

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Механіка і проектування машин»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

ЗАВДАННЯ ТА МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання курсового проекту

з дисциплін

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН» І

«ОПІР МАТЕРІАЛІВ ТА ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Харків - 2013

Завдання та методичні рекомендації розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Механіка та проектування машин” 20 листопада 2010 р., протокол № 6.

Укладачі:

проф. В.І. Мороз,
доц. О.А. Логвіненко,
старш. викл. В.С. Тіщенко

Рецензент

доц. О.В. Братченко

ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ

ЗАВДАННЯ ТА МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
до виконання курсового проекту
з дисциплін

«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН» І
«ОПІР МАТЕРІАЛІВ ТА ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

Відповідальний за випуск Тіщенко В.С.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 22. 04. 11 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,5. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Зміст

Вступ.....	4
1 Структура та типові завдання до виконання розділу «Дослідження важільних механізмів» у курсовому проектуванні....	5
2 Методичні рекомендації до виконання основних розділів курсового проекту з дослідження важільних механізмів.....	2
.....	1
2. Структурний аналіз.....	2
1	1
2. Кінематичний аналіз.....	2
2	3
2. Силовий розрахунок.....	3
3	0
Список	3
літератури.....	8

Вступ

Однією з головних тенденцій вищої школи є підсилення 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 механічних спеціальностей денної форми навчання: 7.100500 – рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту (спеціалізації 7.10050103 – виробництво, експлуатація та ремонт вагонів і 7.10050101 – виробництво, експлуатація та ремонт локомотивів); 7.090214 – підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання та 7.090510 – теплоенергетика, передбачається виконання курсового проекту з дисциплін «Теорія механізмів і машин» і «Опір матеріалів та прикладна механіка». Слід зазначити, що для студентів цих спеціальностей заочної форми навчання навчальними планами передбачено виконання контрольної роботи.

Курсовий проект є комплексним і включає розділи з дослідження важільних механізмів та проектування механізмів з вищими кінематичними парами. У даній розробці розглянуті 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 курсового проекту 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 же таблиць, але відповідно до свого навчального шифру. Для цього необхідно два 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 та типові завдання до виконання розділу «Дослідження важільних механізмів» у курсовому проектуванні

Виконання розділу курсового проекту з дослідження важільних механізмів передбачає проведення структурного та кінематичного аналізів, а також силового розрахунку важільного механізму сучасного технічного засобу. Нижче надаються описання об'єктів дослідження та 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 стояка 6 (рисунок 1.1, *а*). Рух поршнів 3 та 5, які пов'язані з шатунами 2 та 4, а також колінчатим 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 *а*).

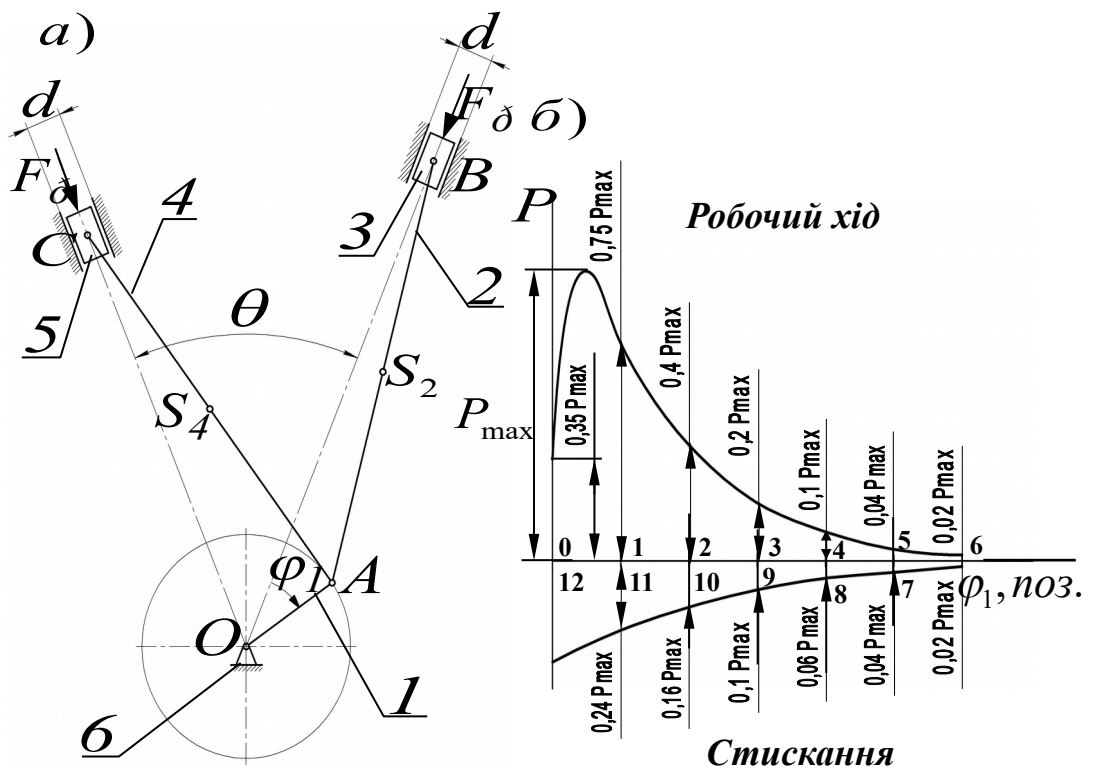


Рисунок 1.1

Таблиця 1.1 – Початкові дані

Параметри		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 та 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 та 4, Н	G_2, G_4	532, 7	532, 7	532, 7	532, 7	532, 7
а	Вага поршнів 3 та 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
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 та 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 та 4, Н	G_2, G_4	532,7	532,7	532,7	532,7	532,7
а	Вага поршнів 3 та 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 (рисунк 1.2, *а*). На поршень 3 діє сила тиску газів у циліндрі F , яка для положень $0...6$ є рушійною силою F_p , а для положень $6...12$ – силою корисного опору F_{ei} . Вони визначаються за допомогою величини поточного тиску, який відповідно до заданого розрахункового положення приймається з діаграми (рисунк 1.2, *а*).

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

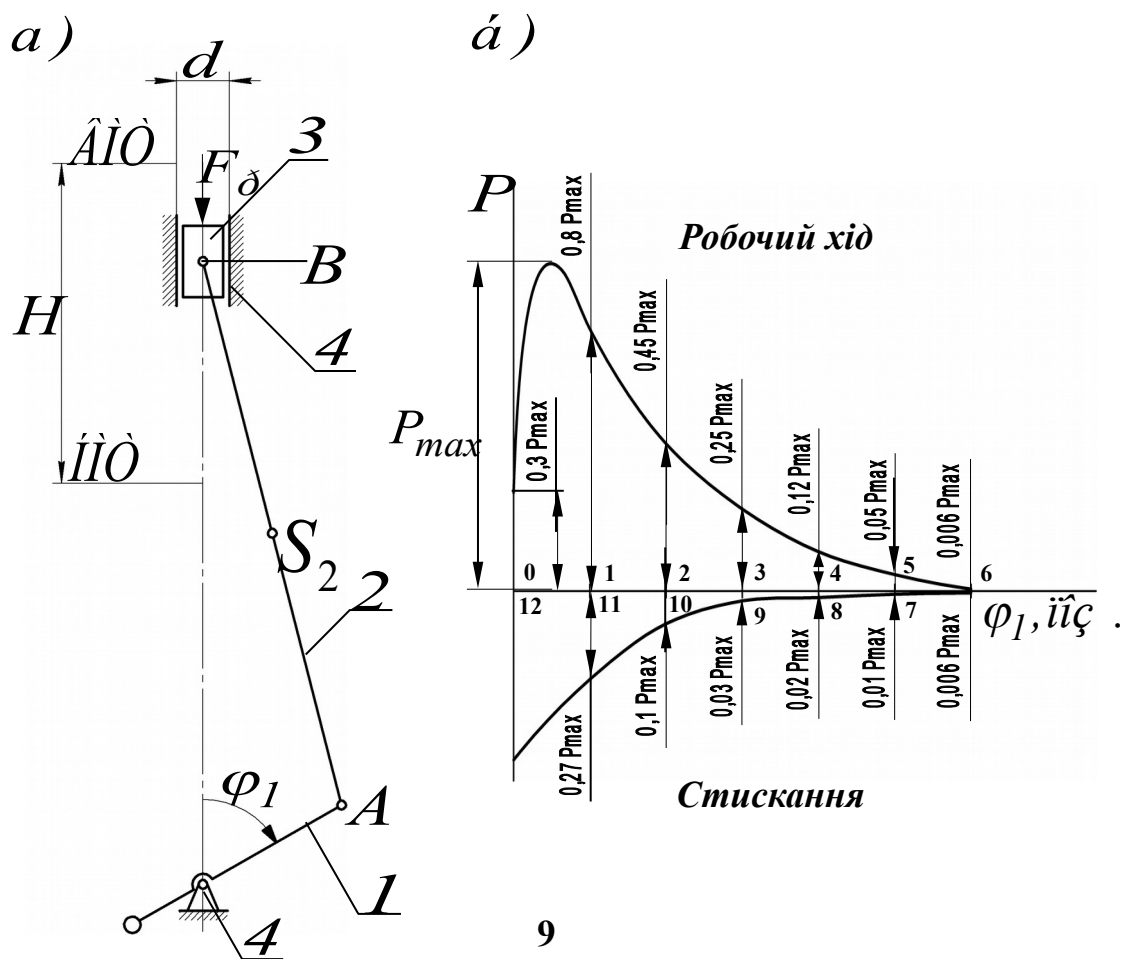


Рисунок 1.2

Таблиця 1.2 – Початкові дані

Параметри		Позначення	Варіант				
			0	1	2	3	4
1		2	3	4	5	6	7
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
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}	0,001 8	0,001 9	0,002	0,002 1	0,002 2
Параметри		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

Продовження таблиці 1.2

1		2	3	4	5	6	7
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}	0,002 3	0,001 8	0,001 9	0,002	0,002 1

Завдання 3

ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ ЗАГОТІВОК

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

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

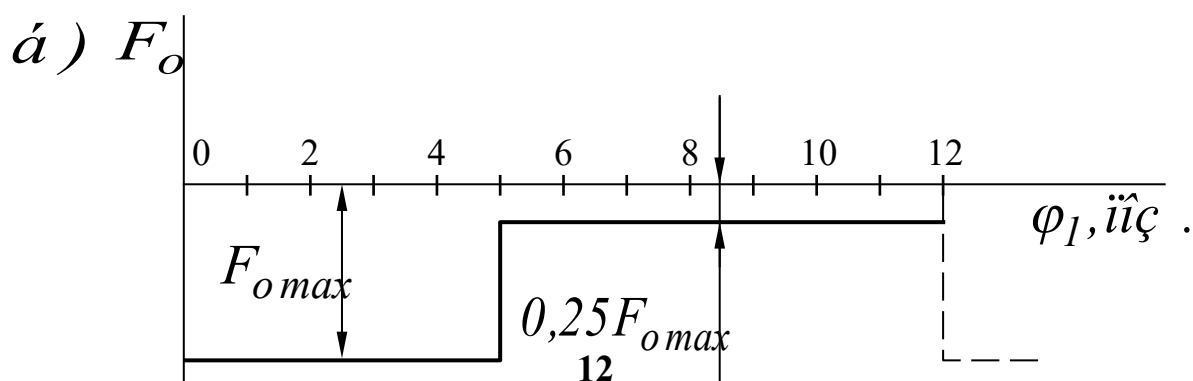
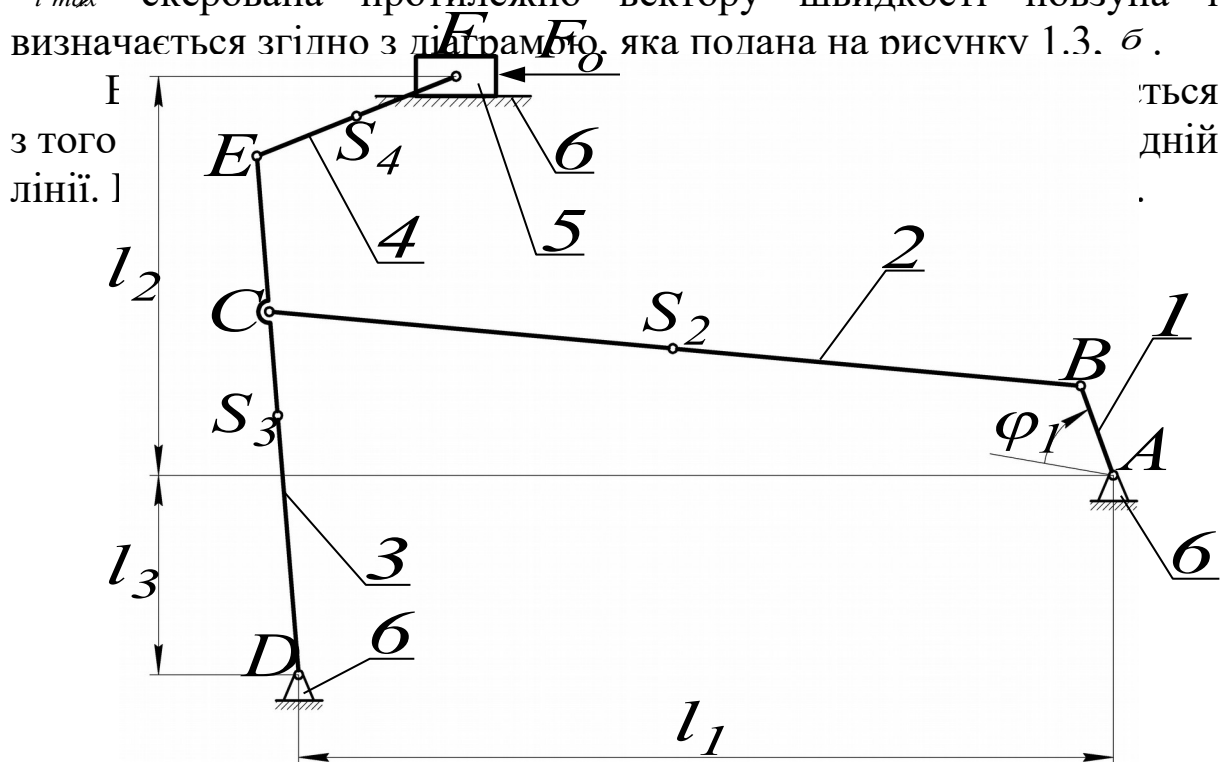


Рисунок 1.3

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 та 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	$F_{o\ max}$	100 0	120 0	110 0	100 0	1100
д	Вага ланок, Н	G_1	140 0	150 0	160 0	170 0	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 та 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	$F_{o\ max}$	120 0	130 0	140 0	150 0	1300
д	Вага ланок, Н	G_1	190 0	180 0	170 0	160 0	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 стояка 4 (рисунок 1.4, *a*).

Сила корисного опору $F_{\hat{e}\hat{i}}$ (рисунок 1.4, *a*) 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, *а* діаграми.

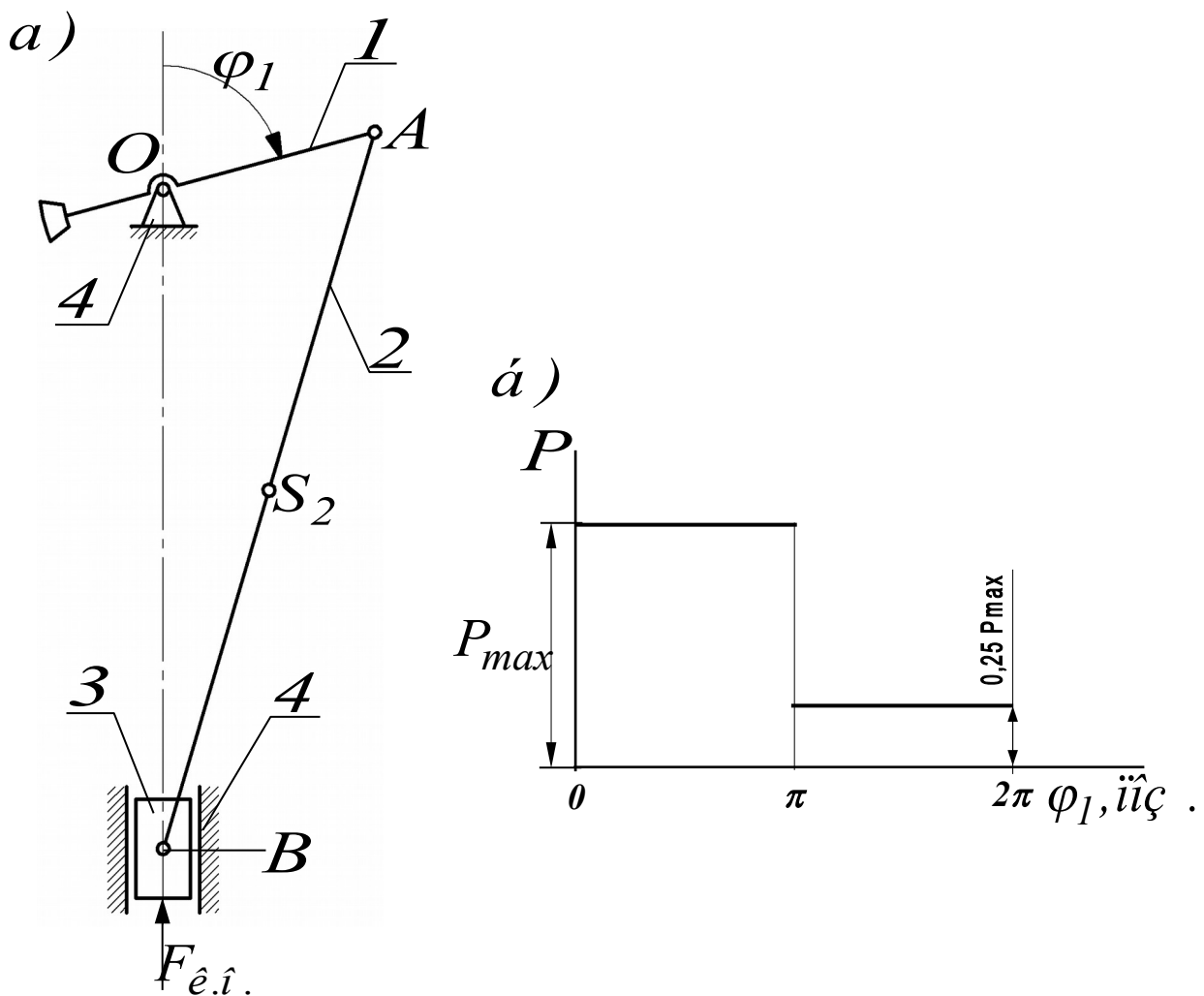


Рисунок 1.4

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 центра 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}	1000 0	1050 0	1100 0	1150 0	1200 0
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 центра 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}	1250 0	1300 0	1350 0	1400 0	1450 0
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 згорання, 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 включає колінчатий вал (кривошип) 1, шатуни 2 і 4, поршні 3 і 5, блок (стояк) 6.

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

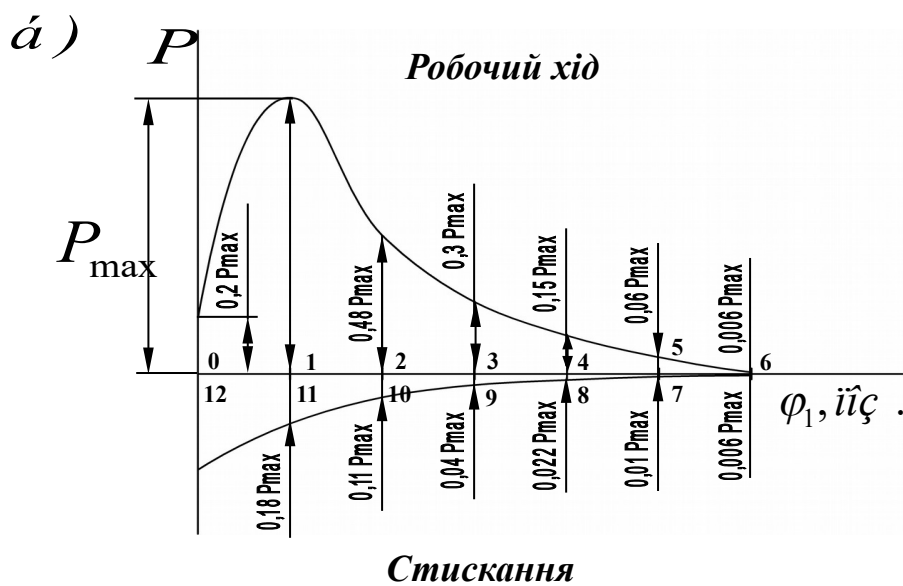
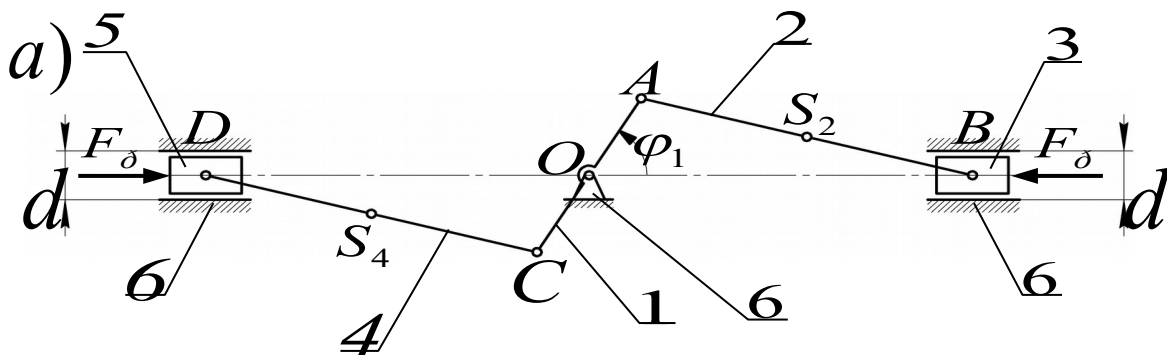


Рисунок 1.5

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 центра 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 центра 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

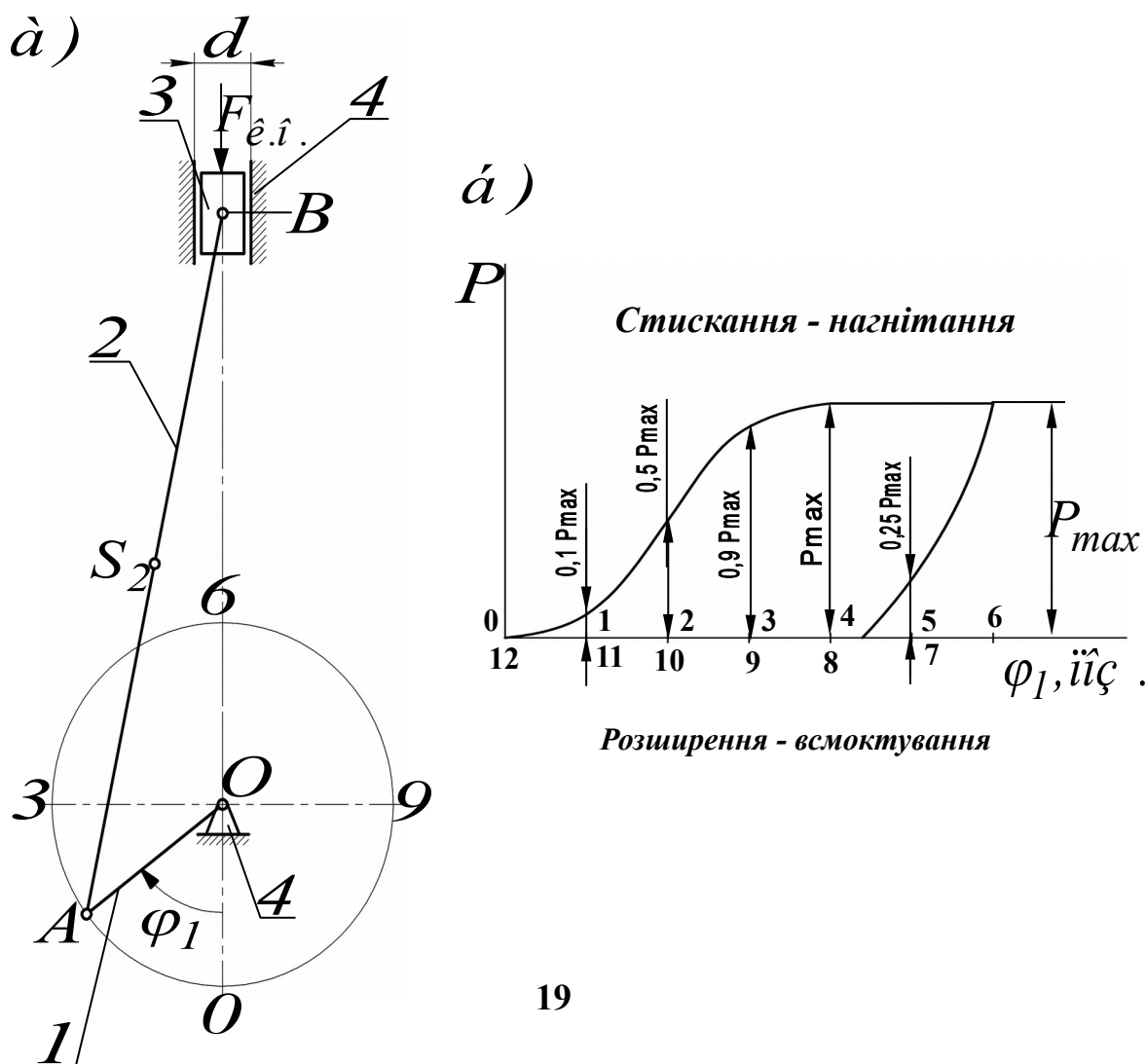
Завдання 6

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).

Принцип роботи компресора полягає в наступному. При русі поршня 3 вниз в циліндрі компресора створюється розрядження, внаслідок чого відкривається втягуючий 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. Діаграма зміни тиску повітря в циліндрі компресора наведена на рисунку 1.6, а.



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 центра 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 центра 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 рекомендації до виконання основних розділів курсового проекту з дослідження важільних механізмів

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

- частота обертання кривошипа: $n_1 = 4500 \text{ і}/\text{дв} ;$
- довжина кривошипа: $l_{OA} = 0,036 \text{ і} ;$
- довжина шатуна: $l_{AA'} = 0,11 \text{ і} ;$
- координата розрахункового положення механізму: $\varphi_1 = 30 \text{ дв} ;$
- положення центру мас шатуна: $l_{AS_2} / l_{AB} = 0,5 ;$
- діаметр циліндра: $d = 0,08 \text{ і} ;$
- максимальний тиск у циліндрі ДВЗ: $P_{max} = 2,4 \text{ дв} ;$
- вага поршня: $G_3 = 3,8 \text{ і} ;$
- вага шатуна: $G_2 = 4,9 \text{ і} ;$
- момент інерції шатуна відносно центру мас: $I_{S_2} = 0,0017 \text{ дв} \cdot \text{і}^2$

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.

Структурний аналіз дозволяє встановити послідовність кінематичного та силового дослідження механізму.

До складу механізму (рисунок 2.1, а) входять три рухомі ланки: 1 – кривошип OA ; 2 – шатун AA' ; 3 – повзун; одна нерухома ланка 4 – стояк та 4 кінематичні пари 4-1; 1-2; 2-3; 3-4. Всі 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 1-го класу (стояк – кривошип $\hat{I}A$) структурної групи 2-3 (шатун 2 – повзун 3) другого класу, другого порядку, другого виду (рисунок 2.1 *а*). Тому механізм, що розглядається є механізмом другого класу другого порядку.

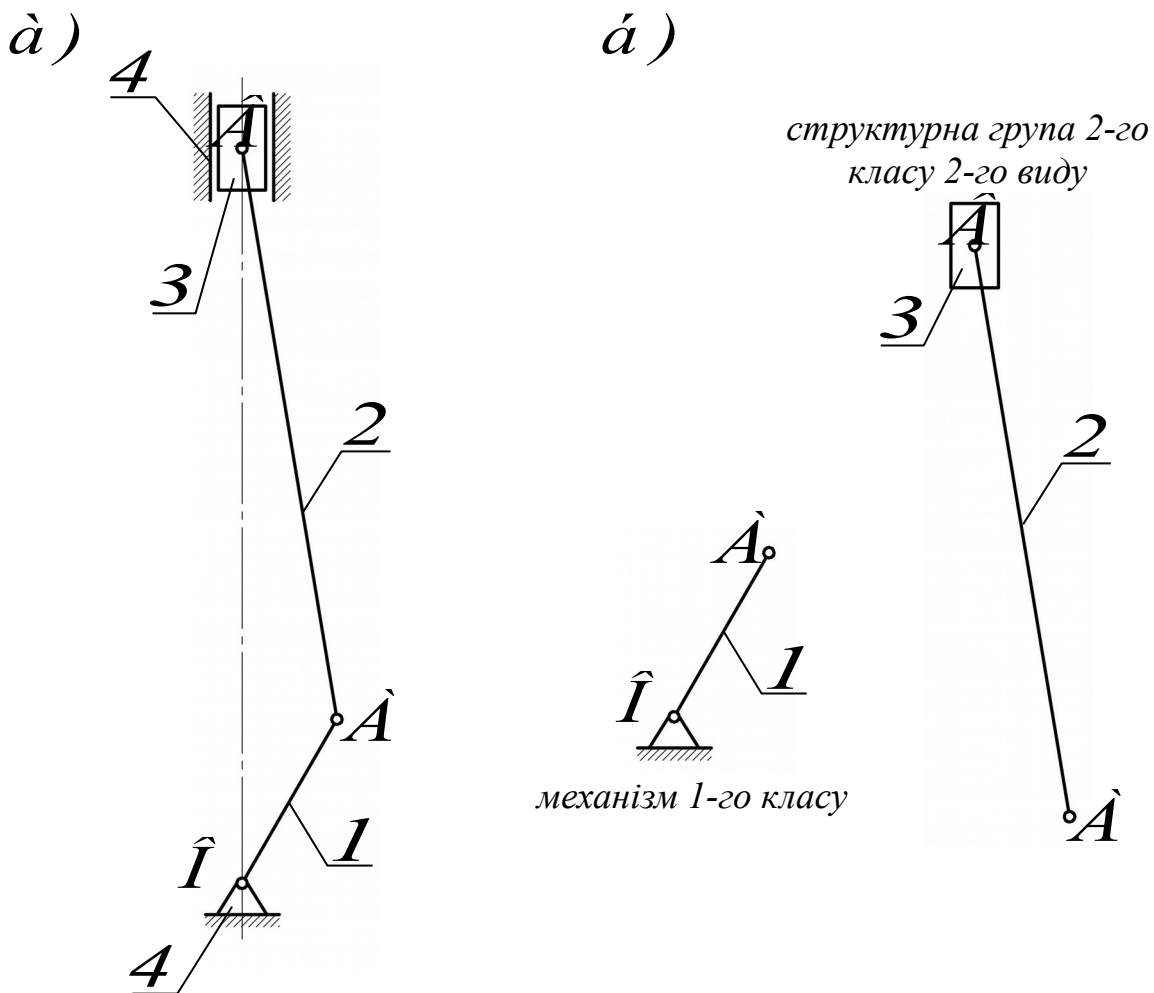


Рисунок 2.1
2.2 Кінематичний аналіз

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

Планом механізму називається його масштабне зображення для визначеного положення початкової ланки. Побудова плану виконується з ви

Для побуд
 рисунок 2.2) і
 положень через
 положення меха
 шатун витягую
 механізму визи
 сполучивши всі
 цієї точки (шату

На рисунку
 кривошипно-пов
 положення $\varphi_1 = 30^\circ$

Для визнач
 графоаналітичн

План швид
 векторів абсолю
 що виходять з
 швидкостей (р
 спочатку для поч

и шатуна –
 послідовних
 а початкове
 кривошип і
 ному плані
 Послідовно
 траєкторію

піджуваного
 рахункового

ористовуємо

зображення
 механізму,
 осом. План
 слідовності:

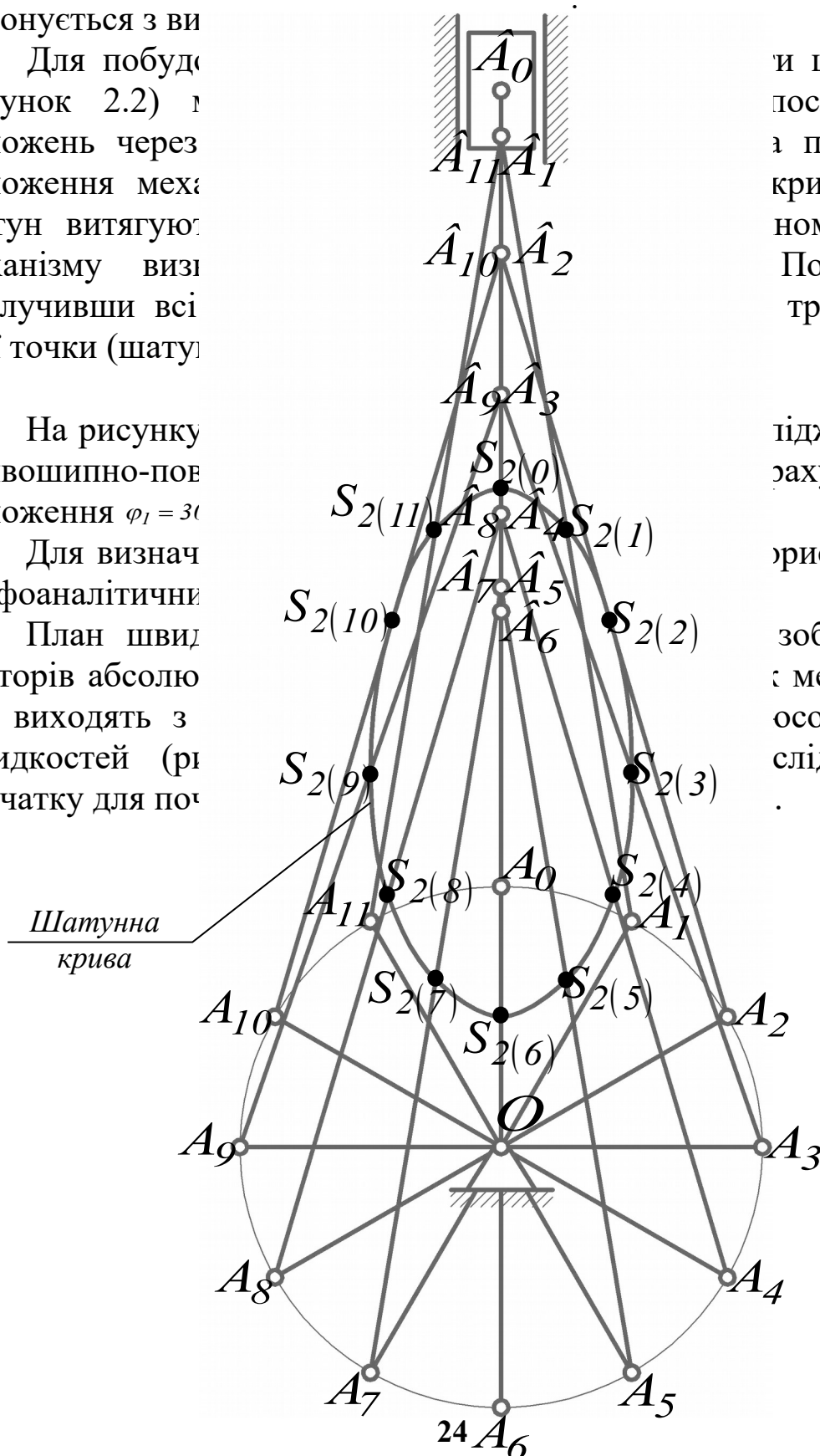


Рисунок 2.2

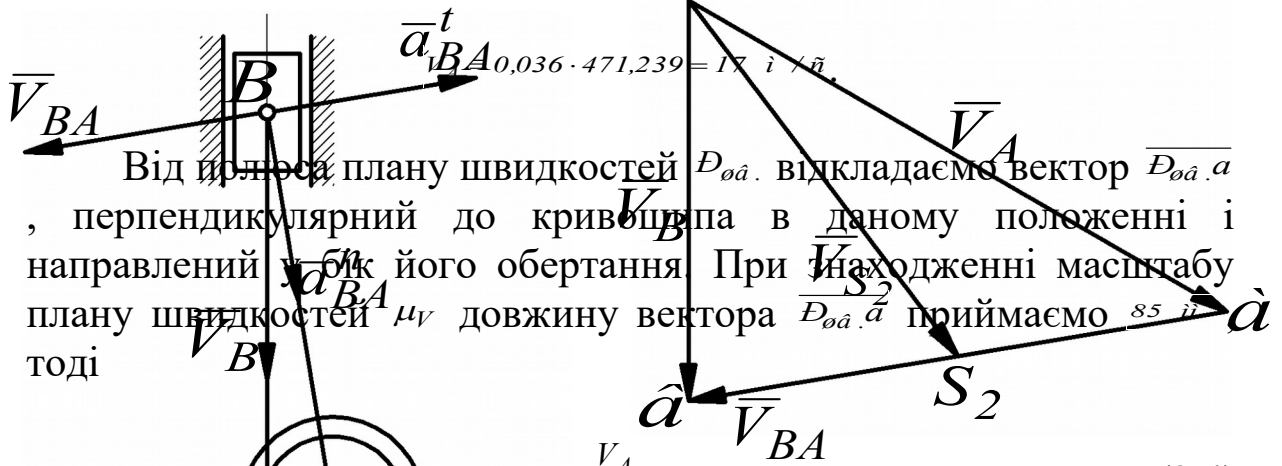
Визначаємо швидкість точки A кривошипа

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

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа,

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

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



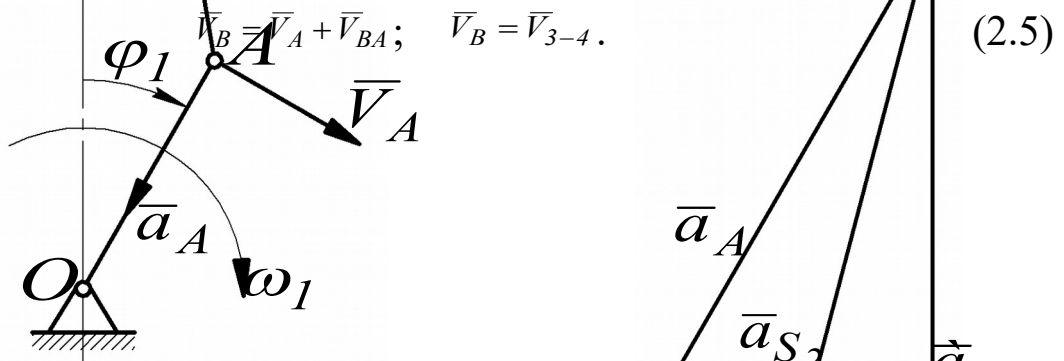
Від початку плану швидкостей D_{oa} відкладаємо вектор $\overline{D_{oa} \cdot a}$, перпендикулярний до кривошипа в даному положенні і направлений у бік його обертання. При знаходженні масштабу плану швидкостей μ_V довжину вектора $\overline{D_{oa} \cdot a}$ приймаємо 85 мм тоді

$$\mu_V = \frac{V_A}{D_{oa} \cdot a}, \quad (2.4)$$

Рисунок 2.4 – План швидкостей

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

Далі переходимо до структурної групи 2-3. Для визначення швидкості точки A скористаємось векторними рівняннями



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

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

Рисунок 2.5 – План прискорень

У цих векторних рівняннях відомий за модулем і напрямком вектор швидкості точки A . Вектори відносної швидкості \vec{V}_{BA} і абсолютної швидкості \vec{V}_B відомі за напрямком. Вектор швидкості \vec{V}_{BA} направлений перпендикулярно ланці $A\hat{A}$, а \vec{V}_B – за напрямком руху повзуна – вертикально. Для розв’язання векторних рівнянь (визначення модулів швидкостей V_B та V_{BA})

через точку \hat{a} проводимо пряму перпендикулярно до $\hat{A}\hat{A}$, а через точку $P_{\hat{o}\hat{a}}$ вертикальну пряму. На перетині прямих відмічаємо точку \hat{a} , яка є кінцем вектора $\overline{P_{\hat{o}\hat{a}}\hat{a}}$, що зображає абсолютну швидкість точки B . Для визначення швидкості центра ваги шатуна відповідно до теореми подібності на середині відрізка $\hat{a}\hat{a}$ позначаємо точку S_2 . Вектор $\overline{P_{\hat{o}\hat{a}}S_2}$ визначає в масштабі μ_V швидкість центра ваги шатуна.

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

$$V_B = P_{\hat{o}\hat{a}}\hat{a} \cdot \mu_V, \quad (2.6)$$

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

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

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

$$V_{S_2} = P_{\hat{o}\hat{a}}S_2 \cdot \mu_V, \quad (2.8)$$

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

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 $\overline{\hat{a}\hat{a}}$ 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 же послідовності, що і визначення лінійних швидкостей.

Прискорення точки A кривошипа $\hat{I}\hat{A}$, 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 \dot{a}_A зобразимо вектором $\overline{P_{i\delta}.a}$ (рисунок 2.5), де $P_{i\delta}$ – полюс плану прискорень. Вектор $\overline{P_{i\delta}.a}$ скерований по ланці \hat{IA} до центра її обертання, тобто до точки \hat{I} . При знаходженні масштабу плану прискорень μ_a довжину вектора $\overline{P_{i\delta}.a}$ приймаємо $79,94 \text{ мм}$, тоді

$$\mu_a = \frac{a_A}{D_{i\delta}.a}, \quad (2.11)$$

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

Для визначення прискорення точки \hat{A} складаємо векторні рівняння

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

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 \hat{AA} від точки \hat{A} до A . Вектор \bar{a}_{BA}^t направлений перпендикулярно ланці \hat{AA} , 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 $D_{i\delta}$ плану прискорень паралельно \hat{AA} у напрямку від точки \hat{A} до A відкладаємо вектор \bar{an} , що зображає прискорення a_{BA}^n . Довжина цього вектора

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

$$\dot{a}n = \frac{2022,61}{100} = 20,23 \text{ } \ddot{\text{и}} \text{ } .$$

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

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

$$a_B = P_{i\delta} \cdot \hat{a} \cdot \mu_a, \quad (2.15)$$

$$a_B = 83,11 \cdot 100 = 8311 \text{ } \ddot{\text{и}} / c^2, \\ \dot{a}_{S_2} = P_{i\delta} \cdot S_2 \cdot \mu_a, \quad (2.16)$$

$$\dot{a}_{S_2} = 78,75 \cdot 100 = 7875 \text{ } \ddot{\text{и}} / c^2,$$

$$\dot{a}_{BA}^t = n\hat{a} \cdot \mu_a, \quad (2.17)$$

$$\dot{a}_{BA}^t = 37,16 \cdot 100 = 3716 \text{ } \ddot{\text{и}} / c^2.$$

Визначаємо кутове прискорення шатуна

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

$$\varepsilon_2 = \frac{3716}{0,11} = 33782 \text{ } \delta\dot{a}\ddot{\text{и}} / c^2.$$

Напрямок ε_2 визначаємо шляхом переносу вектора $\overline{n\hat{a}}$ прискорення \dot{a}_{BA}^t у точку \hat{A} ланки 2.

2.3 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 можливо розглядати як таку, що знаходиться у стані умовної рівноваги. Цей метод є формальним математичним прийомом, що дозволяє записати рівняння рівноваги для визначення невідомих реакцій у кінематичних парах механізму.

В 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 центра 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 $\hat{A}\hat{A}$

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

де I_S – момент інерції ланки відносно центра 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

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

$$m_2 = \frac{4,9}{9,81} = 0,5 \text{ } \acute{e}\tilde{a},$$

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

$$m_3 = \frac{3,8}{9,81} = 0,387 \text{ } \acute{e}\tilde{a},$$

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

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

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

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

$$\dot{I}_{i2} = I_{S_2} \cdot \epsilon_2, \quad (2.26)$$

$$\dot{I}_{i2} = 0,0017 \cdot 33782 = 57,43 \text{ } \acute{I} \cdot \acute{i}.$$

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

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

Силовий розрахунок починаємо зі структурної групи 2-3. Для цього будемо план групи (рисунок 2.6) і прикладаємо до ланок групи сили ваги G_2, G_3 , сили і моменти сил інерції $F_{i2}, F_{i3}, \dot{I}_{i2}$, 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 \overline{AA} , і тангенційну R_{12}^t , скеровану перпендикулярно до ланки \overline{AA} , складові.

Для визначення складової R_{12}^t складаємо рівняння рівноваги статки, 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}

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

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

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 стояком R_{43} , яка скерована перпендикулярно руху повзуна, складаємо рівняння сил, що діють на групу 2-3, $\sum \overline{F_i} = 0$.

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. З урахуванням вищезгаданого, рівняння рівноваги сил, що діють на групу 2-3, запишеться в такому вигляді:

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

Відповідно до наведеного рівняння будемо 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}^n до перетину ліній дії R_{43} , пр вектора F_{i3} дії реакції R_{43} , пр тину ліній дії R_{43} величину. ачає їх геометричне R_{43} нормальній і тангенціальній складовим

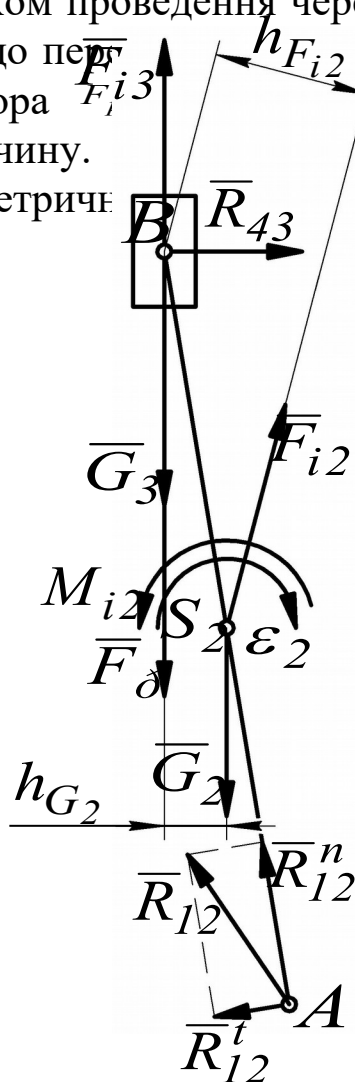
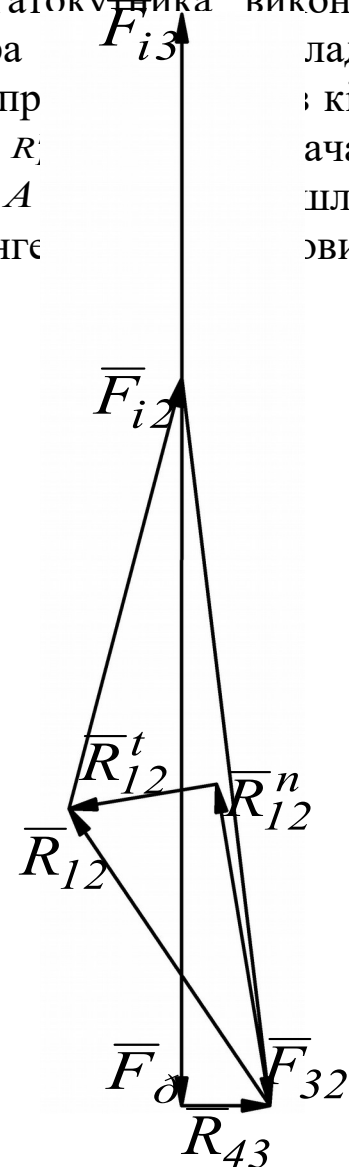


Рисунок 2.6 – План групи 2-3

Рисунок 2.7 – План сил групи 2-3



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

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, взятих із плану сил в міліметрах, на масштаб плану сил μ_P

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

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

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

Переходимо до сил ланку діють дві реакції $\bar{R}_{41} = -\bar{R}_{21}$. На початкової ланки. На Рисунок 2.8). З умов

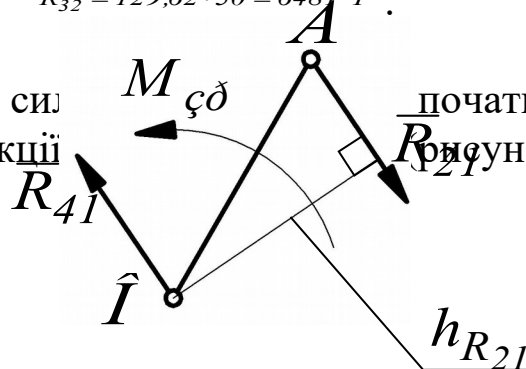


Рисунок 2.8 – Розрахункове положення для силового розрахунку початкової ланки

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

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

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

$$M_{\zeta\delta} = 3172 \cdot 0,03239 = 102,74 \text{ } \dot{\text{і}} \cdot \dot{\text{і}} \text{ .}$$

З метою перевірки правильності силового розрахунку механізму визначимо момент $M_{\zeta\delta}$ за допомогою “жорсткого важеля”, що заснований 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 O . Тобто ми розглядаємо рівновагу плану швидкостей як “жорсткого важеля” відносно полюса. 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

$$M_{\varphi\delta} = 2860,18 \cdot 0,036 = 102,97 \text{ } \dot{I} \cdot \dot{i} \text{ } .$$

Визначаємо розходження між двома значеннями $M_{\varphi\delta}$. Воно складає

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

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

Список літератури

- 1 Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.: Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
- 2 Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
- 3 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
- 4 Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин. – К.: Вища школа, 1988. – 376 с.
- 5 Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.