

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання курсової роботи
з дисципліни**

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Харків – 2021

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

Призначено для студентів спеціальності «Галузеве машинобудування» усіх форм навчання.

Укладачі:

доц. В. С. Тіщенко,
старш. викл. В. І. Громов

Рецензент

доц. В. В. Захарченко

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Структура і типові завдання на виконання розділу «Дослідження важільних механізмів» у курсовому проектванні.....	5
2 Методичні вказівки до виконання основних розділів курсowego проекту з дослідження важільних механізмів.....	18
2.1 Структурний аналіз.....	18
2.2 Кінематичний аналіз.....	20
2.3 Силовий розрахунок.....	27
Список літератури.....	34

ВСТУП

Однією з головних тенденцій вищої школи є посилення базової підготовки майбутніх спеціалістів. При цьому особлива роль відводиться послідовному переходу від інформативних методів навчання до активних, які передбачають залучення студентів до різних видів самостійної роботи, насамперед у курсовому проектуванні.

Навчальними планами для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» всіх форм навчання передбачається виконання курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Слід зазначити, що для студентів цієї спеціальності заочної форми навчання навчальними планами передбачено виконання контрольної роботи.

Курсова робота є комплексною і містить розділи з дослідження важільних механізмів та проектування механізмів з вищими кінематичними парами. У цих методичних вказівках розглянуто питання дослідження важільних механізмів сучасних технічних засобів. Тематика завдань підібрана з урахуванням специфіки спеціальностей. Вибір схеми механізму призначається викладачем відповідно до спеціальності.

Початкові дані на виконання курсової роботи студент денної форми навчання обирає з наведених у завданнях таблиць 1.1–1.6 відповідно до варіанта, призначеного викладачем.

У свою чергу студент заочної форми навчання обирає вихідні дані з тих самих таблиць, але відповідно до свого навчального шифру. Для цього необхідно 2 рази записати останні три цифри навчального шифру і під кожною з них записати букви а, б, в, г, д, е. Тоді цифра над буквою «а» вкаже, з якого варіанта взяти дані по рядку «а», цифра над буквою «б» вкаже, з якого варіанта взяти дані по рядку «б» і т. д. Якщо цифр у шифрі менше трьох, то недостатні необхідно замінити нулями.

1 Структура і типові завдання на виконання розділу «Дослідження важільних механізмів» у курсовому проектуванні

Виконання розділу курсової роботи з дослідження важільних механізмів передбачає проведення структурного та кінематичного аналізів, а також силового розрахунку важільного механізму сучасного технічного засобу. Нижче подано описи об'єктів дослідження і таблиці для вибору індивідуальних початкових даних.

ЗАВДАННЯ 1. Дослідження та проектування механізмів двотактного двигуна внутрішнього згоряння

Установка являє собою двотактний V-подібний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), зубчастий редуктор та робочу машину.

Основним механізмом ДВЗ є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатунів 2 і 4, поршнів 3 і 5 та стійки 6 (рисунок 1.1, а). Рух поршнів 3 і 5, які пов'язані з шатунами 2 і 4, а також колінчастим валом 1, відбувається в результаті розширення продуктів згоряння палива в циліндрах. Рушійними є сили тиску газів у циліндрі F_p , які визначаються згідно з діаграмою зміни тиску в циліндрі ДВЗ (рисунок 1.1, б).

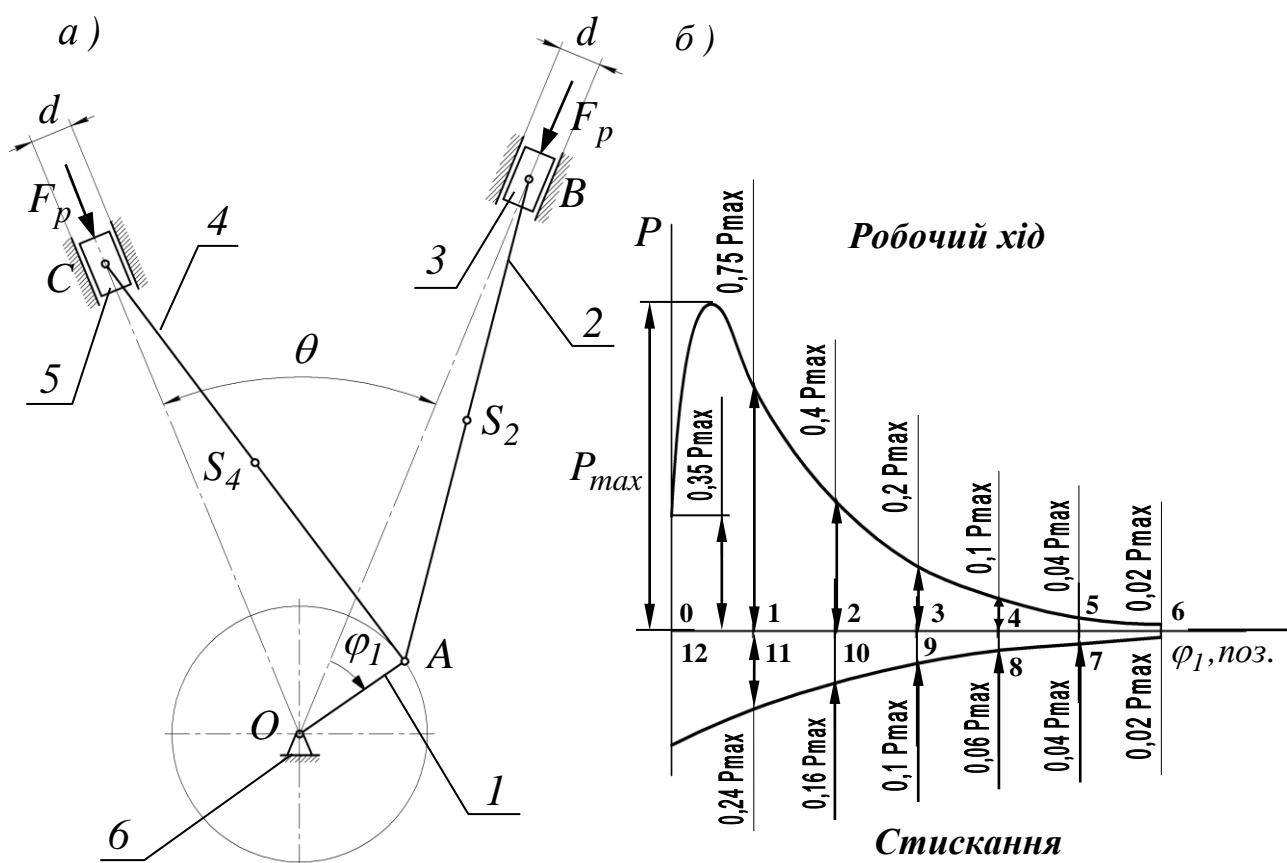


Рисунок 1.1

Таблиця 1.1 – Початкові дані

Параметр	Позначення	Варіант					
		0	1	2	3	4	
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	740	750	760	770	780
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Довжини шатунів 1 і 4, м	l_{AB}, l_{AC}	0,68	0,69	0,7	0,71	0,72
д	Кут розвалу, град	θ	45	45	45	45	45
е	Вага шатунів 2 і 4, Н	G_2, G_4	532,7	532,7	532,7	532,7	532,7
а	Вага поршнів 3 і 5, Н	G_3, G_5	453,2	453,2	453,2	453,2	453,2
б	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
в	Діаметр циліндра, м	d	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23

Продовження таблиці 1.1

Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	790	800	810	820	830
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Довжини шатунів 1 і 4, м	l_{AB}, l_{AC}	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77
д	Кут розвалу, град	θ	45	45	45	45	45
е	Вага шатунів 2 і 4, Н	G_2, G_4	532,7	532,7	532,7	532,7	532,7
а	Вага поршнів 3 і 5, Н	G_3, G_5	453,2	453,2	453,2	453,2	453,2
б	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
в	Діаметр циліндра, м	d	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23

ЗАВДАННЯ 2. Дослідження механізмів автономної пересувної водоперекачувальної установки

Установка являє собою водоперекачувальний агрегат автономного функціонування, який об'єднує двотактний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), редуктор і водяний центробіжний насос.

Основним механізмом ДВЗ є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.2, а). На поршень 3 діє сила тиску газів у циліндрі F_p , яка для положень 0...б є рушійною силою F_p , а для положень б...12 – силою корисного опору $F_{ко}$. Вони визначаються за допомогою величини поточного тиску, який відповідно до заданого розрахункового положення приймається з діаграми (рисунок 1.2, б).

Робочий цикл двотактного ДВЗ здійснюється за один оберт кривошипа. Відлік розрахункових положень кривошипа – від положення ВМТ.

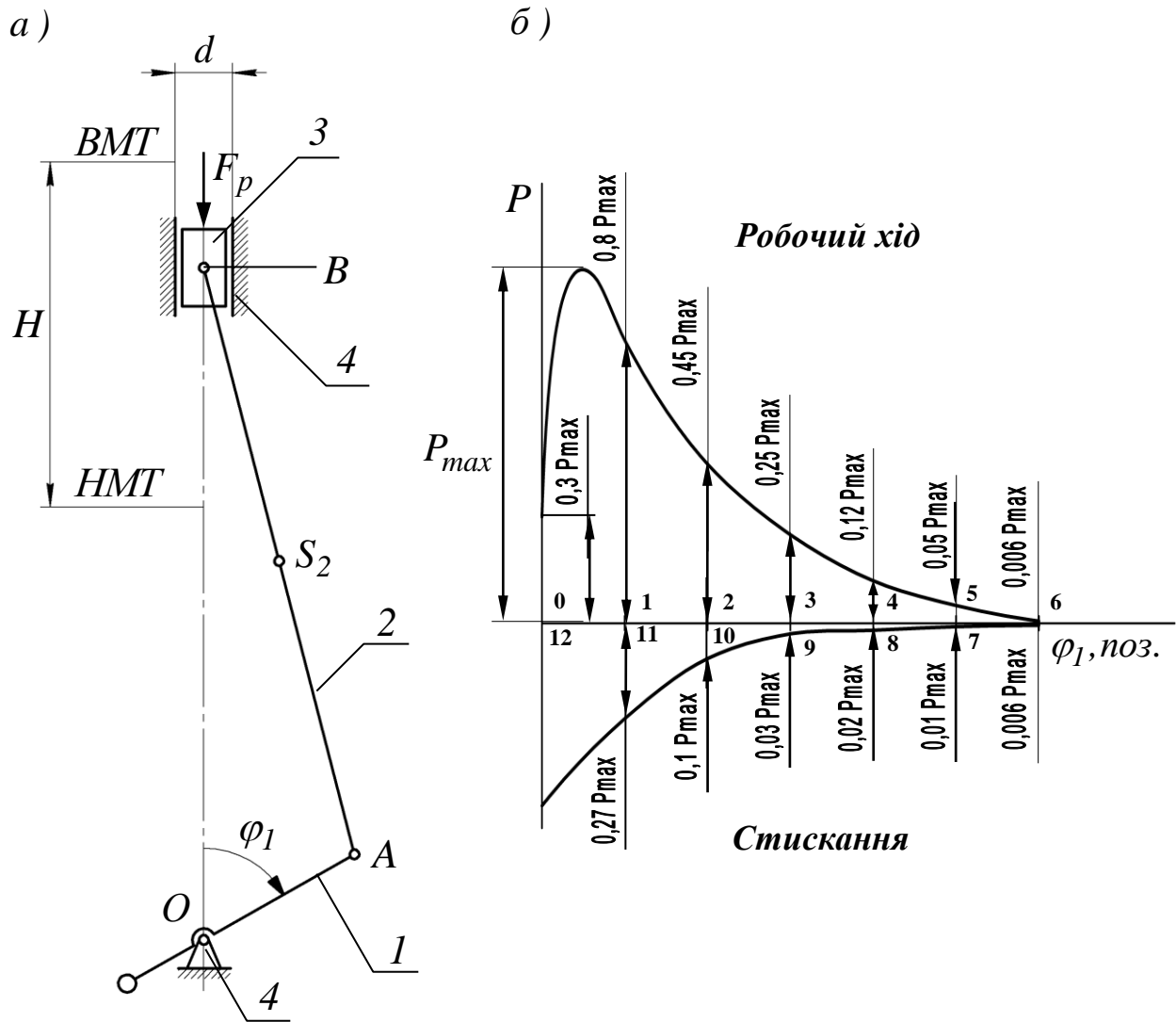


Рисунок 1.2

Таблиця 1.2 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	4400	4500	4400	4300	4200
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,034	0,036	0,038	0,04	0,042
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
д	Положення центру мас шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Діаметр циліндра, м	d	0,070	0,072	0,074	0,076	0,078

Продовження таблиці 1.2

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8
б	Вага поршня, Н	G_3	3,6	3,65	3,7	3,75	3,8
б	Вага шатуна, Н	G_2	4,7	4,75	4,8	4,85	4,9
в	Момент інерції шатуна відносно центру мас, кг·м ²	I_{S_2}	0,0018	0,0019	0,002	0,0021	0,0022
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	4100	4000	4400	4200	4300
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,044	0,046	0,048	0,05	0,052
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
г	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
д	Положення центру мас шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Діаметр циліндра, м	d	0,070	0,072	0,074	0,076	0,078
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8
б	Вага поршня, Н	G_3	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6
б	Вага шатуна, Н	G_2	4,7	4,75	4,8	4,85	4,9
в	Момент інерції шатуна відносно центру мас, кг·м ²	I_{S_2}	0,0023	0,0018	0,0019	0,002	0,0021

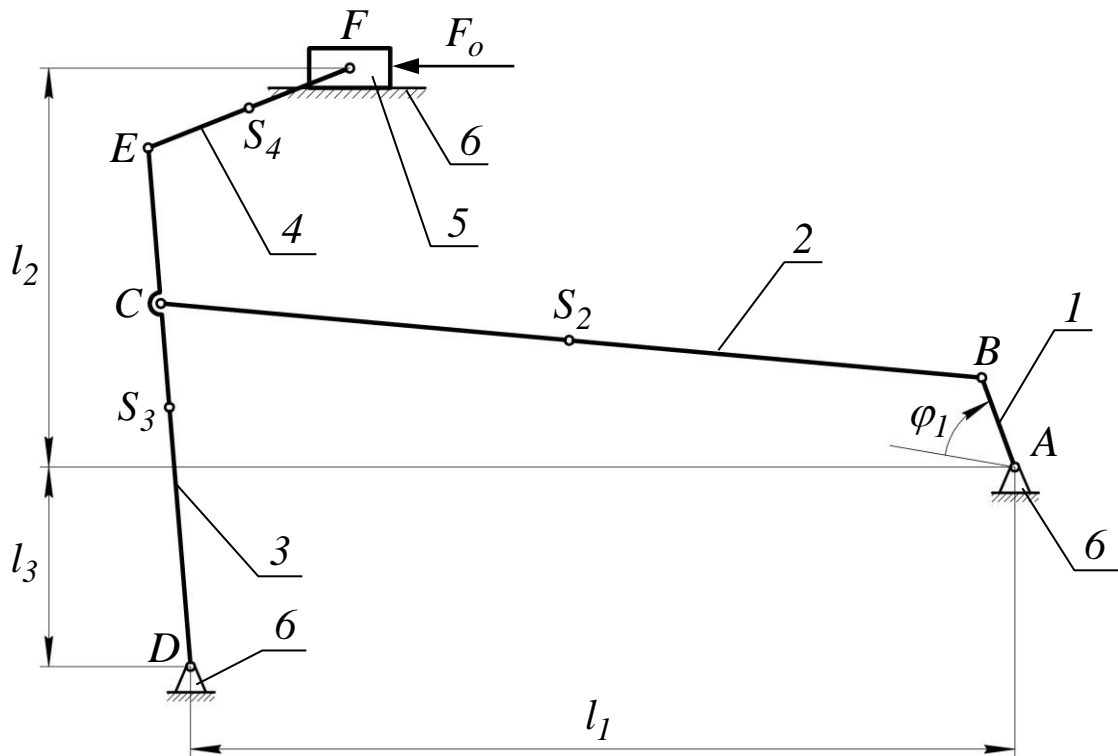
ЗАВДАННЯ 3. Проектування та дослідження механізму подачі заготовок

Механізм подачі заготовок приводиться в рух від електродвигуна через редуктор. Важільний механізм (рисунок 1.3, а) складається з кривошипа 1, шатунів 2 і 4, коромисла 3, повзуна 5 та стійки 6.

Величина прикладеної до ланки 5 сили виробничого опору $F_{o\max}$ скерована протилежно вектору швидкості повзуна і визначається згідно з діаграмою, яка подана на рисунку 1.3, б.

Відлік координати розрахункового положення здійснюється з того моменту, коли кривошип 1 і шатун 2 розташовуються на одній лінії. Положення центрів мас ланок приймаються посередині.

а)



б)

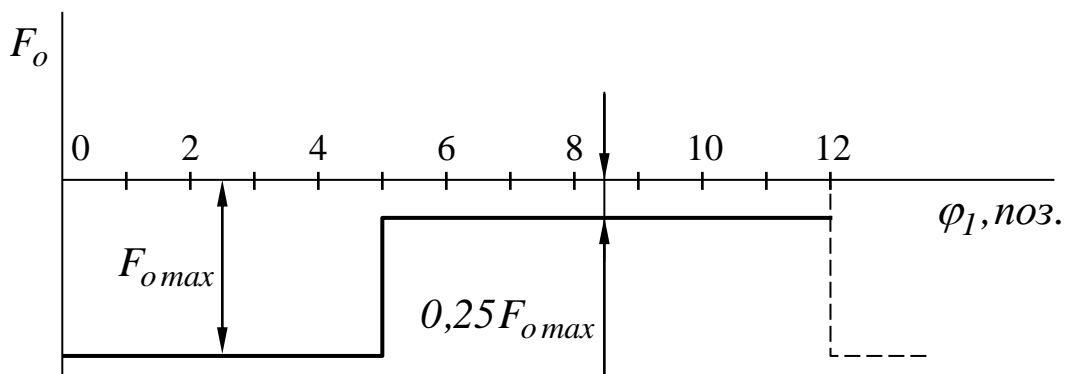


Рисунок 1.3

Таблиця 1.3 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	120	110	115	120	125
б	Відстані між осями шарнірів А, D і F, м	l_1	0,95	0,8	0,9	1,0	1,1
		l_2	0,46	0,40	0,44	0,48	0,52
		l_3	0,23	0,20	0,22	0,24	0,26
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	60	30	60	90	120
б	Довжини ланок, м	l_{AB}	0,11	0,10	0,11	0,12	0,13
		l_{BC}	0,95	0,8	0,9	1,0	1,1
		l_{DE}	0,60	0,55	0,60	0,65	0,70
		l_{DC}	0,42	0,40	0,45	0,50	0,55
		l_{EF}	0,25	0,20	0,22	0,24	0,26
г	Максимальна сила опору, Н	$F_{o\ max}$	1000	1200	1100	1000	1100
д	Вага ланок, Н	G_1	1400	1500	1600	1700	1800
		G_2	330	350	340	330	320
		G_3	410	400	390	380	370
		G_4	90	100	95	90	85
		G_5	920	950	930	910	890
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	130	125	120	115	125
б	Відстані між осями шарнірів А, D і F, м	l_1	1,2	1,3	1,4	1,5	0,85
		l_2	0,56	0,60	0,64	0,68	0,40
		l_3	0,28	0,30	0,32	0,34	0,26
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	150	120	90	60	120
б	Довжини ланок, м	l_{AB}	0,14	0,15	0,16	0,17	0,15
		l_{BC}	1,2	1,3	1,4	1,5	0,85
		l_{DE}	0,75	0,80	0,85	0,90	0,80
		l_{DC}	0,60	0,65	0,70	0,75	0,72
		l_{EF}	0,28	0,30	0,32	0,34	0,33
г	Максимальна сила опору, Н	$F_{o\ max}$	1200	1300	1400	1500	1300
д	Вага ланок, Н	G_1	1900	1800	1700	1600	1500
		G_2	310	300	290	280	270
		G_3	360	350	340	330	340
		G_4	80	75	70	65	75
		G_5	870	850	830	810	820

ЗАВДАННЯ 4. Проектування і дослідження механізмів кривошипно-повзунного преса

Вертикальний кривошипно-повзунний прес, що проектується, призначений для виконання операцій холодного штампування. Основним елементом преса є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, повзуна 3 і стійки 4 (рисунок 1.4, а).

Сила корисного опору $F_{к.о.}$ (рисунок 1.4, а) прикладена до повзуна 3 і діє в напрямку, протилежному вектору його швидкості. Її визначення для заданого розрахункового положення здійснюється за допомогою наведеної на рисунку 1.4, б діаграми.

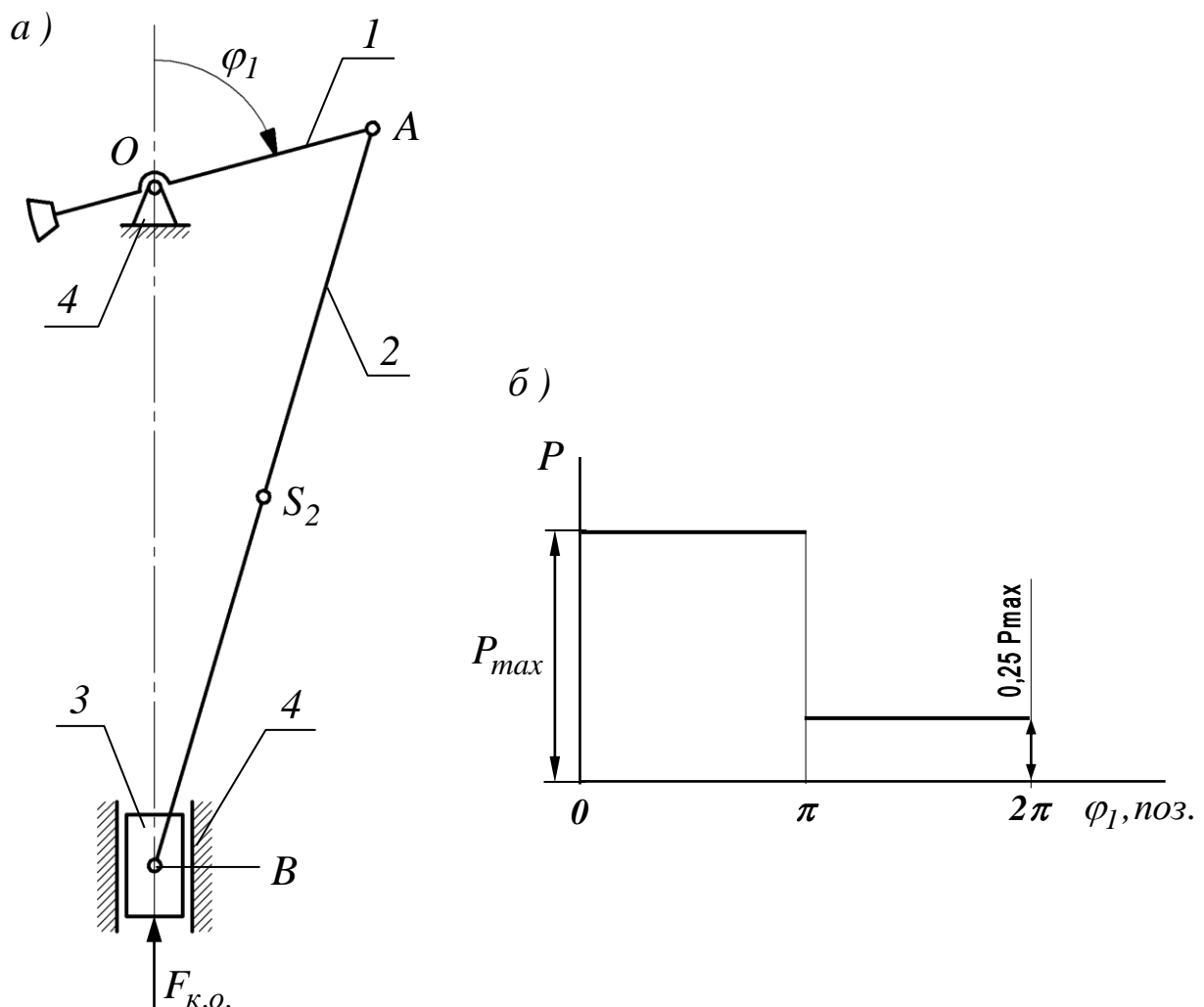


Рисунок 1.4

Таблиця 1.4 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	46	48	50	52	54
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,16	0,162	0,164	0,166	0,168
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Положення центру ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
д	Максимальна сила опору, Н	P_{max}	10000	10500	11000	11500	12000
а	Вага поршня, Н	G_2	420	400	440	430	520
б	Вага шатуна, Н	G_3	620	600	640	630	720
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання кривошипа, об/хв	n_1	56	58	60	62	64
б	Довжина кривошипа, м	l_{OA}	0,17	0,172	0,174	0,176	0,178
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центру ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
е	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
д	Максимальна сила опору, Н	P_{max}	12500	13000	13500	14000	14500
а	Вага поршня, Н	G_2	560	600	560	520	540
б	Вага шатуна, Н	G_3	760	800	760	720	740

ЗАВДАННЯ 5. Проектування і дослідження механізмів транспортної енергетичної установки з двигуном внутрішнього згоряння

Установка об'єднує двигун внутрішнього згоряння, редуктор і генератор електричного струму.

В установці використовується двотактний ДВЗ з опозитним розташуванням циліндрів (рисунок 1.5, *a*), основним механізмом якого є кривошипно-повзунний механізм, який містить колінчастий вал (кривошип) 1, шатуни 2 і 4, поршні 3 і 5, блок (стійку) 6.

Рушійними є сили F_p , які визначаються за показаною на рисунку 1.5, *б* діаграмою зміни тиску газів у циліндрах. Робочий цикл двотактного двигуна відбувається за один оберт вала.

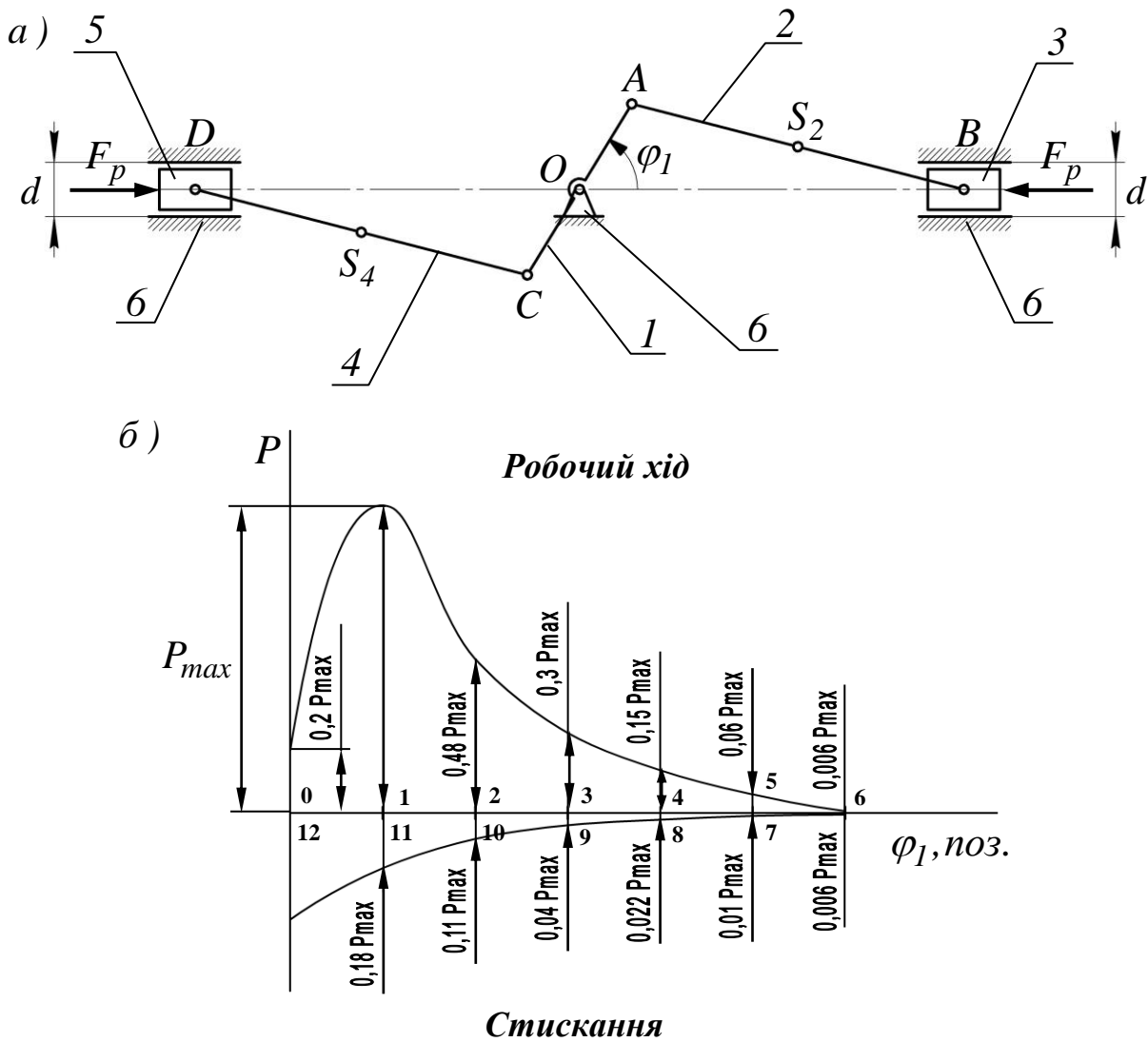


Рисунок 1.5

Таблиця 1.5 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	5000	4500	5100	5200	5000
б	Довжина початкової ланки, м	l_{OA}, l_{OC}	0,035	0,033	0,037	0,039	0,04
в	Співвідношення довжин ланок	$l_{AB} / l_{OA},$ l_{CD} / l_{OC}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Положення центру ваги шатунів	$l_{AS_2} / l_{AB},$ l_{CS_4} / l_{CD}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
е	Діаметр циліндра, м	d	0,075	0,074	0,072	0,072	0,078
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	3,2	3,4	3,2	3,0	2,8
б	Вага поршнів, Н	G_3, G_5	3,2	3,6	3,6	3,2	3,4
в	Вага шатунів, Н	G_2, G_4	4,6	4,2	4,6	4,0	4,6
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	4500	4400	4800	5000	4400
б	Довжина початкової ланки, м	l_{OA}, l_{OC}	0,042	0,033	0,038	0,042	0,038
в	Співвідношення довжин ланок	$l_{AB} / l_{OA},$ l_{CD} / l_{OC}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Положення центру ваги шатунів	$l_{AS_2} / l_{AB},$ l_{CS_4} / l_{CD}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
д	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
е	Діаметр циліндра, м	d	0,078	0,078	0,08	0,07	0,08
а	Максимальний тиск у циліндрі ДВЗ, МПа	P_{max}	3,0	3,2	3,4	3,2	3,0
б	Вага поршнів, Н	G_3, G_5	3,6	3,6	3,4	3,2	3,4
в	Вага шатунів, Н	G_2, G_4	4,2	4,0	4,6	4,0	4,2

ЗАВДАННЯ 6. Дослідження і проектування механізмів повітряного компресора

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

Основним механізмом компресора є кривошипно-повзунний механізм, який складається з кривошипа 1, шатуна 2, поршня 3 і блока 4 (рисунок 1.6, а).

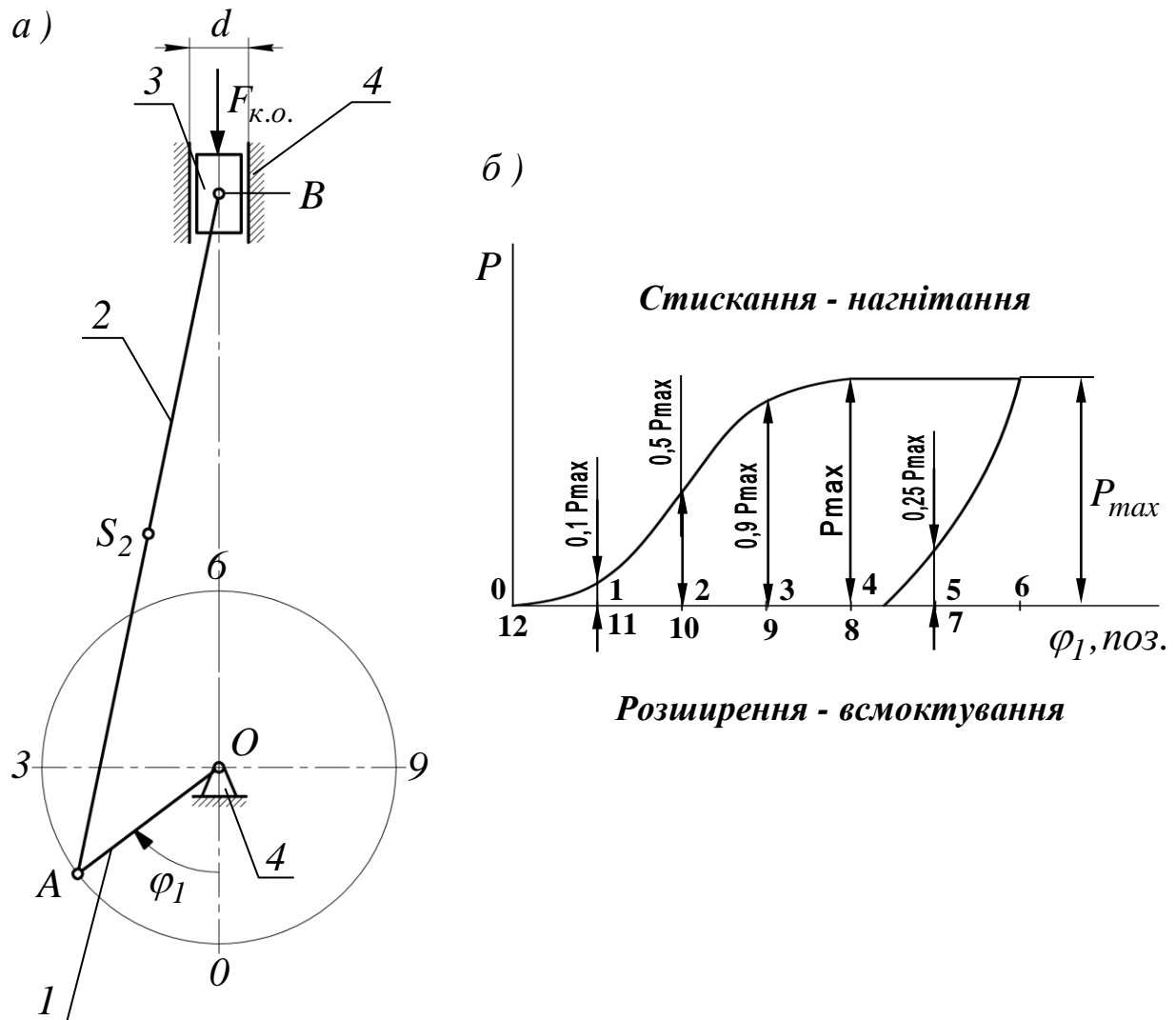


Рисунок 1.6

Принцип роботи компресора полягає у такому. При русі поршня 3 донизу в циліндрі компресора створюється розрядження, внаслідок чого відкривається втягувальний клапан і відбувається забір повітря з атмосфери. Рух поршня у зворотному напрямку стискає повітря в циліндрі. При цьому втягувальний клапан закривається, і при досягненні заданого тиску

відкривається нагнітальний клапан і стиснуте повітря потрапляє в повітряний забірник. Робочий цикл компресора здійснюється за один оберт кривошипа. Діаграму зміни тиску повітря в циліндрі компресора наведено на рисунку 1.6, б.

Таблиця 1.6 – Початкові дані

Параметр		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	380	400	375	350	325
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,045	0,05	0,055	0,06	0,065
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,5	3,55	3,6	3,65	3,7
г	Вага шатуна, Н	G_2	50	52	54	56	58
д	Вага поршня, Н	G_3	40	42	44	46	48
е	Положення центру ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
а	Діаметр циліндра, м	d	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154
б	Максимальний тиск у циліндрі, МПа	P_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150
Параметр		Позначення	Варіант				
			5	6	7	8	9
а	Частота обертання початкової ланки, об/хв	n_1	300	325	350	375	360
б	Радіус кривошипа, м	l_{OA}	0,07	0,075	0,08	0,08	0,09
в	Співвідношення довжин ланок	l_{AB} / l_{OA}	3,75	3,8	3,85	3,9	3,95
г	Вага шатуна, Н	G_2	60	62	64	66	68
д	Вага поршня, Н	G_3	50	48	46	44	42
е	Положення центру ваги шатуна	l_{AS_2} / l_{AB}	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
а	Діаметр циліндра, м	d	0,154	0,154	0,154	0,154	0,154
б	Максимальний тиск у циліндрі, МПа	P_{max}	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
в	Координата розрахункового положення механізму, град	φ_1	30	60	90	120	150

2 Методичні вказівки до виконання основних розділів курсового проекту з дослідження важільних механізмів

До основних розділів дослідження важільних механізмів належать: структурний аналіз, кінематичний аналіз та силовий розрахунок. Методичні вказівки до виконання цих розділів наведено нижче на прикладі кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння для таких початкових даних:

- частота обертання кривошипа: $n_1 = 4500$ об/хв;
- довжина кривошипа: $l_{OA} = 0,036$ м;
- довжина шатуна: $l_{AB} = 0,11$ м;
- координата розрахункового положення механізму:
 $\varphi_1 = 30$ град;
- положення центру мас шатуна: $l_{AS_2} / l_{AB} = 0,5$;
- діаметр циліндра: $d = 0,08$ м;
- максимальний тиск у циліндрі ДВЗ: $P_{max} = 2,4$ МПа;
- вага поршня: $G_3 = 3,8$ Н;
- вага шатуна: $G_2 = 4,9$ Н;
- момент інерції шатуна відносно центру мас:
 $I_{S_2} = 0,0017$ кг · м².

2.1 Структурний аналіз

Головним завданням структурного аналізу механізмів є визначення числа його рухомих ланок, числа і класу кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, виявлення кількості і класу структурних груп, нашаруванням яких цей механізм утворений, а також визначення класу і порядку механізму [1].

Структурний аналіз дає змогу встановити послідовність кінематичного та силового дослідження механізму.

До складу механізму (рисунок 2.1, а) входять три рухомі ланки: 1 – кривошип OA ; 2 – шатун $\hat{A}\hat{A}$; 3 – повзун; одна нерухома ланка 4 – стійка та чотири кінематичні пари 4-1; 1-2; 2-3; 3-4. Усі кінематичні пари належать до 5-го класу. Ступінь рухомості механізму визначається за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4. \quad (2.1)$$

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

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

Досліджуваний механізм утворений шляхом нашарування до механізму першого класу (стійка – кривошип OA) структурної групи 2-3 (шатун 2 – повзун 3) другого класу, другого порядку, другого виду (рисунок 2.1, б). Тому механізм, що розглядається, є механізмом другого класу другого порядку.

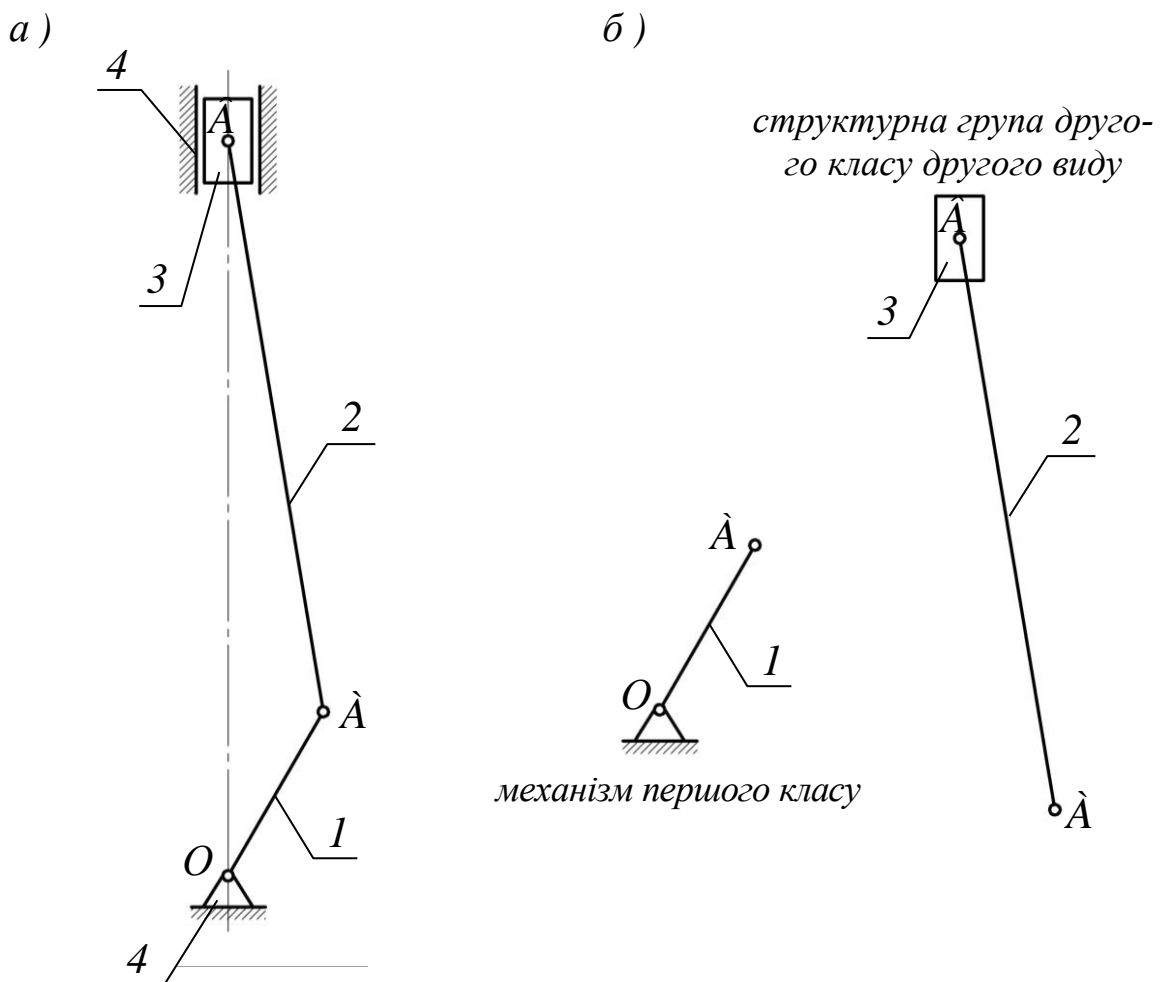


Рисунок 2.1

2.2 Кінематичний аналіз

Метою кінематичного дослідження є побудування планів і траєкторій, що описують точки ланок, а також визначення швидкостей та прискорень точок і ланок механізму [2].

Планом механізму називається його масштабне зображення для певного положення початкової ланки. Побудова плану виконується з використанням методу засічок [3].

Для побудови траєкторії точки S_2 (центру ваги шатуна рисунок 2.2) механізм встановлюється в ряд послідовних положень через 30° кута повороту кривошипа.

За початкове положення механізму обираємо таке, при якому кривошип і шатун витягуються в одну пряму лінію. На кожному плані механізму визначаємо положення точки S_2 . Послідовно сполучивши всі точки плавною кривою, дістанемо траєкторію цієї точки (шатунну криву).

На рисунку 2.3 показано кінематичну схему досліджуваного кривошипно-повзунного механізму для заданого розрахункового положення $\varphi_1 = 30^\circ$.

Для визначення швидкостей та прискорень використовуємо графоаналітичний метод (метод планів).

План швидкостей (прискорень) є масштабне зображення векторів абсолютних швидкостей (прискорень) точок механізму, що виходять з однієї точки, яка називається полюсом. План швидкостей (рисунок 2.4) будуємо в такій послідовності: спочатку для початкової ланки 1, потім для групи 2-3.

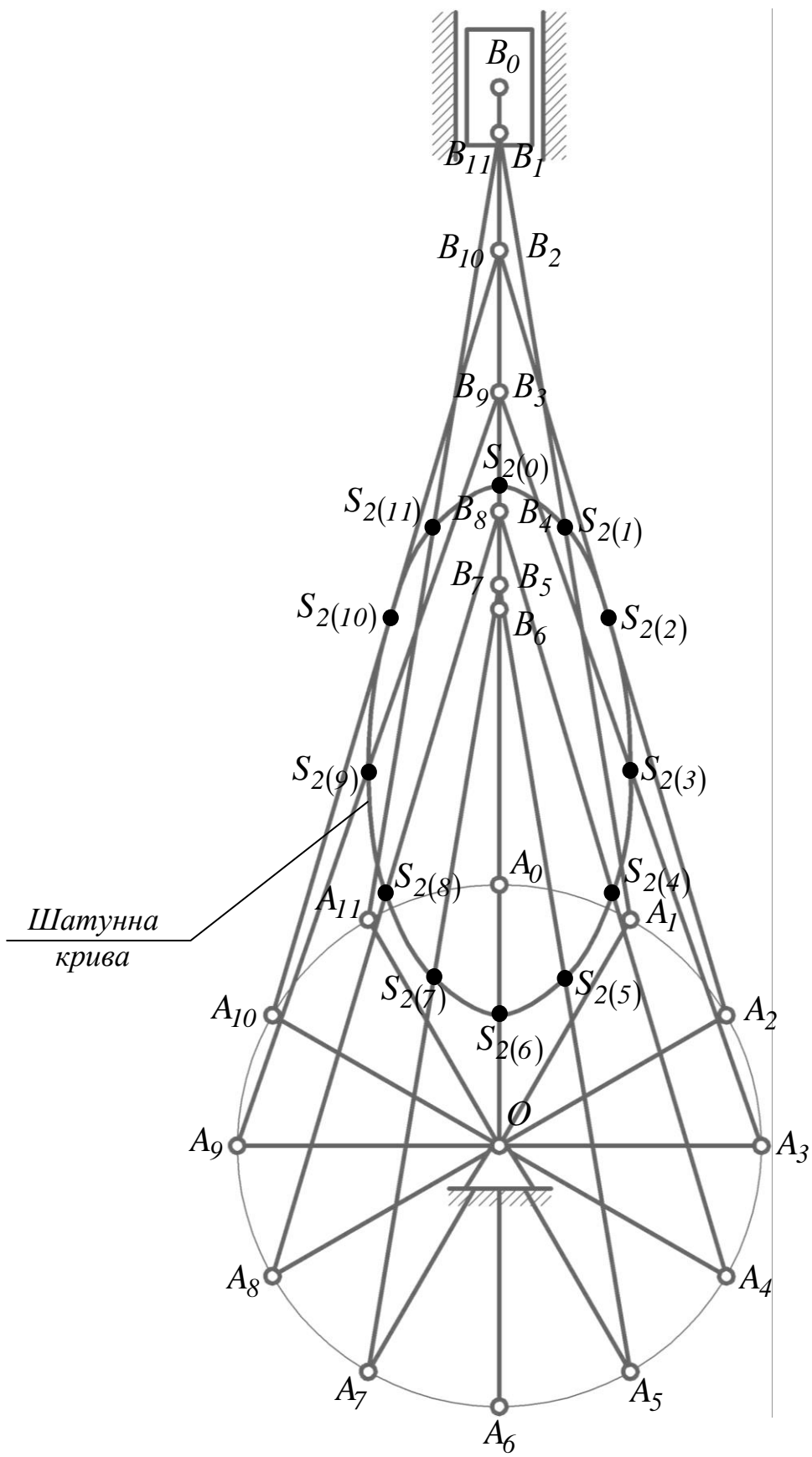


Рисунок 2.2

Визначаємо швидкість точки A кривошипа:

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1, \quad (2.2)$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа,

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \quad (2.3)$$

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 4500}{30} = 471,239 \text{ рад/с},$$

$$V_A = 0,036 \cdot 471,239 = 17 \text{ м/с}.$$

Від полюса плану швидкостей $P_{шв.}$ відкладаємо вектор $\overline{P_{шв.}a}$, перпендикулярний до кривошипа в даному положенні і направлений у бік його обертання. При знаходженні масштабу плану швидкостей μ_V довжину вектора $\overline{P_{шв.}a}$ приймаємо 85 мм, тоді

$$\mu_V = \frac{V_A}{\overline{P_{шв.}a}}, \quad (2.4)$$

$$\mu_V = \frac{17}{85} = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Далі переходимо до структурної групи 2-3. Для визначення швидкості точки \hat{A} скористаємось векторними рівняннями:

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; \quad \overline{V}_B = \overline{V}_{3-4}. \quad (2.5)$$

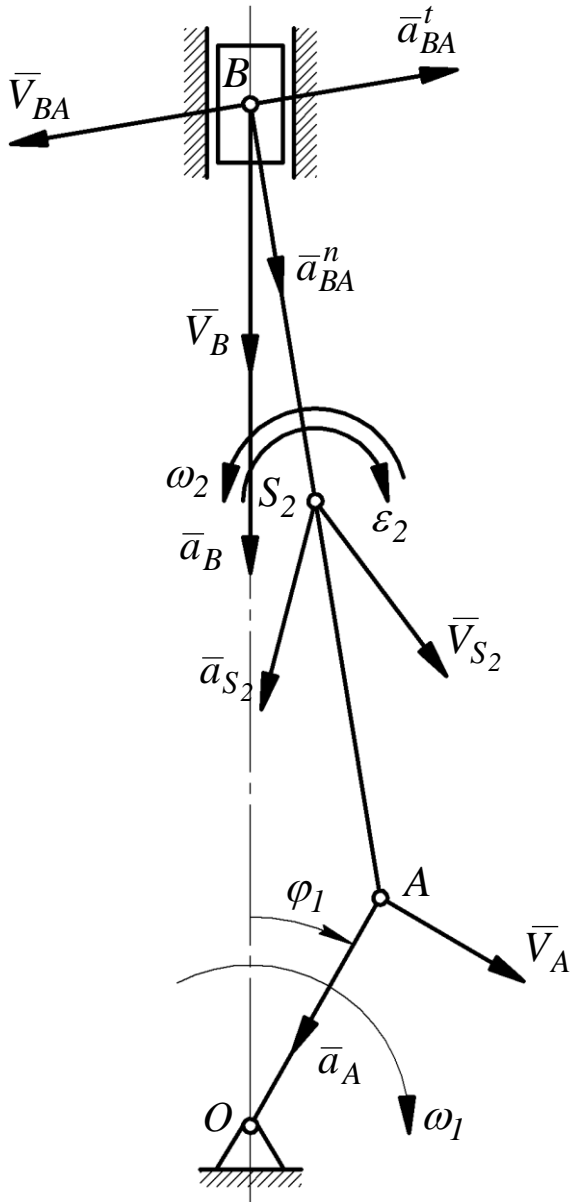


Рисунок 2.3 – Розрахункове положення механізму з визначеними напрямками векторів швидкостей та прискорень

$$\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$$

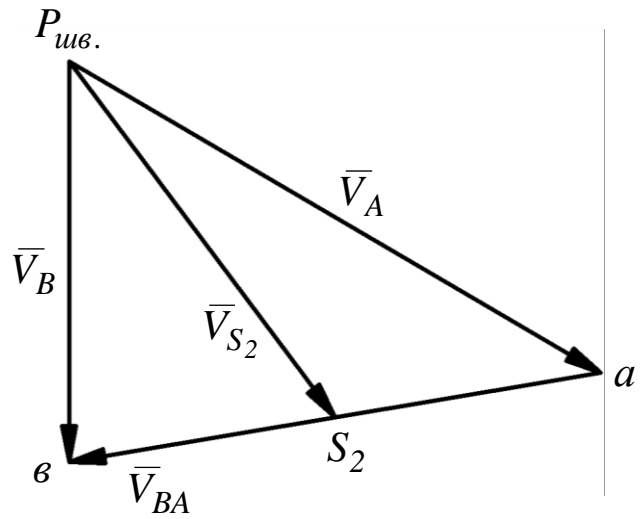


Рисунок 2.4 – План швидкостей

$$\mu_v = 0,2 \text{ м/(с \cdot мм)}$$

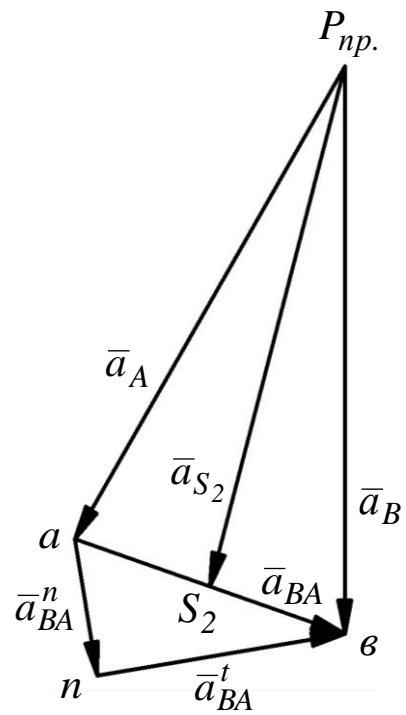


Рисунок 2.5 – План прискорень

$$\mu_a = 100 \text{ м/(с}^2 \cdot \text{мм)}$$

У цих векторних рівняннях відомий за модулем і напрямком вектор швидкості точки A . Вектори відносної швидкості \bar{V}_{BA} і абсолютної швидкості \bar{V}_B відомі за напрямком. Вектор швидкості \bar{V}_{BA} направлений перпендикулярно до ланки AB , а \bar{V}_B – за напрямком руху повзуна – вертикально. Для розв’язання векторних рівнянь (визначення модулів швидкостей V_B і V_{BA}), через точку a проводимо пряму перпендикулярно до AB , а через точку $P_{шв.}$ вертикальну пряму. На перетині прямих відмічаємо точку v , яка є кінцем вектора $\overline{P_{шв.}v}$, що зображує абсолютну швидкість точки B . Для визначення швидкості центру ваги шатуна відповідно до теореми подібності на середині відрізка av позначаємо точку S_2 . Вектор $\overline{P_{шв.}S_2}$ визначає в масштабі μ_V швидкість центру ваги шатуна.

Для визначення дійсних значень швидкостей необхідно довжини відповідних векторів у міліметрах, взятих з плану швидкостей, помножити на масштаб μ_V :

$$V_B = P_{шв.}v \cdot \mu_V, \quad (2.6)$$

$$V_B = 54,7 \cdot 0,2 = 10,94 \text{ м/с},$$

$$V_{BA} = va \cdot \mu_V, \quad (2.7)$$

$$V_{BA} = 74,6 \cdot 0,2 = 14,92 \text{ м/с},$$

$$V_{S_2} = P_{шв.}S_2 \cdot \mu_V, \quad (2.8)$$

$$V_{S_2} = 61 \cdot 0,2 = 12,2 \text{ м/с}.$$

Визначаємо кутову швидкість шатуна:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}, \quad (2.9)$$

$$\omega_2 = \frac{14,92}{0,11} = 135,6 \text{ рад/с}.$$

Напрямок кутової швидкості ω_2 визначаємо шляхом переносу вектора \overline{va} відносної швидкості V_{BA} у точку B і розглядаючи рух точки B відносно A у напрямку \overline{V}_{BA} .

Визначення лінійних прискорень виконуємо у тій самій послідовності, що і визначення лінійних швидкостей.

Прискорення точки A кривошипа OA , що здійснює рівномірний обертальний рух, включає тільки нормальну складову, отже,

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \quad (2.10)$$

$$a_A = 471,239^2 \cdot 0,036 = 7994,38 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення a_A зобразимо вектором $\overline{P_{np}.a}$ (рисунок 2.5), де P_{np} – полюс плану прискорень. Вектор $\overline{P_{np}.a}$ скерований по ланці OA до центру її обертання, тобто до точки \hat{I} . При знаходженні масштабу плану прискорень μ_a довжину вектора $\overline{P_{np}.a}$ приймаємо $79,94 \text{ мм}$, тоді

$$\mu_a = \frac{a_A}{P_{np}.a}, \quad (2.11)$$

$$\mu_a = \frac{7994,38}{79,94} = 100 \text{ м/с}^2 \cdot \text{мм}.$$

Для визначення прискорення точки B складаємо векторні рівняння:

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t; \quad \overline{a}_B = \overline{a}_{3-4}. \quad (2.12)$$

Нормальна складова прискорення

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB}, \quad (2.13)$$

$$a_{BA}^n = 135,6^2 \cdot 0,11 = 2022,61 \text{ м/с}^2.$$

Вектор \bar{a}_{BA}^n направлений уздовж ланки AB від точки B до A . Вектор \bar{a}_{BA}^t направлений перпендикулярно до ланки AB , а \bar{a}_B – вертикально (за напрямком руху повзуна). Для розв'язання векторних рівнянь (визначення модулів векторів \bar{a}_B та \bar{a}_{BA}^t) з точки P_{np} плану прискорень паралельно AB у напрямку від точки B до A відкладаємо вектор \overline{an} , що зображує прискорення a_{BA}^n . Довжина цього вектора

$$an = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}, \quad (2.14)$$

$$an = \frac{2022,61}{100} = 20,23 \text{ мм}.$$

Через точку n проводимо пряму, перпендикулярно до AB (напрямок вектора \bar{a}_{BA}^t), а через полюс плану прискорень проводимо вертикальну пряму. Ці прямі перетнуться у точці v . З'єднаємо на плані прискорень точки a і v . На середині відрізка av позначимо точку S_2 – кінець вектора прискорення центра ваги шатуна.

Дійсні значення прискорень визначаються множенням довжин відповідних векторів, узятих з плану прискорень, на масштаб плану прискорень:

$$a_B = P_{np} \cdot v \cdot \mu_a, \quad (2.15)$$

$$a_B = 83,11 \cdot 100 = 8311 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_2} = P_{np} \cdot S_2 \cdot \mu_a, \quad (2.16)$$

$$a_{S_2} = 78,75 \cdot 100 = 7875 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BA}^t = nv \cdot \mu_a, \quad (2.17)$$

$$a_{BA}^t = 37,16 \cdot 100 = 3716 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо кутове прискорення шатуна:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{BA}}, \quad (2.18)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{3716}{0,11} = 33782 \text{ рад/с}^2.$$

Напрямок ε_2 визначаємо шляхом переносу вектора \overline{nv} прискорення a_{BA}^t у точку B ланки 2.

2.4 Силовий розрахунок

Основним завданням силового розрахунку механізму є визначення реакцій у кінематичних парах та зрівноважувальної сили або зрівноважувального моменту. Силовий розрахунок механізму, що розглядається, виконується кінетостатичним методом, в основі якого лежить принцип Даламбера: якщо до зовнішніх сил, що діють на механічну систему, умовно додати сили інерції, то таку механічну систему можна розглядати як таку, що перебуває у стані умовної рівноваги [4]. Цей метод є формальним математичним прийомом, що дає змогу записати рівняння рівноваги для визначення невідомих реакцій у кінематичних парах механізму.

У загальному випадку, якщо ланка здійснює плоскопаралельний рух, сили інерції зводяться до головного вектора сил інерції \overline{F}_i , прикладеного у центрі мас ланки, і головного моменту сил інерції \overline{M}_i .

Головний вектор сил інерції \overline{F}_i має напрямок, протилежний вектору прискорення центру мас \overline{a}_S

$$\overline{F}_i = -m \cdot \overline{a}_S, \quad (2.19)$$

де m – маса ланки, $m = \frac{G}{g}$;

G – вага ланки;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Головний момент сил інерції \overline{M}_i направлений протилежно кутовому прискоренню ε ланки AB

$$\overline{M}_i = -I_S \cdot \overline{\varepsilon}, \quad (2.20)$$

де I_S – момент інерції ланки відносно центру мас.

Для ланок з постійним поперечним перерізом

$$I_S = \frac{m \cdot l^2}{12}, \quad (2.21)$$

де l – довжина ланки.

Визначаємо інерційні навантаження для ланок кривошипно-шатунного механізму:

$$m_2 = \frac{G_2}{g}, \quad (2.22)$$

$$m_2 = \frac{4,9}{9,81} = 0,5 \text{ кг},$$

$$m_3 = \frac{G_3}{g}, \quad (2.23)$$

$$m_3 = \frac{3,8}{9,81} = 0,387 \text{ кг},$$

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S_2}, \quad (2.24)$$

$$F_{i2} = 0,5 \cdot 7875 = 3937,5 \text{ Н},$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B, \quad (2.25)$$

$$F_{i3} = 0,387 \cdot 8311 = 3216,4 \text{ Н},$$

$$\dot{I}_{i2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2, \quad (2.26)$$

$$M_{i2} = 0,0017 \cdot 33782 = 57,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо рушійну силу для заданого положення механізму:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot P, \quad (2.27)$$

де P – тиск у циліндрі для обраного розрахункового положення механізму. Для прикладу, що розглядається, значення тиску, обраного за індикаторною діаграмою, становить:

$$P_i = 0,8P_{max}.$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,8 \cdot 2,4 \cdot 10^6 = 9650,97 \text{ Н}.$$

Силовий розрахунок починаємо зі структурної групи 2-3. Для цього будуємо план групи (рисунок 2.6) і прикладаємо до ланок групи сили ваги G_2, G_3 , сили і моменти сил інерції F_{i2}, F_{i3} , M_{i2} , рушійну силу F_p , що прикладена до повзуна і скерована у бік його руху. Дію відкинутих ланок замінюємо реакціями R_{43} і R_{12} . Реакцію R_{12} розкладаємо на нормальну R_{12}^n , що скерована по ланці AB , і тангенційну R_{12}^t , скеровану перпендикулярно до ланки AB , складові.

Для визначення складової R_{12}^t складаємо рівняння рівноваги статички, а саме суми моментів прикладених до ланок механізму сил відносно точки B :

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0: \quad R_{12}^t \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} - \frac{M_{i2}}{\mu_l} - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} = 0, \quad (2.28)$$

де $h_{F_{i2}}, h_{G_2}$ – плечі відповідних сил, які визначаються за допомогою вимірювання на кресленні в міліметрах (див. рисунок 2.6).

З рівняння (2.28) отримаємо вираз для знаходження тангенційної складової реакції R_{12}^t :

$$R_{12}^t = \frac{\frac{M_{i2}}{\mu_l} + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}}, \quad (2.29)$$

$$R_{12}^t = \frac{\frac{57,43}{0,001} + 3937,5 \cdot 22,48 - 4,9 \cdot 9}{110} = 1326,37 \text{ Н}.$$

Якщо в результаті розрахунків величина R_{12}^t є від'ємною, то напрямок вектора цієї реакції треба змінити на протилежний.

Для визначення невідомих нормальної складової R_{12}^n і реакції між повзуном та стійкою R_{43} , яка скерована перпендикулярно до руху повзуна, складаємо рівняння сил, що діють на групу 2-3, $\sum \bar{F}_i = 0$.

Для спрощення подальших розрахунків рекомендується при побудові плану сил досліджуваної групи спочатку відкласти вектори сил, що діють на ланку 2, а потім на ланку 3. При складанні рівняння рівноваги необхідно починати і закінчувати невідомими складовими. Зважаючи на викладене вище, рівняння рівноваги сил, що діють на групу 2-3, запишеться в наступному вигляді:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{F}_{i2} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{i3} + \bar{F}_p + \bar{R}_{43} = 0. \quad (2.30)$$

Відповідно до поданого рівняння будуємо план сил, починаючи з відомої складової R_{12}^t , послідовно відкладаючи усі сили в масштабі $\mu_p = 50 \text{ Н / мм}$ (рисунок 2.7).

При побудованні плану сили ваги за малістю не враховуються. Замикання силового багатокутника виконуємо шляхом проведення через початок вектора R_{12}^t лінії дії складової R_{12}^n до перетину з лінією дії реакції R_{43} , проведеної через кінець вектора F_p . Точка перетину ліній дії R_{12}^n і R_{43} визначає їх величину. Повну реакцію в шарнірі А отримаємо шляхом геометричного складання нормальної і тангенційної складових:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t. \quad (2.31)$$

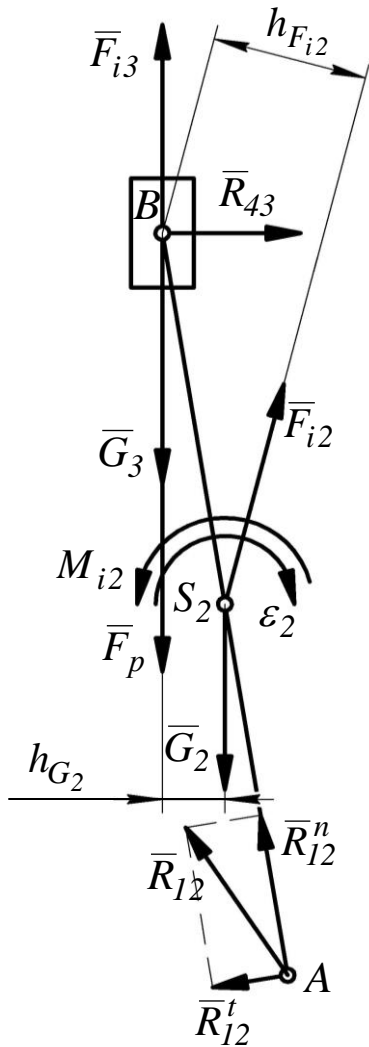


Рисунок 2.6 – План групи 2-3

$$\mu_l = 0,001 \text{ м / мм}$$

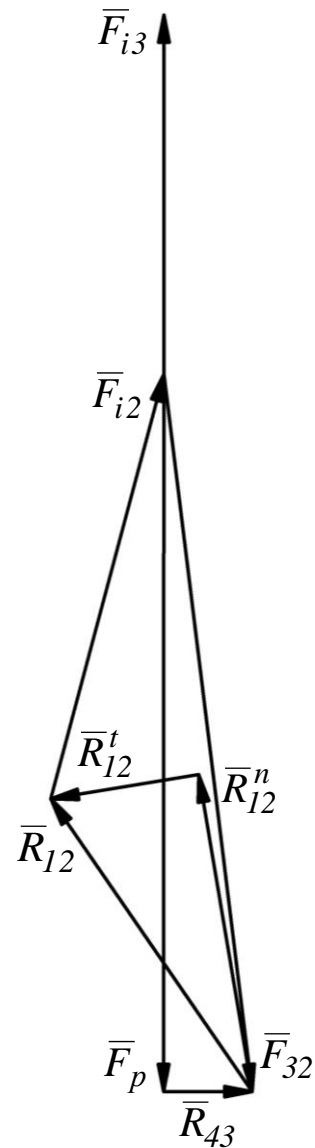


Рисунок 2.7 – План сил групи 2-3

$$\mu_p = 50 \text{ Н / мм}$$

Для визначення реакції між шатуном і повзуном складаємо рівняння рівноваги сил для шатуна:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{i2} + \bar{R}_{32} = 0. \quad (2.32)$$

Для визначення невідомої реакції R_{32} будувати новий план сил не потрібно, а на плані сил групи необхідно з'єднати кінець вектора F_{i2} з початком вектора R_{12} . Дійсні значення реакцій визначаємо шляхом множення довжин відповідних векторів, узятих з плану сил у міліметрах, на масштаб плану сил μ_p :

$$R_{12} = 63,44 \cdot 50 = 3172 \text{ Н},$$

$$R_{43} = 15,67 \cdot 50 = 783,5 \text{ Н},$$

$$R_{32} = 129,62 \cdot 50 = 6481 \text{ Н}.$$

Переходимо до силового розрахунку початкової ланки. На ланку діють дві реакції $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$ і \bar{R}_{41} (рисунок 2.8). З умов рівноваги $\bar{R}_{41} = -\bar{R}_{21}$.

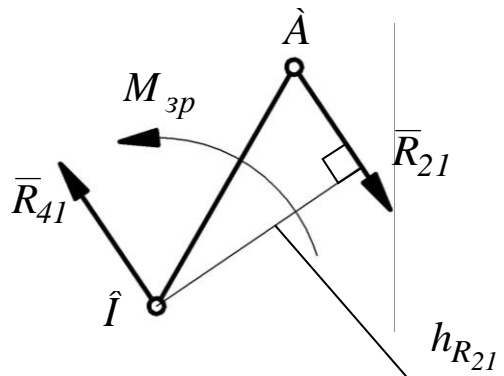


Рисунок 2.8 – Розрахункове положення для силового розрахунку початкової ланки

Реакції \bar{R}_{41} і \bar{R}_{21} утворюють пару, момент якої має зрівноважуватися моментом M_{zp} , що прикладений з боку робочої машини, тому що її привід, відповідно до завдання, здійснюється через муфту. Таким чином,

$$M_{zp} = R_{21} \cdot h_{R_{21}}, \quad (2.33)$$

де $h_{R_{21}}$ – плече пари сил \bar{R}_{21} і \bar{R}_{41} (обирається з рисунка 2.8 у натуральну величину в міліметрах),

$$M_{zp} = 3172 \cdot 32,39 \cdot 0,001 = 102,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

З метою перевірки правильності силового розрахунку механізму визначимо момент M_{zp} за допомогою «жорсткого важеля», що ґрунтується на теоремі Жуковського: 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 ми розглядаємо рівновагу плану швидкостей як «жорсткого важеля» відносно полюса [5]. На рисунку 2.9 наведено план швидкостей механізму, що розглядається, з перенесеними в однойменні точки (повернутими на 90° за годинниковою стрілкою) силами. Момент сил інерції замінений при цьому парою сил $F'_{i2} = \frac{M_{i2}}{l_{AB}} = \frac{57,43}{0,11} = 522,1 \text{ Н}$, які прикладені в точках a і b плану швидкостей і повернуті на 90° .

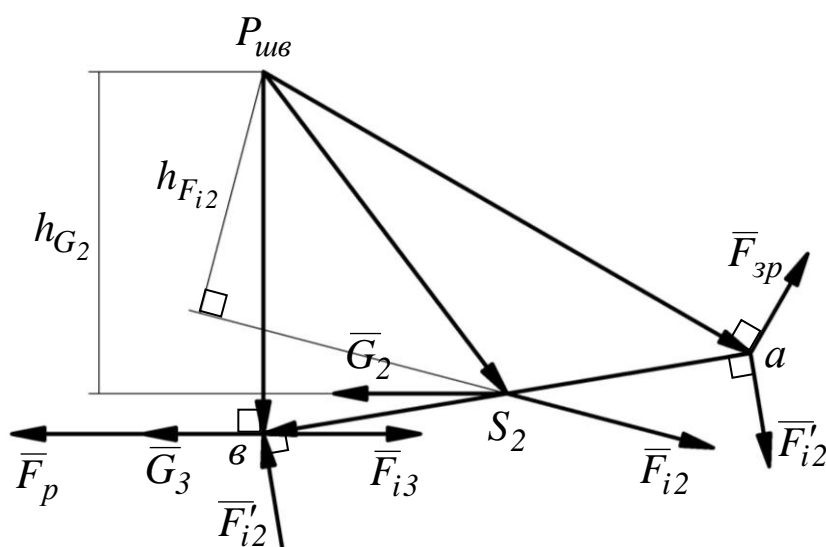


Рисунок 2.9 – Важіль Жуковського

Складаємо рівняння моментів сил відносно полюса плану швидкостей:

$$F_{3p} \cdot P_{ув} \cdot a - F'_{i2} \cdot av + F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} - G_2 \cdot h_{G_2} - (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{ув} \cdot b = 0, \quad (2.34)$$

звідки

$$F_{3p} = \frac{F'_{i2} \cdot av - F_{i2} \cdot h_{F_{i2}} + G_2 \cdot h_{G_2} + (F_p + G_3 - F_{i3}) \cdot P_{ув} \cdot b}{P_{ув} \cdot a}. \quad (2.35)$$

Підставляючи у формулу (2.35) числові значення сил та відповідні їм плечі, отримаємо

$$F_{зр} = \frac{522,1 \cdot 74,62 - 3937,5 \cdot 37,67 + 4,9 \cdot 48,61}{85} + \frac{(9650,97 + 3,8 - 3216,4) \cdot 54,71}{85} = 2860,18 \text{ Н}.$$

Зрівноважувальний момент

$$M_{зр} = F_{зр} \cdot l_{OA}, \quad (2.36)$$

$$M_{зр} = 2860,18 \cdot 0,036 = 102,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо розбіжності між двома значеннями $M_{зр}$. Воно складає

$$\delta = \left| \frac{102,74 - 102,97}{102,74} \right| \cdot 100 \% = 0,224 \%.$$

Похибка є в межах допустимих значень (не перевищує 5 %).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Пирогов В. В., Філімоніхін Г. Б., Невдаха Ю. А. Теорія механізмів і машин : навч. посіб. Кропивницький : ЦНТУ, 2017. Ч. 1. 88 с.

2 Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій : підручник. Харків, 2009. 340 с.

3 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.

4 Кінденко М. І. Теорія механізмів і машин : навч. посіб. для студ. техн. спец. всіх форм навчання. Краматорськ : ДДМА, 2018. 82 с.

5 Кірієнко О. А. Теорія механізмів і машин. Розділ «Кінетостатичний аналіз механізмів»: навч. посіб. з кредитного модуля. Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. 64 с.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи
з дисципліни

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Відповідальний за випуск Тіщенко В. С.

Редактор Буранова Н. В.

Підписано до друку 07.07.20 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,0. 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.