*20 мм.* Масштаб осі V_B графіка

$$\mu_{V_B} = \frac{\mu_{S_B}}{H_V \cdot \mu_t} = \frac{0{,}00144}{20 \cdot 0{,}0005} = 0{,}144 \ \frac{м/с}{мм}.$$

Графік прискорення повзуна $a_B = f(t)$ отримується графічним диференціюванням (методом хорд) графіка $V_B = f(t)$. Прийнята полюсна відстань H_a=25 *мм.* Масштаб осі a_B графіка

$$\mu_{a_B} = \frac{\mu_{V_B}}{H_a \cdot \mu_t} = \frac{0{,}144}{25 \cdot 0{,}0005} = 11{,}52 \ \frac{м/с^2}{мм}.$$

Графіки $S_B = f(t)$, $V_B = f(t)$ і $a_B = f(t)$ показані на рисунку 2 у додатку Г. З їх допомогою визначаються величини швидкості V_B і прискорення a_B повзуна для заданого розрахункового положення механізму (φ_1=60^0). Для цього на графіках $V_B = f(t)$ і $a_B = f(t)$ вимірюються ординати точок кривих, що відповідають *2-му* його положенню (рисунок 10 у додатку Д) – *2-2''=25 мм* і *2-2'''=13 мм*.

Швидкість повзуна в розрахунковому положенні КПМ

$$V_B = 2-2'' \cdot \mu_{V_B} = 25 \cdot 0{,}144 = 3{,}6 \ м/с.$$

Прискорення повзуна в розрахунковому положенні КПМ

$$a_B = 2-2''' \cdot \mu_{a_B} = 13 \cdot 11{,}52 = 149{,}8 \ м/с^2.$$

4 Кінематичний аналіз механізму в розрахунковому положенні графоаналітичним методом

Метою розділу є визначення величин і напрямків швидкостей та прискорень ланок КПМ та центра мас шатуна S_2 для заданого розрахункового положення механізму (відповідає заданій узагальненій координаті φ_1) методом планів швидкостей та прискорень. Отримані результати будуть використовуватися в подальшому при проведенні силового розрахунку.

Швидкість точки A кривошипа (початкової ланки)

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1,$$

де ω_1 – стала кутова швидкість кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104{,}72 \ \ рад/с,$$

$$V_A = 0{,}036 \cdot 104{,}72 = 3{,}77 \ \ м/с.$$

Довжина вектора швидкості V_A приймається $\overline{P_V a} = 100$ *мм*. Масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{P_V a} = \frac{3{,}77}{100} = 0{,}0377 \ \ \frac{м/с}{мм}.$$

Для визначення абсолютної швидкості точки B (належить як шатуну 2, так і повзуну 3) складаються векторні рівняння:

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; \qquad \overline{V}_B = \overline{V}_{3-4}.$$

На першому аркуші ГЧ в масштабі μ_l будується план механізму (рисунок 3 у додатку Г) – кінематична схема КПМ у розрахунковому положенні. На ній вказуються напрямки шуканих швидкостей.

Після побудування плану швидкостей (рисунок 4 у додатку Г) для визначення дійсних значень швидкостей потрібно довжини відповідних векторів у міліметрах, виміряних на плані, помножити на масштаб μ_V:

$$V_B = P_V в \cdot \mu_V = 98 \cdot 0{,}0377 = 3{,}69 \ \ м/с,$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_V = 48 \cdot 0{,}0377 = 1{,}81 \ \ м/с,$$

$$V_{S_2} = P_V S_2 \cdot \mu_V = 95 \cdot 0{,}0377 = 3{,}58 \ \ м/с.$$

Розходження між значеннями швидкості повзуна V_B, визначеними графічним ($V_B = 3{,}6\ м/с$) і графоаналітичним ($V_B = 3{,}69\ м/с$) методами:

$$\delta_V = \frac{(3{,}69 - 3{,}6)}{3{,}69} \cdot 100\% = 2{,}4\ \%.$$

Незначна величина відхилення ($\delta_V < 5\%$) свідчить про достатню точність попередніх досліджень.

Кутова швидкість шатуна *2*

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}} = \frac{1{,}81}{0{,}12} = 15{,}08\ \ рад/с.$$

Кривошип *1* здійснює обертальний рух із сталою кутовою швидкістю $\omega_1 = const$. Тому прискорення точки A кривошипа *1* являє собою тільки нормальну (доцентрову) складову, спрямовану за кривошипом до центра обертання *O:*

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 104{,}72^2 \cdot 0{,}036 = 394{,}8\ \ м/с^2.$$

На плані прискорень (рисунок 6 у додатку Д) прискорення a_A зображається вектором $\overline{P_a a}$ (P_a – полюс плану прискорень).

Масштаб плану прискорень при прийнятій довжині вектора $\overline{P_a a} = 100\ \ мм$.

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_a a} = \frac{394{,}8}{100} = 3{,}948\ \ (м/с^2)/мм.$$

Для визначення прискорення точки B складаємо векторні рівняння

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}^n_{BA} + \bar{a}^t_{BA};\ \bar{a}_B = \bar{a}_{3-4}.$$

На 2-му аркуші ГЧ в масштабі μ_l будується план механізму (рисунок 5 у додатку Д). На ньому вказуються напрямки шуканих прискорень.

Нормальна складова прискорення

$$a_{BA}^{n} = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 15{,}08^2 \cdot 0{,}12 = 27{,}3 \ \ м/с^2.$$

Довжина цього вектора

$$an_2 = \frac{a_{BA}^{n}}{\mu_a} = \frac{27{,}3}{3{,}948} = 7 \ \ мм.$$

Після побудування плану прискорень (рисунок 6 у додатку Д) дійсні значення прискорень визначаються як добуток довжин відповідних векторів, взятих з плану прискорень, на масштаб плану прискорень:

$$a_B = P_a b \cdot \mu_a = 37 \cdot 3{,}948 = 146{,}1 \ \ м/с^2,$$

$$a_{S_2} = P_a S_2 \cdot \mu_a = 61 \cdot 3{,}948 = 240{,}8 \ \ м/с^2,$$

$$a_{BA}^{t} = n_2 b \cdot \mu_a = 88 \cdot 3{,}948 = 347{,}4 \ \ м/с^2.$$

Розходження між значеннями прискорення повзуна a_B, визначеними графічним ($a_B = 149{,}8 \ \ м/с^2$) і графоаналітичним ($a_B = 146{,}1 \ \ м/с^2$) методами:

$$\delta_a = \frac{(149{,}8 - 146{,}1)}{146{,}1} \cdot 100\% = 2{,}5 \ \%.$$

Незначна величина відхилення ($\delta_a < 5\%$) свідчить про достатню точність попередніх досліджень.

Кутове прискорення шатуна *2*

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{t}}{l_{BA}} = \frac{347{,}4}{0{,}12} = 2895{,}2 \ \ с^{-2}.$$

5 Силовий розрахунок механізму

Основним завданням силового розрахунку механізму є визначення реакцій в усіх кінематичних парах та зрівноважувального моменту $M_{ЗР}$, який потрібно прикласти до початкової ланки (кривошипа *1*) для забезпечення визначених кінематичних параметрів ланок.

Ураховуються всі прикладені до ланок КПМ відомі активні навантаження (рисунок 5 у додатку Д):

1) до повзуна (поршня) *3* прикладена зосереджена рушійна сила тиску газів у циліндрі двигуна F_P, *Н*,

$$F_P = p \cdot f ,$$

де p – поточний тиск у циліндрі двигуна, $p = 0{,}4\ \ МПа$;

f – площа циліндра, $м^2$;

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}05^2}{4} = 0{,}00196\ \ м^2;$$

$$F_P = 0{,}4 \cdot 10^6 \cdot 0{,}00196 = 785\ \ Н;$$

2) сили ваги ланок *2* $G_2 = 4{,}5\ \ Н$ і *3* $G_3 = 3{,}7\ \ Н$ вважаються прикладеними в центрах мас таких ланок (відповідно точках S_2 і S_3) і спрямовані вниз;

3) ураховуються інерційні навантаження.

Для розглянутого КПМ головний вектор сил інерції повзуна *3* $\overline{F}_{i3}$ прикладається в точці $B(S_3)$ і спрямовується протилежно вектору прискорення $\overline{a}_B$ (вгору). Величина F_{i3}

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B = \frac{G_3}{g} \cdot a_B = \frac{3{,}7}{9{,}81} \cdot 146{,}1 = 55{,}1\ \ Н .$$

Головний вектор сил інерції шатуна *2* $\overline{F}_{i2}$ прикладається в точці S_2 і спрямовується протилежно вектору прискорення $\overline{a}_{S_2}$. Величина F_{i2}

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_1} = \frac{G_2}{g} \cdot a_{S_2} = \frac{4{,}5}{9{,}81} \cdot 240{,}8 = 110{,}5 \ H .$$

Головний момент сил інерції шатуна *2* $\overline{M}_{i2}$ спрямовується протилежно кутовому прискоренню ε_2. Величина M_{i2}

$$M_{i2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0{,}0009 \cdot 2895{,}2 = 2{,}61 \ H \cdot м .$$

При цьому заздалегідь момент сил інерції M_{i2} потрібно подати парою сил F_2 з плечем l_{AB}

$$F_2 = \frac{M_{i2}}{l_{AB}} = \frac{2{,}606}{0{,}12} = 21{,}7 \ H ;$$

4) шуканий зрівноважувальний момент M_{3P} прикладається до початкової ланки, який потрібно подати парою сил F' з плечем l_{OA}:

$$F' = \frac{M_{3P}}{l_{OA}} .$$

Силовий розрахунок КПМ починається із структурної групи *2-3*. Для цього вона умовно від'єднується від механізму (шатун *2* від кривошипа *1*, а стояк *4* від повзуна *3*). Дію відкинутих ланок замінюємо реакціями $\overline{R}_{43}$ (лінія дії проходить через точку В і спрямована перпендикулярно до осі руху повзуна *3*) і $\overline{R}_{12}$(прикладена в точці *A*). При цьому реакцію $\overline{R}_{12}$ умовно розкладаємо на нормальну $\overline{R}^n_{12}$(спрямована по шатуну *2*) і тангенціальну $\overline{R}^t_{12}$ (спрямована перпендикулярно до шатуна *2*) складові – $\overline{R}_{12} = \overline{R}^n_{12} + \overline{R}^t_{12}$.

На плані групи (рисунок 7 у додатку Д), побудованому у масштабі μ_l, окрім шуканих реакцій, до ланок прикладаються всі визначені раніше активні зовнішні сили.

Для визначення складової R^t_{12} складається рівняння рівноваги, у якому ураховуються інерційні навантаження – $\sum M_B = 0$:

$$-R_{12}^t \cdot l_{AB} - G_2 \cdot h_{G_2} + \frac{M_{i_2}}{\mu_l} + F_{i_2} \cdot h_{F_{i_2}} = 0 .$$

Звідки

$$R_{12}^t = \frac{\frac{M_{i_2}}{\mu_l} + F_{i_2} \cdot h_{F_{i_2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}} = \frac{\frac{2,61}{0,0012} + 110,5 \cdot 45 - 4,5 \cdot 13}{100} = 70,9 \ \ H .$$

Плечі сил визначаються шляхом вимірювання на плані групи в міліметрах.

Для визначення невідомих нормальної складової R_{12}^n і реакції R_{43} відповідно до принципу Даламбера складається векторне рівняння з урахуванням усіх указаних на рисунку 7 у додатку Д, що діють на ланки групи 2-3:

$$\overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^t + \overline{G}_2 + \overline{F}_{i2} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{i3} + \overline{F}_P + \overline{R}_{43} = 0 .$$

Для зручності побудування плану сил у другому рядку таблиці 2 показуються величини всіх відомих за величиною сил, записаних у векторному рівнянні.

Таблиця 2 – Сили, що діють на ланки групи 2-3

Позначення сили	R_{12}^t	G_2	F_{i2}	G_3	F_{i3}	F_P
Величина, *Н*	*70,9*	*3,7*	*110,5*	*4,5*	*55,1*	*785*
Довжина вектора сили на плані сил, *мм*	*9*	*0(0,5)*	*14*	*0,6(0)*	*7*	*100*

Задається довжина вектора найбільшої за величиною сили *100 мм*. Тоді масштаб плану сил

$$\mu_F = \frac{F_P}{\overline{F}_P} = \frac{785}{100} = 7,85 \ \ H / мм .$$

Довжини векторів інших відомих сил знаходяться діленням їх величин на масштаб μ_F і заносяться в третій рядок таблиці 2.

При визначенні сили тиску між шатуном *2* і повзуном *3* (реакції R_{32}) складається рівняння сил для другої ланки

$$\overline{R}_{12} + \overline{G}_2 + \overline{F}_{i2} + \overline{R}_{32} = 0 .$$

Дійсні значення реакцій визначаються шляхом множення довжин відповідних векторів, виміряних на плані сил у міліметрах (рисунок 8 у додатку Д), на масштаб плану сил μ_F:

$$R_{12} = 90 \cdot 7{,}85 = 706{,}5 \ \ H ,$$

$$R_{43} = 23 \cdot 7{,}85 = 180{,}6 \ \ H ,$$

$$R_{32} = 95 \cdot 7{,}85 = 745{,}8 \ \ H .$$

Завершується це дослідження силовим розрахунком початкової ланки. Для цього від КПМ умовно від'єднується механізм 1-го класу *1-4* (рисунок 9 у додатку Д). Дія відкинутої структурної групи *2-3* замінюється реакцією $\overline{R}_{21} = -\overline{R}_{12}$ (такі реакції рівні за величиною, а за напрямком – протилежні). З урахуванням незначної ваги кривошипа *1* з противагою допустимо прийняти, що реакція в шарнірі *O* $\overline{R}_{41} = -\overline{R}_{21}$ ($R_{41} = 705{,}6 \ \ H$).

Відповідно до завдання генератор приводиться в рух від двигуна через муфту. Зрівноважувальний момент на початковій ланці *1*

$$M_{зр} = R_{21} \cdot h_{R_{21}} \cdot \mu_l = 706{,}5 \cdot 29 \cdot 0{,}0012 = 24{,}59 \ \ H \cdot м .$$

У цій формулі плече $h_{R_{21}}$ реакції R_{21} відносно точки *O* потрібно виміряти в міліметрах з рисунка 9 у додатку Д.

6 Визначення зрівноважувального моменту. Перевірка точності розрахунків

Для перевірки правильності силового розрахунку механізму зрівноважувальний момент на початковій ланці *1* $M'_{ЗР}$

визначається методом, що не передбачає визначення реакцій у кінематичних парах – за допомогою положення про «жорсткий важіль», що ґрунтується на теоремі М. Є. Жуковського.

На рисунку 10 у додатку Д наведено план швидкостей КПМ з перенесеними в однойменні точки векторами сил, які повернуті на $90°$ за годинниковою стрілкою.

Рівняння моментів сил відносно полюса плану швидкостей $\sum M_{P_V} = 0$:

$$F' \cdot P_V a - F_2 \cdot ab + F_{i_2} \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - (F_p + G_3 - F_{i_3}) \cdot P_V b = 0.$$

Розв'язання рівняння відносно сил F'

$$F' = \frac{F_2 \cdot ab - F_{i_2} \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + (F_p + G_3 - F_{i_3}) \cdot P_V b}{P_V a},$$

де $P_V a$, ab, h_1, h_2, $P_V b$ – виміряні в міліметрах довжини відповідних відрізків (плечей сил відносно P_V).

$$F' = \frac{21{,}7 \cdot 48 - 110{,}5 \cdot 49 + 4{,}5 \cdot 95 + (785 + 3{,}7 - 55{,}1) \cdot 98}{100} = 679{,}5 \ \ H.$$

Зрівноважувальний момент, визначений за допомогою положення про «жорсткий важіль»:

$$M'_{3P} = F' \cdot l_{OA} = 679{,}5 \cdot 0{,}036 = 24{,}46 \ \ H \cdot м.$$

Визначаємо розходження між двома значеннями зрівноважувального моменту – $M_{3P} = 24{,}59 \ Нм$ і $M'_{3P} = 24{,}46 \ Нм$, яке становить

$$\delta = \frac{24{,}59 - 24{,}46}{24{,}59} \cdot 100 \ \% = 0{,}53 \ \%.$$

Розходження (похибка) лежить у межах допустимих значень (не перевищує $5 \ \%$).

ДОДАТОК Г
Приклад оформлення 1-го аркуша графічної частини

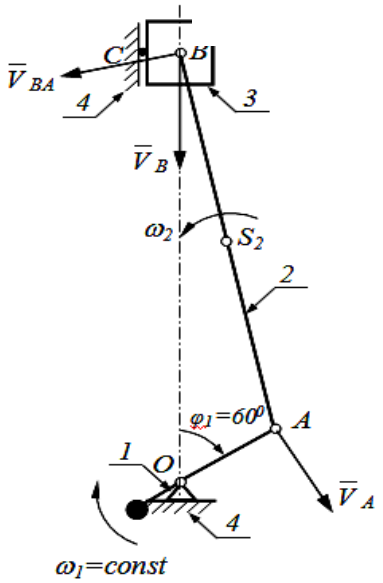


Рисунок 3 - План КПМ μ_l=0,0012

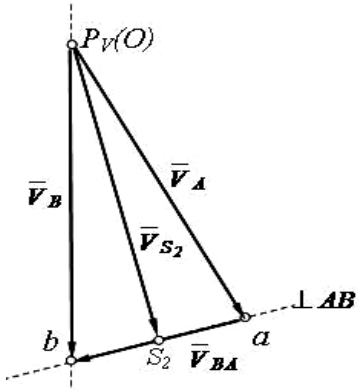


Рисунок 4 - План швидкостей μ_V=0,0377 (м/с)/мм

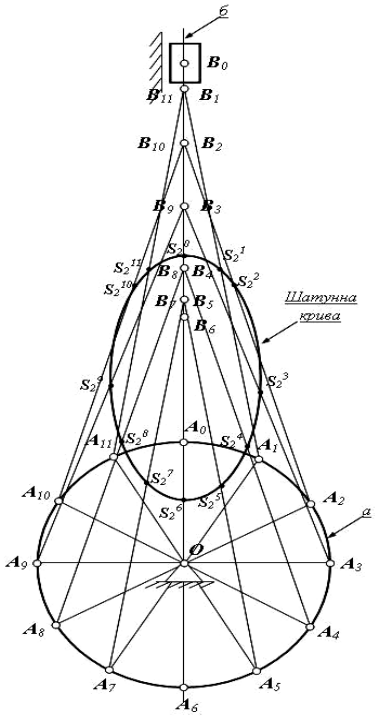


Рисунок 1 - План положень КПМ μ_l=0,0012 м/мм

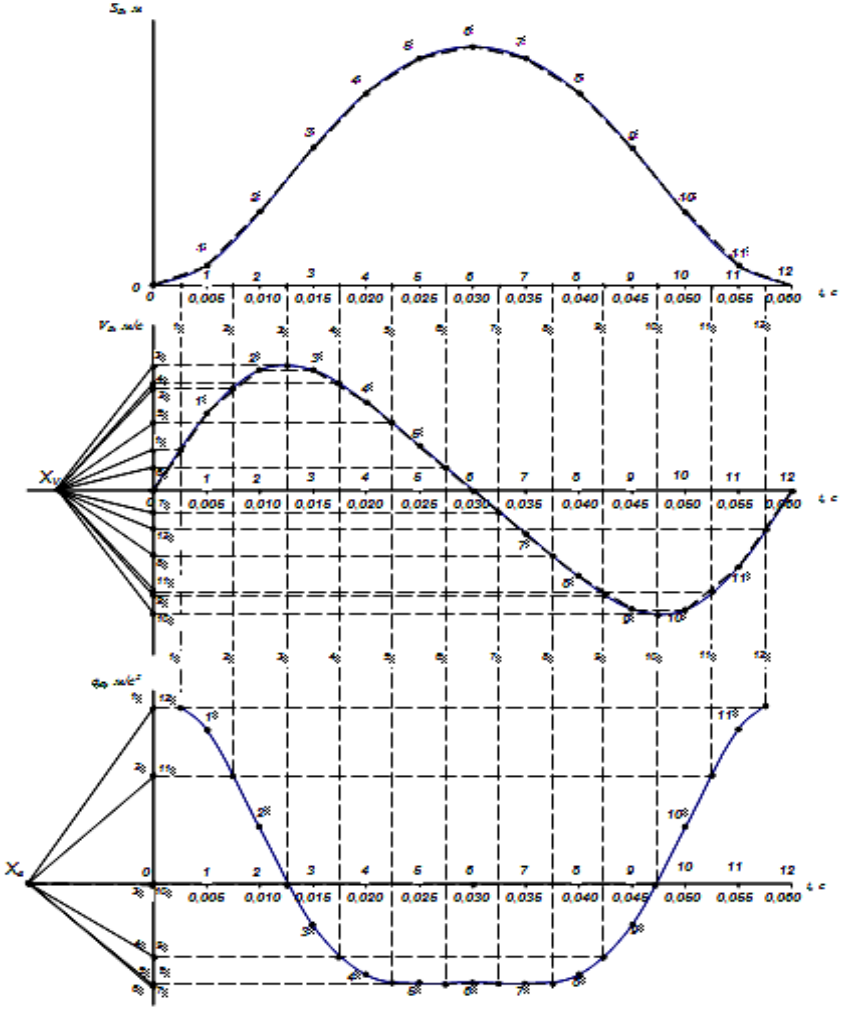


Рисунок 2 - Кінематичні діаграми руху повзуна КПМ

_____*Арнаут А.С. 3-ІІ-Лс*

ДОДАТОК Д
Приклад оформлення 2-го аркуша графічної частини

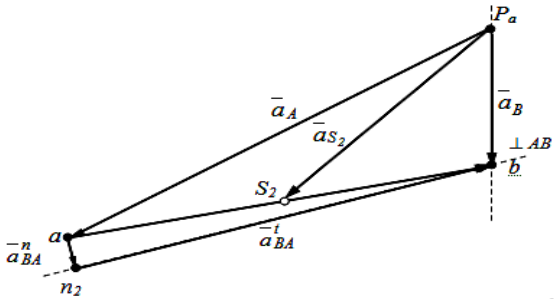


Рисунок 6 - План прискорень μ_a=3,948 (м/с^2)/мм

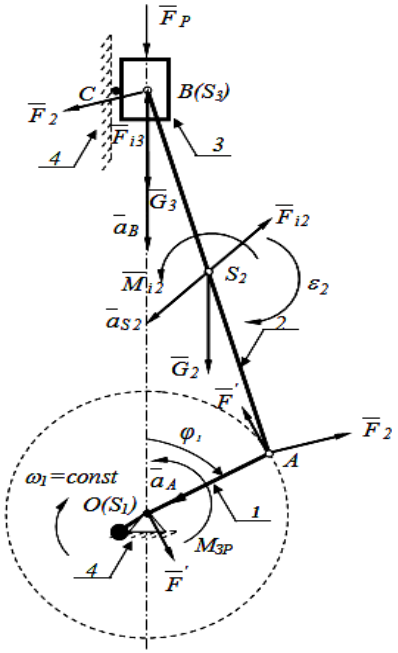


Рисунок 5 - План КПМ μ_l=0,0012 м/мм

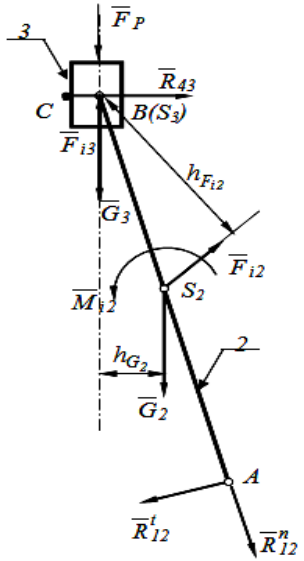


Рисунок 7 - План групи 2-3 μ_l=0,0012 м/мм

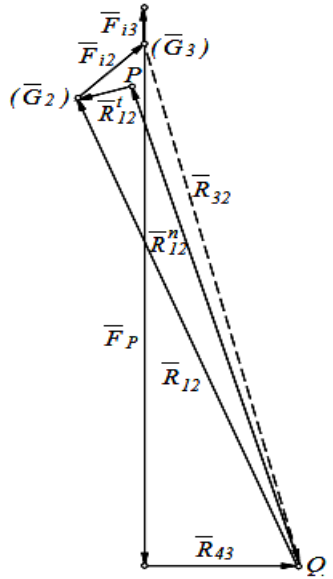


Рисунок 8 - План сил μ_F=7,85 Н/мм

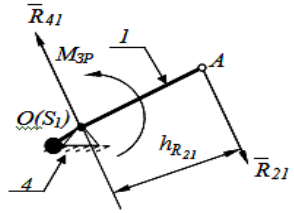


Рисунок 9 - План механізму 1-го класу μ_l=0,0012 м/мм

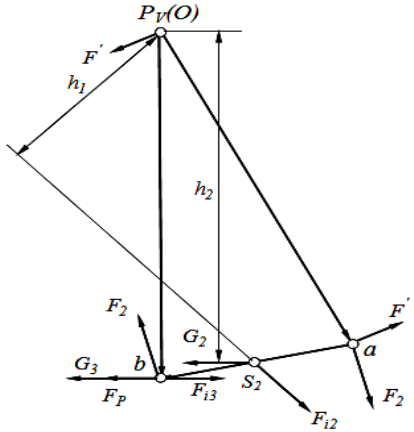


Рисунок 10 - «Жорсткий важіль»

_____*Арнаут А.С. 3-ІІ-Лс*

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання розрахунково-графічної роботи
з дисципліни

«*ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН*»

Відповідальний за випуск Братченко О. В.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 19.06.20 р.

Формат паперу 60х84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 4,25. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.