

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до роботи

Магістр

(освітній рівень)

на тему Дослідження робочого органу землерийної машини на основі
структурного аналізу механізму циклічного бічного переміщення

Виконав: студент VI курсу,
групи 601-МММ
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва
напряму підготовки, спеціальності)

Бакушін І.Б.

(прізвище та ініціали)

Керівник Шаповал М.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Ксьонз В.Г.

(прізвище та ініціали)

Полтава - 2023 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Дослідження робочого органу землерийної машини на
основі структурного аналізу механізму циклічного бічного
переміщення**

Кваліфікаційна магістерська робота

Лист затвердження

ГММ 601-МММ.001-00.00.000 ДП - ЛУ

Розробив магістрант групи 601-МММ



І.Б. Бакушін

„25” грудня 2023р.

Керівник к.т.н., доцент



М.В. Шаповал

„19” січня 2023р.

Технологічний контроль к.т.н., доцент



О.С. Васильєв

„15” 01.24р. 2023р.

Нормативний контроль к.т.н., доцент



О.С. Васильєв

„6” 01.24р. 2023р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедрою
галузевого машинобудування та
мехатроніки
к.т.н., доцент



О.В. Орісенко

№ строки	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	Примітки
1						
2			<i>Документація загальна</i>			
3						
4			<i>Вперше розроблена</i>			
5						
6	A4	ГММ 601-МММ.001-00.00.000ТЗ	<i>Технічне завдання</i>	1	-	
7	A4	ГММ 601-МММ.001-00.00.000А	<i>Анотація</i>	6	-	
8	A4	ГММ 601-МММ.001-00.00.000ПЗ	<i>Пояснювальна записка</i>	105		
9						
10			<i>Документація наукова</i>			
11						
12			<i>Вперше розроблена</i>			
13						
14	A4	ГММ 601-МММ.001-00.00.000ПЗ	<i>Проблемні питання та сучасні</i>		-	
15			<i>тенденції створення землерийних</i>			
16			<i>машин безперервної дії</i>			
17						
18			<i>Розділ науковий</i>			
19						
20	A4	ГММ 601-МММ.001-00.00.000ПЗ	<i>Теоретичний аналіз раціоналізації</i>		-	
21			<i>конструктивних параметрів</i>			
22			<i>РО УЗМ безперервної дії</i>			
23						
24			<i>Розділ науковий</i>			

				ГММ 601-МММ.001-00.00.000 ВР			
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Дослідження робочого органу землерийної машини на основі структурного аналізу механізму циклічного бічного переміщення	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Бакушін	<i>[Signature]</i>	26.12		Н		1
Перев.	Шоловал	<i>[Signature]</i>	26.12	Відомість кваліфікаційної роботи	Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТР, 2023р.		
Н.контр.	Васильєв	<i>[Signature]</i>	16.01				
Затв.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	16.01				

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія Галузевого машинобудування та мехатроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки

О.В. Орисенко
"20" 09 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бакушину Іллі Борисовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження робочого органу землерийної машини на основі структурного аналізу механізму циклічного бічного переміщення

керівник проекту (роботи) Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 04.09.2023 року № 986-ф.а.

2. Строк подання студентом роботи "20" грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Технічні параметри екструдера з модернізацією головки.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. Розділ 1. Проблемні питання та сучасні тенденції створення землерийних машин безперервної дії. Розділ 2. Теоретичний аналіз раціоналізації конструктивних параметрів робочого органу УЗМ безперервної дії. Розділ 3. Результати експериментальних досліджень моделі робочого обладнання УЗМ. Загальні висновки. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація для наочного представлення результатів досліджень (21 лист А4).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 04.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Літературний огляд	11.10.2023 р.	
2	Обґрунтування вибраної теми	24.10.2023 р.	
3	Наукові дослідження за вказаною темою, розробка наукових плакатів	13.11.2023 р.	
4	Представлення готової роботи на кафедрі	20.12.2023 р.	

Здобувач вищої освіти 
(підпис)

Бакушін І.Б.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Шаповал М.В.
(прізвище та ініціали)

З
Роз
Лер
Кер
Н. І
Зап

АНОТАЦІЯ

Бакушін І.Б. Дослідження робочого органу землерийної машини на основі структурного аналізу механізму циклічного бічного переміщення. – Рукопис.

Кваліфікаційна магістерська робота на здобуття ступеня вищої освіти за спеціальністю 133 – "Галузеве машинобудування" – Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", Полтава, 2023.

Метою дослідження є підвищення ефективності універсальних землерийних машин безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунті протяжні виїмки різного лінійного розміру та технічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики руху робочого органу в забої без переналаштування робочого оснащення.

Дана робота є завершеною науково-дослідною роботою, в якій теоретично узагальнено та практично вирішено важливу науково-технічну задачу підвищення ефективності універсальних землерийних машин безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунтах протяжні виїмки різних лінійних розмірів, шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу в забої без переналагодження робочого обладнання. Це дає можливість розширення сфери використання землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання, підвищення ефективності виробництва за рахунок збільшення обсягів серійного виробництва однотипових машин та їх подвійного застосування.

Встановлено, що реалізація дволанкової, двовісної схеми підвіски робочого органу на базове шасі з індивідуальним приводом бічного переміщення кожної з ланок забезпечує розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в режимі віяльно-поступальної подачі на забій в процесі копання широких виїмок.

Вперше синтезовано механізм та алгоритм приводу переміщення в забої

Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 601-МММ.001-00.00.000 А			
Розроб.		Бакушін		26.12	АНОТАЦІЯ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал		26.12				
Керівник		Шаповал		26.12				
Н. Контр.		Васильєв		16.01				
Затв.		Орисенко		16.01				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТМ 2023р.		

дволанкового, двовісного ґрунторозробного роторного робочого обладнання універсальної землерийної машини безперервної дії, що забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини не залежно від ширини виїмки. Вирівнювання товщини стружки в плані забезпечується за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу.

Експериментально доведено адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання універсальної землерийної машини при розробці виїмок шириною 3 - 4,5 м у ґрунтах I - IV категорій в режимі максимальної продуктивності машини. Відхилення величини товщини розроблюваної стружки від розрахункової становить на більше 3,7 %.

Підтверджено експериментально можливість розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в плані роторним робочим органом універсальної землерийної машини за умови його віяльно-поступального переміщення в забої по траєкторії, що аналогічна до лемніскати Бернуллі, за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу, при стабільній роботі гідроприводів РО.

Силові навантаження на робочому обладнанні змінюється від нуля до певного максимуму за кожен напівцикл. Максимальні значення силового навантаження в кінці кожного напівциклу без довертання проміжної рами робочого органу складають: крутний момент на роторі – $67 \div 74$ кНм; сила тяги на робочому органі – $19 \div 21$ кН; бічна сила на РО – $70 \div 80$ кН.

За однакових умов, під час довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу робочого процесу, силові навантаження на робочому обладнанні універсальної землерийної машини зменшуються і стабілізуються, а їх максимальні значення складають: крутний момент на роторі – $45 \div 48$ кНм; сила тяги на робочому органі – $15 \div 17$ кН; бічна сила на РО – $35 \div 45$ кН.

Доведена робоча гіпотеза дослідження, що підвищення продуктивності роботи машини, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі універсальної землерийної машини при відкопуванні широких виїмок в

					ГММ 601-МММ.001-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

грунті досягається шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується робочим органом протягом робочого циклу в режимі віяльно-поступального переміщення в забої.

Ключові слова: універсальна землерийна машина, робочий орган, проміжна рама, бічне циклічне переміщення, лемніската Бернуллі, тензометрична підвіска, тензометричні датчики тиску, крутний момент.

					ГММ 601-МММ.001-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ABSTRACT

Bakushin I.B. Study of the working body of the earthmoving machine based on the structural analysis of the mechanism of cyclic lateral movement. - Manuscript.

Qualifying master's thesis for obtaining a degree of higher education in specialty 133 - "Industrial mechanical engineering" - National University "Poltava Polytechnic named after Yury Kondratyuk", Poltava, 2023.

The purpose of the study is to increase the efficiency of universal earthmoving machines of continuous action, capable of excavating long trenches in the soil of various linear sizes and technical purposes by improving the design parameters and kinematics of the movement of the working body in the face without reconfiguring the work equipment.

This work is a completed scientific research work, in which the important scientific and technical task of increasing the efficiency of universal earthmoving machines of continuous action, capable of excavating long trenches of various linear sizes in the soil, is theoretically summarized and practically solved, by improving the design parameters and the kinematics of the movement of the working body in the face without reconfiguring the working equipment. This makes it possible to expand the scope of use of earthmoving machines with continuous action of longitudinal digging, increase the efficiency of production due to the increase in the volume of serial production of the same type of machines and their dual use.

It was established that the implementation of a two-link, two-axis suspension scheme of the working body on the base chassis with an individual drive for lateral movement of each of the links ensures the development of the soil with shavings of uniform thickness in the mode of fan-progressive feed to the face in the process of digging wide trenches.

For the first time, the mechanism and algorithm for driving movement in the face of two-link, two-axis soil development rotary equipment of a universal earthmoving machine of continuous action, which ensures soil development with chips of uniform thickness regardless of the width of the excavation, has been synthesized. Alignment of

					ГММ 601-МММ.001-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

the chip thickness in plan is ensured by tightening the intermediate frame of the working body at the end of each half-cycle of the work process.

Adequacy of the developed mathematical model of the functioning of the working equipment of the universal earthmoving machine when developing 3 - 4.5 m wide trenches in soils of I - IV categories in the mode of maximum productivity of the machine was experimentally proven. The deviation of the value of the thickness of the developed chip from the calculated value is more than 3.7%.

The possibility of developing soil with shavings of uniform thickness in plan by the rotary working body of a universal earthmoving machine has been confirmed experimentally under the condition of its fan-progressive movement in the face along a trajectory similar to Bernoulli's lemniscate, due to the rotation of the intermediate frame of the working body at the end of each half-cycle of the work process, with a stable operation of RO hydraulic drives.

Power loads on the working equipment vary from zero to a certain maximum for each half cycle. The maximum values of the power load at the end of each half-cycle without tightening the intermediate frame of the working body are: torque on the rotor - $67 \div 74$ kHm; traction force on the working body - $19 \div 21$ kH; lateral force on RO - $70 \div 80$ kH.

Under the same conditions, during the tightening of the intermediate frame at the end of each half-cycle of the work process, the power loads on the work equipment of the universal earthmoving machine decrease and stabilize, and their maximum values are: torque on the rotor - $45 \div 48$ kHm; traction force on the working body - $15 \div 17$ kH; lateral force on RO - $35 \div 45$ kH.

The working hypothesis of the study is proven, that increasing the productivity of the machine, minimizing and equalizing external loads on the working body of the universal earthmoving machine when digging wide trenches in the soil is achieved by equalizing the thickness of the soil chips cut by the working body during the work cycle in the mode of fan-progressive movement in the face .

Key words: universal earthmoving machine, working body, intermediate frame,

					ГММ 601-МММ.001-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

lateral cyclic movement, Bernoulli lemniscate, strain gauge suspension, strain gauge pressure sensors, torque.

					ГММ 601-мММ.001-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Дослідження робочого органу землерийної машини на
основі структурного аналізу механізму циклічного бічного
переміщення**

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної магістерської роботи

ГММ 601-мММ.001-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2023 рік

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ.....	7
1.1. Сучасні тенденції створення та використання землерийних машин безперервної дії.....	7
1.2. Огляд конструктивних особливостей робочих органів УЗМ безперервної дії за патентними матеріалами.....	12
1.3 Аналіз застосовування землерийних машин та їх можливостей для підвищення ефективності механізації виконання земляних робіт.....	22
1.4 Висновки до розділу.....	32
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РАЦІОНАЛІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ УЗМ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ.....	34
2.1 Аналіз характеру руху робочого органу УЗМ безперервної дії.....	34
2.2 Обґрунтування траєкторії руху РО для розробки широких виїмок стружками грунту рівномірної товщини.....	36
2.3 Конструктивний аналіз механізму циклічного бічного переміщення робочого органу під час копання ґрунту.....	39
2.4 Кінематичний аналіз приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ.....	43
2.4.1 Огляд кінематичної схеми механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ.....	43
2.4.2 Визначення положення ланок механізму бічного переміщення робочого органу та його характерних точок під час копання ґрунту.....	45

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ				
	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Зроб.	Бакушін		<i>[Signature]</i>	25.12
Перевір.	Шаповал		<i>[Signature]</i>	26.12
Візник	Шаповал		<i>[Signature]</i>	26.12
Контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	16.01
Підп.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	16.01
ЗМІСТ				
		Лім.	Лист	Листів
		2	2	2
Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.				

2.5 Синтез алгоритму роботи робочого обладнання УЗМ у процесі копання ґрунту.....	50
2.5.1 Синтез алгоритму роботи робочого органу УЗМ.....	50
2.5.2 Комп'ютерне моделювання переміщення робочого органу УЗМ в забої...60	
2.5.3 Аналіз роботи важільного механізму подачі робочого органу при розробці широких виїмок.....	60
2.6 Алгоритм забезпечення циклічного зворотно-поступального руху ланок механізму бічної подачі РО на забій.....	62
2.7 Висновки до розділу 2.....	67
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ.....	
3.1 Об'єкт експериментальних досліджень.....	68
3.2 Конструкція та схеми установки вимірювальних пристроїв.....	72
3.2.1 Універсальна тензOMETрична підвіска.....	72
3.2.2 ТензOMETричні датчики тиску робочої рідини.....	76
3.2.3 Імітатор, що відображає процес утворення стружки ґрунту.....	78
3.3 Кінематика віяльно-поступального руху робочого органу УЗМ.....	80
3.4 Експериментальні дослідження силового навантаження фізичної моделі робочого обладнання УЗМ.....	87
3.5 Визначення зміни крутного моменту на вісі ротора робочого органу.....	90
3.6 Висновки до розділу 3.....	97
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	101
Додатки.....	106

ВСТУП

Актуальність теми. Транспортне, промислове та цивільне будівництво, фортифікаційне обладнання позицій, рубежів, районів і пунктів управління під час підготовки та ведення війн і збройних конфліктів, як в Україні, та за її межами пов'язані з розробкою та переміщенням сотень тисяч кубометрів ґрунту. Виконання такого великого обсягу робіт можливе лише за допомогою високопродуктивних землерийних машин, в першу чергу, екскаваторів безперервної дії, продуктивність яких у 4 – 6 разів перевищує продуктивність одноківшевих екскаваторів. Дані землерийні машини можуть швидко та ефективно розробляти траншеї різного призначення, такі як канали, котловани та дренажні системи. Застосування для цієї мети екскаваторів безперервної дії в кілька разів підвищує продуктивність праці, тим самим прискорює будівництво, наприклад, трубопроводів різного призначення, мереж електропостачання та зв'язку, обладнання фортифікаційних споруд тощо.

На сьогоднішній день існують конструкції та технічні рішення землерийних машин безперервної дії, що мають принциповий недолік — низьку універсальність, а опубліковані результати наукових досліджень щодо створення універсальних землерийних машин безперервної дії (УЗМ), носять несистематичний характер і не повністю враховують особливості, характерні для даного класу машин. Традиційні конструкції машин зазвичай призводять до високого споживання енергії під час розробки ґрунту, високої металоємності та низької надійності. Створити ефективну конструкцію робочого обладнання землерийних машин безперервної дії, неможливо не враховуючи необхідності усунення зазначених недоліків, забезпечення оптимальних завантажень у процесі розробки ґрунту і, як наслідок, забезпечення високої продуктивності при розробці ґрунтів різних категорій складності.

Тому виникла нагальна потреба у створенні землерийних машин

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ВСТУП Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТМ 2023 р.		
Розроб.	Бакушін		<i>[Підпис]</i>	27.12			
Перевір.	Шаповал		<i>[Підпис]</i>	28.12			
Перієвник	Шаповал		<i>[Підпис]</i>	28.12			
Н. контр.	Васильєв		<i>[Підпис]</i>	28.01			
Затв.	Орисенко		<i>[Підпис]</i>	16.01			

безперервної дії принципово нових конструкцій, які б одним робочим органом (РО) без зміни конструкції здійснювали відкопування протяжних виїмок різного лінійного розміру в різних ґрунтових умовах. Вирішення цієї задачі значно розширить сферу застосування високопродуктивної землерийної техніки при будівництві капітальних об'єктів різного технічного призначення, при проведенні ґрунтово-меліоративних робіт на забруднених територіях, під час виконання робіт з укріплення території та споруд, підвищить ефективність виготовлення машин за рахунок збільшення обсягів серійного виробництва однотипних машин подвійного використання.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення ефективності універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунті протяжні виїмки різного лінійного розміру та технічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики руху робочого органу в забої без переналаштування робочого оснащення.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Провести аналіз патентних матеріалів щодо конструкцій УЗМ та процесів їх роботи, результатів наукових досліджень, ефективності відомих конструктивних та кінематичних рішень робочих органів УЗМ безперервної дії.
2. Обґрунтувати раціональну конструктивну схему робочого оснащення УЗМ безперервної дії та схеми його руху в забої з розробкою ґрунту стружкою рівномірної товщини в процесі копання широких виїмок.
3. Синтезувати конструктивну схему та механізм приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ, розробити алгоритм руху ланок механізму та визначити кінематичні параметри приводу механізму.
4. Розробити та дослідити математичну модель механізму переміщення робочого органу УЗМ в забої, з метою забезпечення вирівнювання та мінімізації зовнішніх навантажень на робочий орган у процесі копання ґрунту.
5. Перевірити відповідність розробленої математичної моделі функціонування робочого оснащення УЗМ реальному об'єкту (фізичній моделі),

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		5

провівши експериментальне дослідження на стенді фізико-математичного моделювання. Визначити параметри силового навантаження робочого органу УЗМ.

6. Експериментально визначити закономірність руху робочого органу УЗМ в забої, що забезпечує розробку ґрунту стружками постійної товщини.

7. Розробити практичні рекомендації та технічні пропозиції щодо створення ефективної конструкції робочого оснащення УЗМ та оцінити ефективність технічних можливостей створеного робочого оснащення УЗМ.

Об'єктом дослідження є взаємодія роторного робочого органу універсальної землерийної машини безперервної дії з ґрунтовим середовищем у процесі копання широких виїмок у ґрунті.

Предметом дослідження є конструктивно-кінематичні властивості робочого оснащення УЗМ, закономірності руху робочого органу в забої під час копання у ґрунті протяжних виїмок різних лінійних розмірів.

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

1.1 Сучасні тенденції створення та використання землерийних машин безперервної дії

Транспортне, промислове та цивільне будівництво, фортифікаційне обладнання позицій, рубежів, районів і пунктів управління під час підготовки та ведення війн і збройних конфліктів, як в Україні, та за її межами пов'язані з розробкою та переміщенням сотень тисяч кубометрів ґрунту. Виконання такого великого обсягу робіт можливе лише за допомогою високопродуктивних землерийних машин (ЗМ), в першу чергу, екскаваторів безперервної дії, продуктивність яких у 4 – 6 разів перевищує продуктивність одноківшевих екскаваторів. Дані землерийні машини можуть швидко та ефективно розробляти траншеї різного призначення, такі як канали, котловани та дренажні системи. Застосування для цієї мети екскаваторів безперервної дії в кілька разів підвищує продуктивність праці, тим самим прискорює будівництво, наприклад, трубопроводів різного призначення, мереж електропостачання та зв'язку, обладнання фортифікаційних споруд тощо.

Значної уваги заслуговує розробка універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунті протяжні виїмки різних лінійних розмірів без зміни конструкції робочого оснащення. Це значно розширює сферу застосування машин у галузі народного господарства та в сфері оборони, підвищує продуктивність праці, швидкість і якість здійснення земляних робіт, ефективність виробництва машин за рахунок їх подвійного призначення, а також, збільшує обсяги серійного виробництва однотипних

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Бакушін		<i>[Signature]</i>	27.12			7	
Перевір.	Шаповал		<i>[Signature]</i>	26.12				
Керівник	Шаповал		<i>[Signature]</i>	26.12				
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	10.01				
Затв.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	26.12				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		

на 1 погонний метр трубопроводу, а їх вартість становить близько половини загальної вартості капітального ремонту (КР) трубопроводу.

Зрозуміло, що при проведенні КР трубопроводів необхідно скоротити обсяги земляних робіт і підвищити темпи їх виконання, а це, в першу чергу, можливо за рахунок використання ЗМ безперервної дії.

Наприклад, під час відкриття трубопроводів із застосуванням екскаваторів безперервної дії повністю відпадає необхідність проведення додаткових земляних робіт. Застосування спеціалізованих ЗМ безперервної дії для проведення капітального ремонту магістральних трубопроводів дозволяє скоротити обсяги земляних робіт на 35-45 % порівняно із застосуванням традиційної техніки [6].

Отже, використання високопродуктивних ЗМ безперервної дії забезпечує ефективне виконання земляних робіт та підвищення темпів їх проведення при будівництві, реконструкції та ремонті трубопроводів ГНТС.

Розвиток озброєння і військової техніки, засобів вогневого ураження і розвідки, підвищення мобільності Збройних Сил створюють багато задач у всіх сферах військового мистецтва. Найважливішою задачею є забезпечення військ та об'єктів від засобів вогневого ураження противника, головна роль у її вирішенні покладається на фортифікаційне обладнання (ФО) [8]. Фортифікаційне обладнання [9] завжди пов'язане з виконанням великих об'ємів земляних робіт, чималими витратами часу, сил і засобів, високою інтенсивністю їх виконання. Тому завжди залишається актуальним питання визначення методів та засобів реалізації ФО.

Основу ФО складають фортифікаційні споруди (окопи, ходи сполучень, траншеї для бойових машин, укриття для техніки і матеріально-технічних засобів, котловани для закритих споруд (бліндажів), які забезпечують більш ефективно використання в бою зброї, бойової техніки та ведення ними вогню, збільшення стійкості управління військами, приховані маневри під вогнем противника, захист особового складу, озброєння і військової техніки від засобів вогневого ураження противника [10].

Наприклад, досвід ведення бойових дій показує, що при оснащенні позицій, районів оборони, опорних пунктів, фортифікаційними спорудами та організованими системами вогню підвищується стійкість підрозділів, що ведуть оборону, відносно наступаючих підрозділів у співвідношенні 1:3 або 1:4 [12].

Для збереження боєздатності Збройних Сил показники живучості на позиціях і в районах оборони повинні підтримуватися на рівні понад 70%, в районах дислокації пунктів управління – понад 80%, а приховування реальних об'єктів і бойових дій військ за допомогою фортифікаційного обладнання та заходів маскуванню з ймовірністю виявлення становить менше 0,4–0,5 %.

Важливість оперативно-тактичних заходів для забезпечення живучості, яка полягає у зменшенні втрат військ від засобів ураження противником при розміщенні в районах зосередження становить: маневреність – 5%, роззосередження військ – 10 %; застосовування захисних властивостей місцевості – 15 %; маскуванню військ – 20 %; фортифікаційне обладнання місцевості – 50 %. У той же час 70% від загального обсягу робіт ФО в оборонній галузі становлять земляні роботи [12].

Створення ешелонованої системи оборонних рубежів і позицій з розвиненою мережею фортифікаційних споруд та обладнання оборонних позицій для кругової оборони шляхом створення суцільної системи окопів і ходів сполучення гарантовано підвищує бойові можливості на 20-25%. Але при цьому обсяг земляних робіт збільшується в чотири рази.

Як свідчить досвід ФО районів оборони під час ведення бойових дій на сході України, загальний обсяг земляних робіт опорних пунктів, обладнаних для ведення кругової оборони, становить 9145 м³ порівняно з класичним 1410 м³ і збільшився більше ніж у 6 разів. Довжина окопів і ходів сполучення становить 2,7–3,4 км та 0,9 км відповідно. При цьому обсяг робіт, які виконує землерийна техніка, зріс у 5,3 рази, а особовий склад – в 2,9 разів [12].

При ФО широко використовуються такі ЗМ: ПЗМ-2, ПЗМ-3, ЕОВ-4421 та МДК-3. Продуктивність їх роботи, з урахуванням умов експлуатації, технологічних та організаційно-експлуатаційних операцій, становить: ПЗМ-2 –

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист 10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

85 м³/год, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01 – 120 м³/год, ЕОВ-4421 – 60 м³/год, МДК-3 – до 535 м³/год. Отже, для виконання зазначеного обсягу земляних робіт потрібно 4862 люд.-год. особового складу, 70,8 маш.-год. землерийної машини ПЗМ-2 та 20,8 маш.-год. екскаватора ЕОВ-4421 [13].

Як свідчать проведені розрахунки, під час обладнання опорного пункту штатним підрозділом та наявності зазначених ЗМ, тільки виконання земляних робіт потребуватиме більше 20 діб відповідно до нормативних вимог 2 доби [13]. Виконання такого обсягу земляних робіт потребує значного підсилення, достатньої кількості часу та відсутності безпосереднього зіткнення з противником, або створення спеціальних ЗМ безперервної дії з необхідним захистом, продуктивністю та технічними можливостями для відкопування виїмок у ґрунті заданого розміру.

Таким чином, на теперішній час існує велика невідповідність між обсягами необхідних фортифікаційних робіт, які постійно збільшуються, та строками їх виконання, які постійно зменшуються, з мінімальним залученням сил і засобів.

Дану невідповідність можна усунути шляхом вирішення таких завдань:

- створення високопродуктивних ЗМ безперервної дії, що дозволяють розробляти ґрунти різної складності розробки та відкопувати виїмки в ґрунтах різного лінійного розміру та конфігурації без зміни конструкції робочого обладнання [14, 15];

- модернізація наявних зразків ЗМ, спрямована на більш повне використання потужностей їх силових установок та технічних можливостей [15, 17].

- вибір найбільш ефективних способів та методів виконання земляних робіт [18].

Це забезпечить виконання ФО в необхідні терміни.

Найефективнішим підходом до підвищення інтенсивності впровадження ФО є виготовлення високомобільних, високопродуктивних і надійних багатофункціональних УЗМ безперервної дії, які спроможні розробляти ґрунти різної складності розробки в різних природних умовах.

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
						11
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

відцентрової сили з ківші виходить в металник через розвантажувальні вікна ротора. Відкопування котловану (рис. 1.2, б) проводиться рухом машини в зворотному напрямку по дну котловану. Щоб перевести робочий орган у режим котловану ківші повертають на 180° і змінюють напрямок обертання РО на протилежний. Зачисний башмак також піднімається до верху і виконує роль кожуху для опускання ґрунту в металник. Бічні переміщення РО здійснюються за допомогою гідроциліндрів, величина яких регулюється в залежності від призначення виїмки.

Інша відома конструкція УЗМ (рис. 1.3) – роторний ківшевий РО, в якому ківші розміщені на рамі поперечно відносно поздовжньої вісі машини. Рама складається з двох частин, з'єднаних між собою вертикальним шарніром, причому кожна частина рами має силовий привід для повороту в горизонтальній площині відносно тягача.

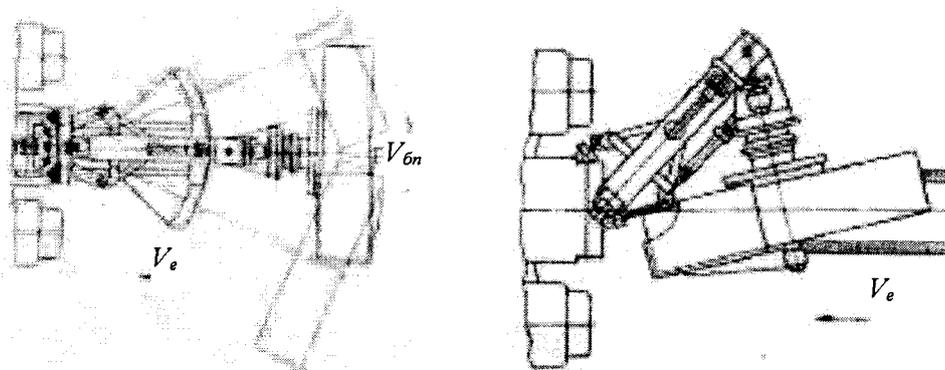


Рисунок 1.3 – Робочий орган УЗМ

Розробка котлованів здійснюється поперечним коливальним рухом РО зі швидкістю V_{bn} в горизонтальній площині відносно поздовжньої вісі машини, що рухається зі швидкістю V_e (рис. 1.3, а). В результаті даних коливальних рухів утворюється виїмка шириною більше максимальної габаритної ширини машини, що дозволяє останній переміщуватись по дну розробленої виїмки. При відкопуванні траншеї РО встановлюють під кутом до поздовжньої вісі машини для усунення бічних коливальних переміщень (рис. 1.3, б).

Ураховуючи розвиток землерийних машин безперервної дії було запропоновано ряд технічних рішень УЗМ з ланцюговими робочим органам.

Відоме технічне рішення багатоківшевого екскаватора з ланцюговим ківшевим РО Царевського В.І. та ін. (рис. 1.4). Відкопування екскаватором виїмок змінної ширини відбувається шляхом забезпечення зворотно-поступального руху РО відносно поздовжньої вісі машини за допомогою механізму бічного переміщення за принципом «гвинт-гайка».

Це досягається тим, що привідний вал (4) РО (3) встановлено для вільного обертання у кронштейнах (6) рами (2) тягача (1). Ходовий гвинт (7), який встановлено всередині направляючої рами, взаємодіє з гайкою (5), яка жорстко закріплена на рамі РО (рис. 1.4). До приводного валу (4), що вільно обертається, кріпиться направляюча рама бічного переміщення РО (3). Під час обертання ходового гвинта (7) гайка (5) зміщується в поперчному напрямку одночасно з РО. Ширина виїмки встановлюється обмежувачем ширини, а зміна глибини копання забезпечується поворотом направляючої рами щодо приводного валу за допомогою приводу та рейкової передачі. Ґрунт із забою потрапляє в бруствер по стрічковому конвеєру, що рухався в усіх напрямках тягача.

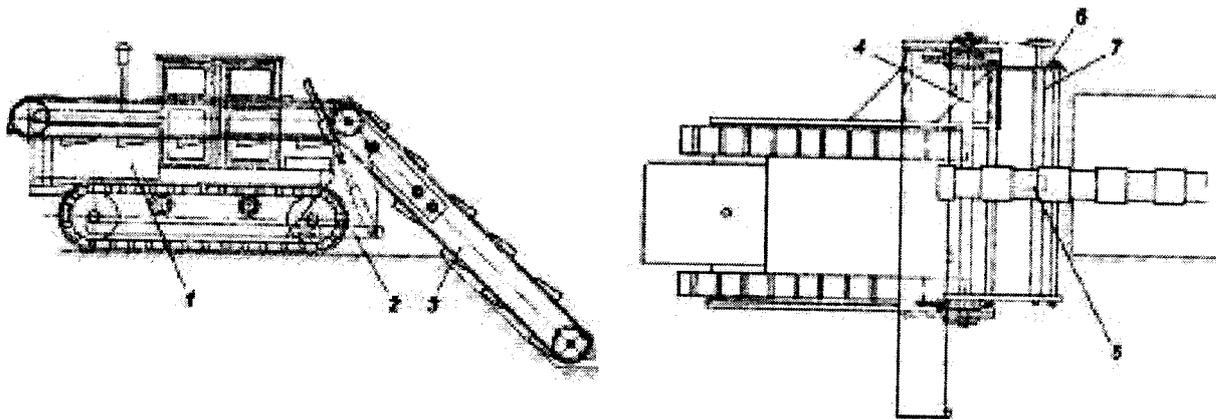


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема багатоківшевого екскаватора: 1 - шасі; 2 - рама; 3 - робочий орган; 4 - привідний вал; 5 - гайка; 6 - кронштейн; 7 - ходовий гвинт

Конструкція екскаватора була розроблена колективом під керівництвом Кавалеровим А.А. У даній конструкції бічне переміщення ланцюгово-ківшевого РО відносно поздовжньої вісі базового шасі, на відміну від екскаватора

					ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		15

Царевського В.І., здійснювалось силовими гідроциліндрами, а транспортування розробленого ґрунту в бруствер – лопатевим метальником (рис. 1.5).

Під впливом силового гідроциліндра рама РО рухається вздовж направляючих в напрямку ширини екскаватора і фіксується гідроциліндром у будь-якому проміжному та кінцевому положеннях.

Розробку виїмок переважно в тріщинуватих скельних породах і мерзлому ґрунті проводили наступним чином. Коли шасі машини нерухоме, РО рухається вправо або вліво відносно вісі машини і занурюється в ґрунт. Потім РО піднімається, зміщується в інший бік та знову занурюється у ґрунт. У цьому положенні екскаватор просувається вперед на 2-3 м. Потім РО виглиблюється для переміщення до початкового положення і знову заглиблюється, щоб перемістити екскаватор на 2-3 м.

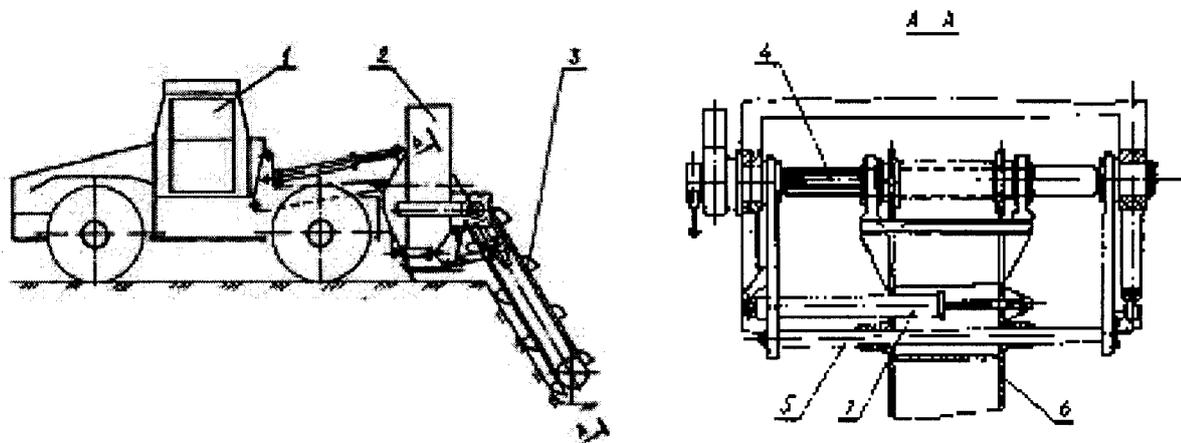


Рисунок 1.5 – Багатоківшевий ланцюговий екскаватор: 1 - шасі; 2 - метальник; 3 - робочий орган; 4 - привідний вал; 5 - направляючі; 6 - рама робочого органу; 7 - силовий гідроциліндр

Дана конструкція УЗМ має низку принципівих недоліків. Це пов'язано з циклічністю роботи, з наявністю технологічних, невиробничих витрат часу, витраченого на переміщення тягача та експлуатацію РО. Нерівномірність величини поперечних навантажень РО стали причиною значних динамічних навантажень. Автоматизувати робочий процес при відкопуванні котловану неможливо, оскільки привід тягача працює в режимі частих пусків та зупинок. В

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

16

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

процесі відкопування котловану на дні виїмки утворюється значні залишкові просипи.

У конструкції ЗМ Бородіна Н.Г. та ін. розробка широких виїмок у ґрунті здійснювалася двосекційним ланцюговим РО. Для регулювання ширини виїмки та збільшення продуктивності, підвіска кожної секції РО утворює чотирьох ланковий шарнір з можливістю повороту в горизонтальній площині (рис. 1.6).

Зазначена конструкція УЗМ має низку принципів недоліків, зокрема: складний двосекційний ланцюговий РО; багатоланкову підвіску РО з численними шарнірними з'єднаннями; неможливість забезпечення розробки забою стружками однакової товщини в горизонтальній площині; відсутність повної рівноваги РО за величиною поперечних навантажень; значні пульсуючі навантаження, що діють на привідний вал ланцюгових секцій та інші вузли конструкції ЗМ через недосконалість організації робочого процесу.

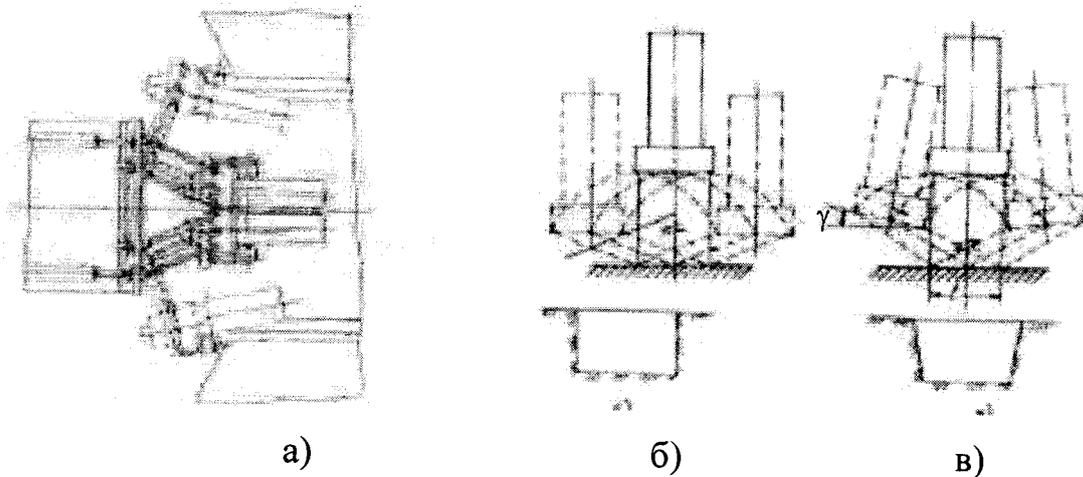


Рисунок 1.6 – Конструктивна схема робочого органу: а, б, в) - схеми розробки забою РО

Інша ЗМ Бородіна Н. Г. та ін. для відкопування вузьких (до 2 м) і широких (до 5 м) виїмок складається з базового шасі, двосекційного ланцюгового РО з металниками, які прикріплені окремими шарнірами до підйомної рами та шарнірно сполучені між собою за допомогою системи важелів і механізму бічних переміщень (рис. 1.7). Завдяки даній конструкції очікувалось зниження зусиль, що

передаються від РО до БШ, та підвищення її курсової стійкості при розробці широких виїмок.

Універсальність РО дає можливість розробки виїмок різної ширини (рис. 1.7) з бічним переміщенням обох робочих секцій (б), без бічного переміщення однієї секції при неробочій іншій (в), з бічним переміщення однієї секції при неробочій іншій (г), без бічного переміщення двох робочих секцій (д).

Статична рівновага РО значно підвищує стійкість машини та точність проходження поздовжньої вісі виїмки ґрунту. Однак, якщо обидві секції працюють в середині траншеї, то залишається нерозробленим масив ґрунту, оскільки наблизити секції РО близько одна до одної неможливо. Наявна кінематика руху РО та характер його взаємодії з ґрунтом не дозволяють зменшити пульсації крутного моменту на приводі ланцюгів секцій та тягового зусилля всієї машини. Оскільки ланцюговий РО є основним споживачем енергії в балансі потужності, такі пульсації негативно впливають на всі показники роботи машини.

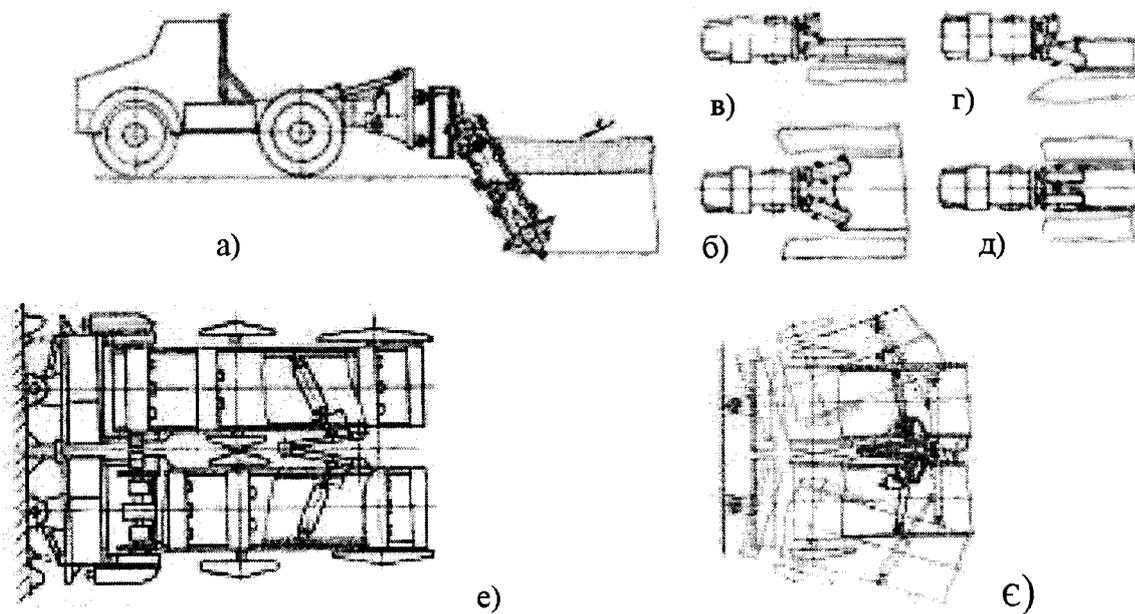


Рисунок 1.7 – Універсальна землерийна машина: а) - загальний вигляд ЗМ; б, в, г, д) - схеми відкопування виїмок; е) - конструктивна схема робочого органу; є) - механізм бічних переміщень

Торцеві фрези, встановлені з обох боків РО, дозволяють викопувати котловани з рівними бічними стінками. Зміна ширини котловану забезпечується механізмом бічного переміщення РО шляхом зміни кута повороту РО в горизонтальній площині. Відкопування котлованів глибиною понад 1 м проводиться пошаровою розробкою в кілька проходів. При відключеному від роботи механізмі бічного переміщення, машина відкопує траншеї шириною, що дорівнює ширині робочого органу [38].

Серед недоліків ПЗМ-1 з ланцюгово-ківшевим РО можна виділити наступні: внаслідок кінематики зачеплення з ведучими зірочками мають місце недостатня довговічність і висока динамічність у роботі тягового ланцюга РО; порівняно низька продуктивність, особливо при відкопуванні виїмок на сильно в'язких і надто вологих ґрунтах; на твердих і мерзлих ґрунтах розробляти широкі виїмки неможливо; використання додаткових механізмів (лебідок) на колісних тракторах для створення необхідного тягового зусилля при відкопуванні виїмок у мерзлих ґрунтах і на місцевостях з надмірно зволженими поверхнями.

В подальшому, колективом під керівництвом О.В. Бикова, було розроблено конструкцію ПЗМ-2 (рис. 1.9), яка за конструктивними особливостями подібна до ПЗМ-1, але замість ланцюгово-ківшевого встановлено ланцюгово-балковий РО, який мав забезпечити розробку котлованів у мерзлих і твердих ґрунтах супутнім фрезеруванням. Розробку і подрібнення ґрунту здійснюють ріжучі елементи – різці, закріплені на бічній балці у певному порядку. Транспортування розробленого ґрунту із забою здійснюється в міжбалковому просторі і компактно укладається в бруствер за допомогою метальника.

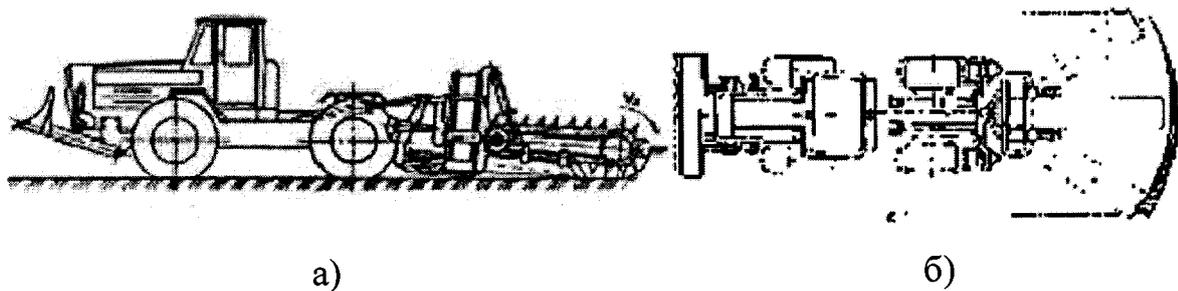


Рисунок 1.9 – Землерийна машина ПЗМ-2: а) - вигляд з боку; б) - вигляд в плані та схема розробки стружки ґрунту

За конструктивною схемою ПЗМ-1 і ПЗМ-2 під час відкопування котлованів розробка ґрунту здійснюється стружками серповидної форми (нерівномірної товщини) за рахунок поєднання поступального руху базового шасі і віяльно-поступальної бічної подачі РО на забій. Особливістю робочого процесу даних машин є те, що товщина стружки в плані змінюється в залежності від кута повороту РО відносно вертикальної вісі установки робочого обладнання до тягача (базового шасі) [21].

Як свідчить кінематичний аналіз, будь-який РО розглянутих УЗМ, здійснює простий коливальний рух в горизонтальній площині відносно вертикальної вісі, розташованої на кормі базового шасі, може розробляти забій в цій площині стружками нерівномірної товщини у вигляді серпа, клина, тощо. Мінімальна величина товщини стружки припадає на початковий момент переміщення РО в забої від одного з крайніх положень, а максимальна – на протилежне крайнє положення, що, в той же час, викликає значні пульсуючі зовнішні навантаження на РО.

Шляхом введення додаткового переміщення РО в забої в режимі відкопування котлованів можливо підвищити продуктивність машини та зменшити нерівномірність навантажень УЗМ. Дане додаткове переміщення призначене для вирівнювання товщини стружки в горизонтальній площині. Конструкція розглянутих навісок робочих органів УЗМ та механізмів їх приводу не забезпечує реалізацію необхідної для робочого процесу кінематики, при якій виїмка формувалась би стружками рівномірної товщини.

Відома інша конструкція УЗМ [39], що складається із проміжної рами, шарнірно прикріпленої одним кінцем до базового шасі, а протилежним від шасі кінцем – з рамою РО. Пара незалежних гідравлічних циліндрів, що приводяться в дію гідравлічними насосами, які регулюються за допомогою системи керування живленням гідравлічного насоса, пристосовані таким чином, що за час коливального руху РО в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції даного коливального руху РО на

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

21

Лист № докум. Підп. Дата

напрямок руху машини був практично рівним за значенням вектору руху шасі в протилежному напрямку.

Недоліком зазначеної конструкції УЗМ [39] є те, що траєкторія руху ріжучих периметрів ківшів РО не гарантує розробку котлованів рівномірними стружками при різних швидкостях руху машини.

Завдання забезпечення можливості зміни траєкторії руху ріжучої частини РО з метою розробки котловану рівномірними стружками заданої товщини при різних швидкостях руху машини та різній ширині котловану залишається невирішеним.

Запровадивши додаткове переміщення РО в забої при відкопуванні котловану та забезпечивши пропорційну реальній швидкості руху машини величину випереджаючої подачі РО на забій в кінці кожного півциклу робочого процесу можливо знизити нерівномірність зовнішніх навантажень на РО машини..

Однак проблема адаптації керування значенням випереджаючої подачі РО на забій, відповідного алгоритму керування залежно від реальної швидкості руху УЗМ вздовж поздовжньої вісі забою, конструктивних параметрів машини, умов взаємодії РО і машини з ґрунтом, а також розробки поверхні ґрунту в забої стружками постійної товщини в плані потребує вирішення.

1.3 Аналіз застосовування землерийних машин та їх можливостей для підвищення ефективності механізації виконання земляних робіт

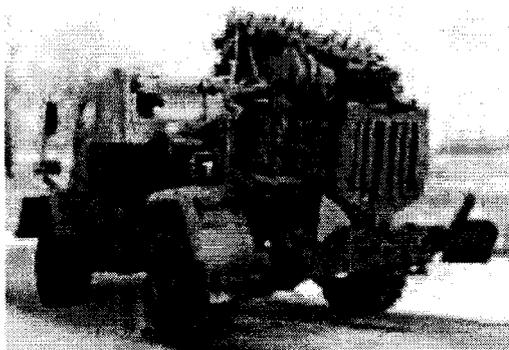
На даний час для земляних робіт, у тому числі фортифікаційних, застосовуються траншейно-котлованні УЗМ ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01, котлованні машини МДК-3 та одноківшеві екскаватори ЕОВ-4421.

Полкові землерийні машини ПЗМ-2 (рис. 1.10, а) і ПЗМ-3 на базі колісного трактора Т-155 з двигунами СМД-62 потужністю 122 кВт і ЯМЗ-236 потужністю 129 кВт відповідно та модернізована ПЗМ-3-01 (рис. 1.10, б) на базі шасі автомобіля КраЗ-5233НЕ з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 потужністю 243 кВт,

дійснюють відкопування траншей і котлованів у немерзлих і мерзлих ґрунтах IV категорій [24, 26].



а)



б)

Рисунок 1.10 – Полкові землерийні машини ПЗМ-2 (а) та ПЗМ-3-01 (б)

Особливістю УЗМ ПЗМ-3-01 порівняно з ПЗМ-2 і ПЗМ-3 є те, що для поліпшення технічних характеристик (продуктивності, маневреності, надійності, транспортабельності) її вперше виготовлено на шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ. Її конструкцією робоче обладнання ПЗМ-3-01 подібне до ПЗМ-2 і ПЗМ-3 [27], але відрізняється конструкцією роздавальної коробки, що містить додатково планетарний ряд на виході, змінено конструкції бічних фрез та вмонтовано дві борні лижі з боків РО для покращення можливостей розробки міцного та мерзлого ґрунту в котлованному режимі.

До складу робочого обладнання даної машини входять ланцюгово-балковий РО з поперечними фрезами та роторним лопатевим метальником ґрунту, механізм швидкого віяльно-поступального переміщення РО, бульдозерна установка та тягова передача. Робочу швидкість руху забезпечує вбудований в коробку передач редукторозменшувач. Привід РО УЗМ здійснюється через механічну передачу від борної лижі відбору потужності.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

Універсальність розглянутих ЗМ забезпечується за рахунок наявності механізму бічного віяльно-поступального переміщення РО під час відкопування котлованів. При відкопуванні траншеї механізм бічного віяльно-поступального переміщення РО відключається, коли ширина виїмки дорівнює ширині фунторозробного РО. Розкопка котлованів глибиною до 3 м проводять шаровою розробкою ґрунту (ширина 2-3,5 м для 1 шару, або 3-3,5 м для 2-3 шарів). Профілі виїмок, що відкопуються УЗМ ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01, представлено на рис. 1.11.

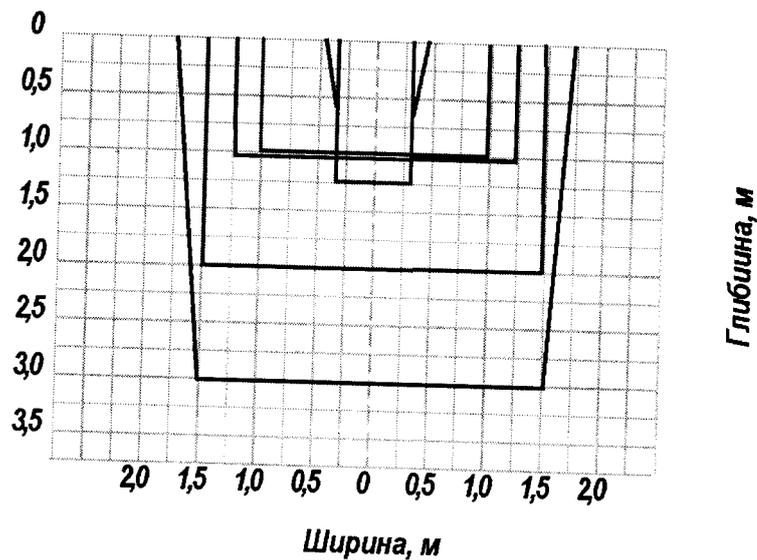


Рисунок 1.11 – Профілі виїмок, що відкопуються УЗМ: ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01

Котлованна машина МДК-3 (рис. 1.12), змонтована на шасі МТ-Т, розкопує котловани для укриттів і зберігання великогабаритної бойової техніки в ґрунтах I-V категорій [28].

До робочого обладнання МДК-3 входять фрезерний РО бічного копання з металником, плугами та відкісниками, бульдозер та розпушувач. Робоча швидкість руху забезпечується гідроходозменшувачем, а привід РО від двигомотору здійснюється через механічну передачу.

В основному розглянуті ЗМ є застарілими зразками радянської інженерної техніки (за винятком ПЗМ-3-01), які самі по собі не можуть позитивно вплинути на ефективність виконання поставлених завдань.

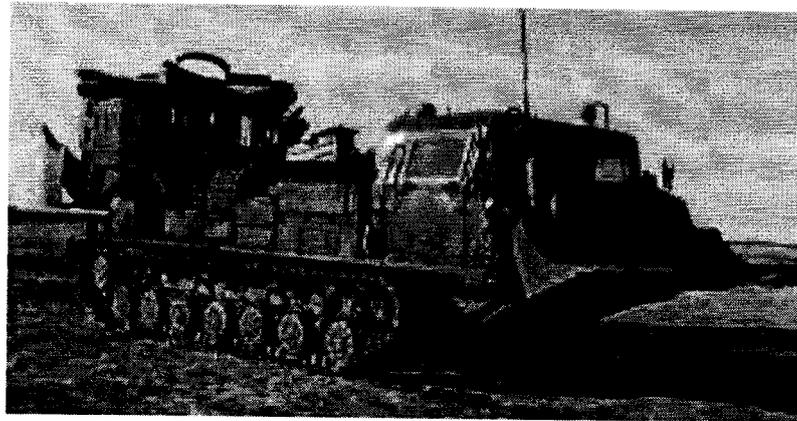


Рисунок 1.12 – Землерийна машина МДК-3

Заслужують на увагу конструкції ЗМ безперервної дії іноземної військової техніки, а саме УЗМ Qgmc та траншейні машини ТМК-3 і БТМ-4М.

Конструкція РО УЗМ Qgmc виробництва Qingzhou Honorsun Trade Co., Ltd., КНР (рис. 1.13) аналогічна конструкції ПЗМ-2, розробленої ОКБ «Будшляхмаш» (м. Київ). УЗМ Qgmc встановлена на колісному шасі з дизельним двигуном Cummins 6СТ8.3-С215 номінальною потужністю 162 кВт і максимальним крутним моментом 872 Нм. Робоче обладнання оснащено ланцюгово-скребковим РО зі швидкістю різання від 0 до 2,1 м/с та роторним метальником з можливістю реверсного обертання і безступеневого регулювання швидкості обертання в діапазоні від 0 до 125 об/хв. Особливістю машини Qgmc є гідروб'ємний привід ланцюгового РО та метальника ґрунту [40].

Траншейна машина ТМК-3 (рис. 1.14) використовується для відкопування траншей і ходів сполучень в мерзлих і немерзлих ґрунтах I-IV категорій при оснащенні позицій військ. Завдяки оснащенню екскаваторним і бульдозерним РО, ТМК-3 може відривати траншеї та котловани для укриття та зберігання техніки. Машина ТМК-3 розроблена ОКБ «Будшляхмаш» (м. Київ), а науковий супровід розробки та виготовлення машини здійснювався Національним транспортним університетом.

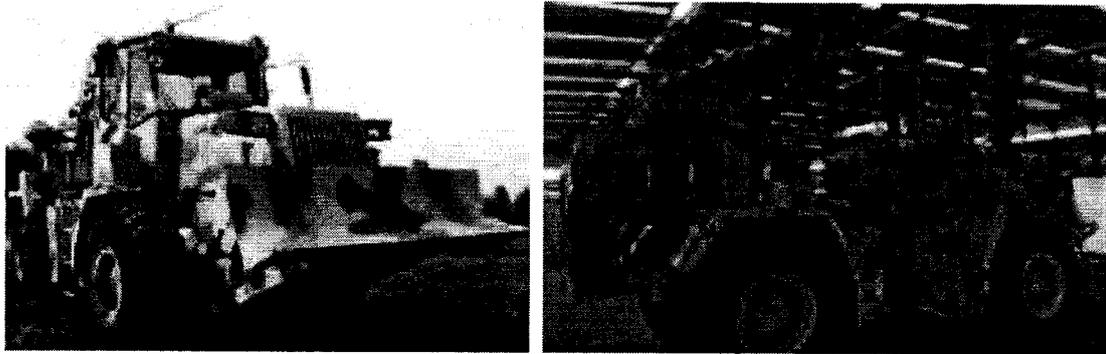


Рисунок 1.13 – Універсальна землерийна машина Qgmc (Китай)

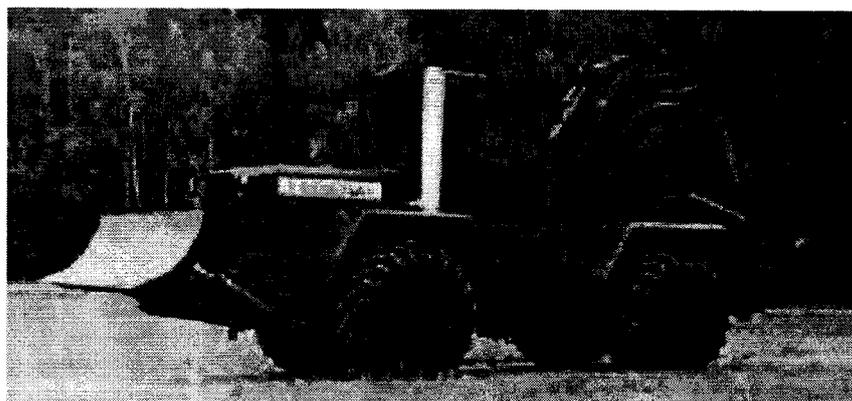


Рисунок 1.14 – Траншейна машина ТМК-3

Траншейна машина БТМ-4М (рис. 1.15) з двигуном потужністю 630 кВт застосовується для відкопування траншей і ходів сполучень у мерзлих і намерзлих ґрунтах I - IV категорій. Робоче обладнання БТМ-4М було спроектовано ОКБ "Будшляхмаш" (м. Київ).

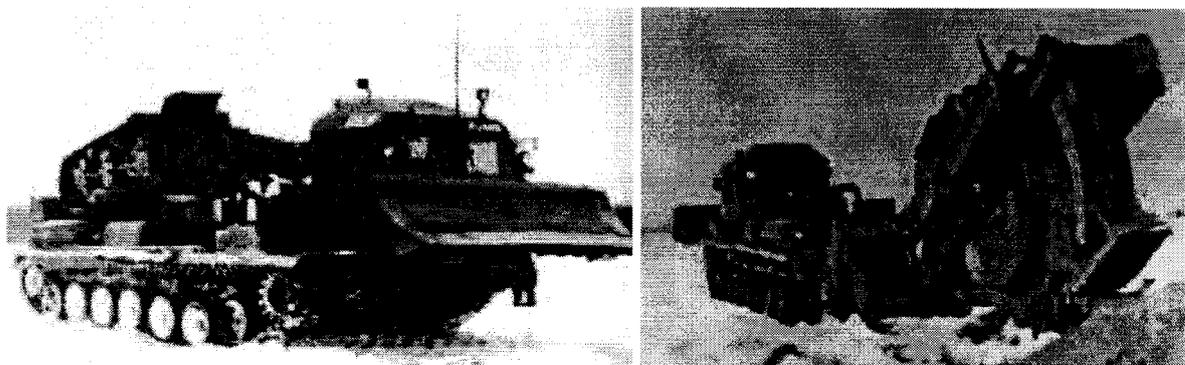


Рисунок 1.15 – Траншейна машина БТМ-4

Аналізуючи продуктивність (табл. 1.1) вищевказаних землерийних машин безперервної дії та профілі виїмок ґрунту (рис. 1.11), розроблених ними під час ФО варто зазначити, що ЗМ ТМК-3 і БТМ-4 є більш продуктивними за ПЗМ-2, ПЗМ-3 і ПЗМ-3-01 у 2-5 разів при відкопуванні траншей, а при відриванні котлованів машина МДК-3 продуктивніша більше ніж у 5 разів. Однак, ТМК-3 і БТМ-4 відкопують тільки траншеї, а МДК-3 – тільки котловани певного профілю, в свою чергу, як ЗМ типу ПЗМ здійснюють відкопування усіх вищевказаних типів виїмок.

Таблиця 1.1 – Продуктивність та розміри виїмок, що відкопуються ЗМ безперервної дії

№ п/п	Назва землерийної машини	Технічна продуктивність, м/год / (м ³ /год)	Глибина виїмки, м	Ширина виїмки в ґрунтах, м			
				в немерзлих		в мерзлих	
				по верху	по дну	по верху	по дну
Відривання траншей ¹							
1	ПЗМ-2	180/35	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
2	ПЗМ-3	300-400/50-80	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
3	ПЗМ-3-01	225-400/50-80	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
4	Qgmc	180/60	1,2/2,0	0,9	0,65	0,65	0,65
5	ТМК-3	500-800/80-100	1,1/1,5	1,1	0,6	0,6	0,6
6	БТМ-4М	1000-1200/250-300	1,1/1,5	1,1	0,6	0,9	0,6
7	ЕОВ-4421	70 – 90	1,2 – 1,5	0,9	0,9	0,9	0,9
Відривання котлованів ²							
1	ПЗМ-2	140/-	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
2	ПЗМ-3	140-160/40-50	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
3	ПЗМ-3-01	140-160/40-50	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
4	Qgmc	140/-	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
5	МДК-3	480 – 900	2,5 – 3,5	3,7 – 12,0	3,7 – 12,0	-	-
6	ЕОВ-4421	90 – 110	2 – 3,25	4,0 – 2,5	4,0 – 2,5	-	-

Примітки: 1 - продуктивність при відкопуванні траншей (м/год.), в чисельнику - в немерзлих, в знаменнику - в мерзлих ґрунтах;

2 - продуктивність при відкопуванні котлованів (м³/год.), в чисельнику - в немерзлих, в знаменнику - в мерзлих ґрунтах.

Отже, з розглянутих конструкцій ЗМ безперервної дії повною універсальністю володіють тільки землерийні машини типу ПЗМ.

Під час аналізу конструкцій сучасних ЗМ безперервної дії у галузях народного господарства, з метою оцінки та порівняння їх технічних можливостей та можливості застосування при ФО, встановлено, що для механізації земляних робіт використовуються багатоківшеві екскаватори поздовжнього копання з ланцюговими (ЕТУ, ЕТС) і роторними (ЕР, ЕТР), ківшовими (ЕТЦ-201, ЕТР-224, ЕТР-162) і безківшовими (ЕТЦ-250, ЕТС-252, ЕТР-134) робочими органами [41]. Вони виконують відкопування виїмок прямокутного та/або трапецієподібного перерізу різного призначення в мерзлих і немерзлих ґрунтах I-II категорій.

Модельний ряд екскаваторів поздовжнього копання безперервної дії, що випускаються, не новий і досить одноманітний. Вони здійснюють відкопування виїмок у ґрунті тільки певних розмірів, а зміна параметрів виїмок можлива шляхом конструктивного переобладнання їх РО. Приблизно 40% розглянутих ЗМ виробляють траншеї майже однакової глибини і відрізняються тільки шириною копання.

Залежно від конструктивних особливостей та технічних параметрів більшість даних ЗМ мають різні показники технічного рівня механізмів, агрегатів та машин в цілому.

Розглянутим конструкціям сучасних землерийних машин безперервної дії у галузях народного господарства характерна мала універсальність РО та малоефективність при ФО через низьку мобільність, маневреність та великі габаритні розміри та.

Якщо припустити, що лінійні розміри траншей та котлованів визначають конструктивні особливості РО, то таке різноманіття виїмок вимагало б виготовлення різних типів ЗМ або змінного оснащення для їх відкопування. Такий підхід є економічно не вигідним і малоефективним. Використання високопродуктивних УЗМ безперервної дії дозволяє якісно виконувати великі обсяги земляних робіт за короткий проміжок часу.

За останні десятиліття провідні іноземні виробники внесли значний внесок у розробку та розвиток сучасних високопродуктивних ЗМ безперервної дії, найбільш визначними з яких є: Tesmec USA Inc. (Італія/США) [34] (рис. 1.16, 1.18); Eagle Trenchers (США) [33] (рис. 1.17); Trencor American Augers (США) [31] (рис. 1.19); Vermeer (США) [32]; Talon Trenchers (США) [35]; Wolfe Heavy Equipment [36] тощо.

Залежно від функціонального призначення траншейні екскаватори безперервної дії застосовуються для: прокладання траншей у сільському господарстві (меліорація або зрошування земель); при будівництві магістральних водопроводів і нафтопроводів; прокладання траншей в комунальній сфері при статкуванні каналізаційних та водопровідних мереж; прокладання енергетичних оптоволоконних кабелів, мереж зв'язку та ін.

Параметри траншей, розроблених траншейними екскаваторами безперервної дії поздовжнього копання іноземних виробників:

ланцюгові безківшеві: глибина - 2,4 - 7,2 м, ширина - 0,61 - 1,83 м.

роторні ківшеві: глибина - 1,2 - 3,0 м, ширина - 0,76 - 1,83 м.

фрезерні дискові: глибина - 0,65 - 1,5 м, ширина - 0,18 - 0,41 м.

фрезерні барабанні: глибина - 0,5 - 0,58 м, ширина - 3,07 - 3,75 м.

Властивості траншейних екскаваторів безперервної дії від провідних іноземних виробників, що забезпечують надійність при експлуатації та високу продуктивність під час виконання роботи:

- машини обладнані економічними та високоякісними дизельними двигунами (John Deere, Caterpillar, MTU, Cummins Engine);

- машини здебільшого змонтовані на гусеничних рушіях, які рівномірно розподіляють вагу машини по опорній поверхні та забезпечують високі зчіпні властивості з поверхнею ґрунту;

- широкий спектр застосування гідроприводів в робочому обладнанні;

- ґрунторозробні РО оснащені індивідуальними типами карманів, зубів і лопатів, що пристосовані до особливостей ґрунтового середовища, що розробляється;

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

29

- машини оснащуються та додатковими системами безпеки та контролю для забезпечення надійної експлуатації в залежності від природних умов та умов місцевості, в яких планується застосування ЗМ, а також встановлюються пристрої та робочі інструменти, що відповідають особливостям ґрунтів, які будуть розроблені РО;

- машини обладнуються електронною системою управління, яка покращує ефективність роботи траншейного екскаватора, максимізує ефективність роботи при відкопуванні траншей, робить роботу машини менш залежною від вичок оператора, внаслідок чого підвищується продуктивність роботи;

- встановлення системи наведення 3D GPS дозволяє автоматично контролювати глибину траншеї та нахил машини під час роботи, автоматично керувати за заданим маршрутом руху, оптимізувати рух за маршрутом.

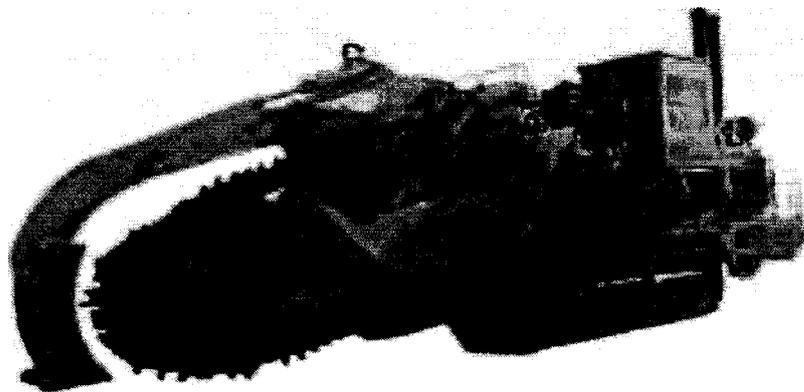


Рисунок 1.16 – Ланцюговий траншейний екскаватор Tesmec 1675XL EVO

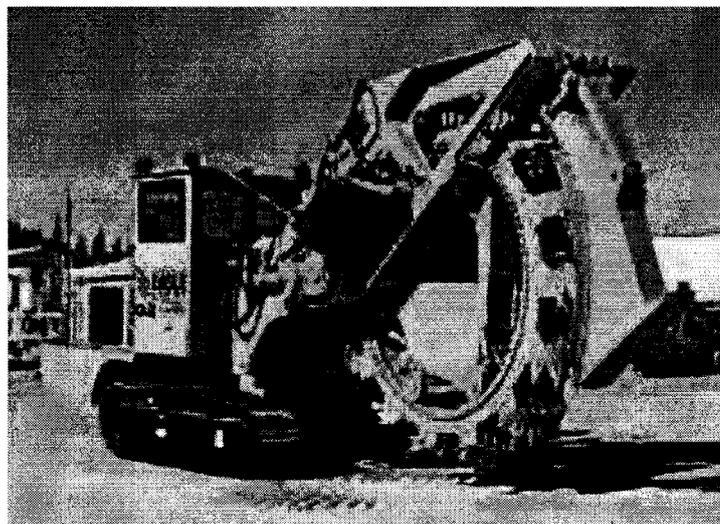


Рисунок 1.17 – Роторний траншейний екскаватор New Eagle 7500

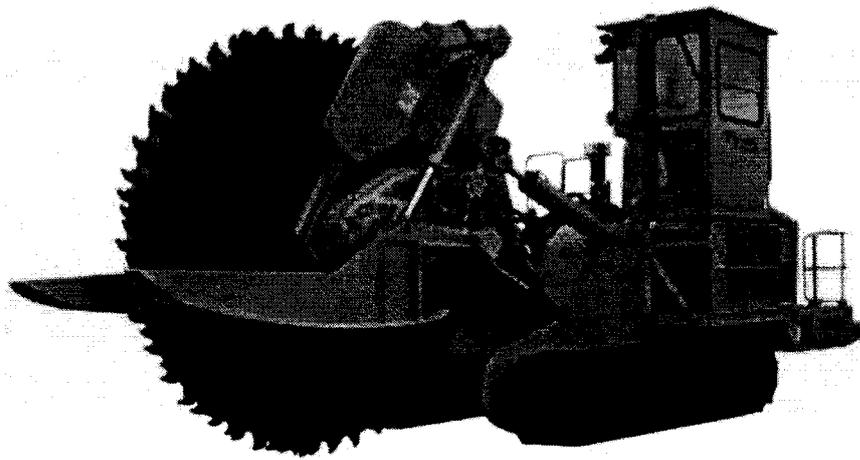


Рисунок 1.18 – Фрезерний траншейний екскаватор Tesmec 1075

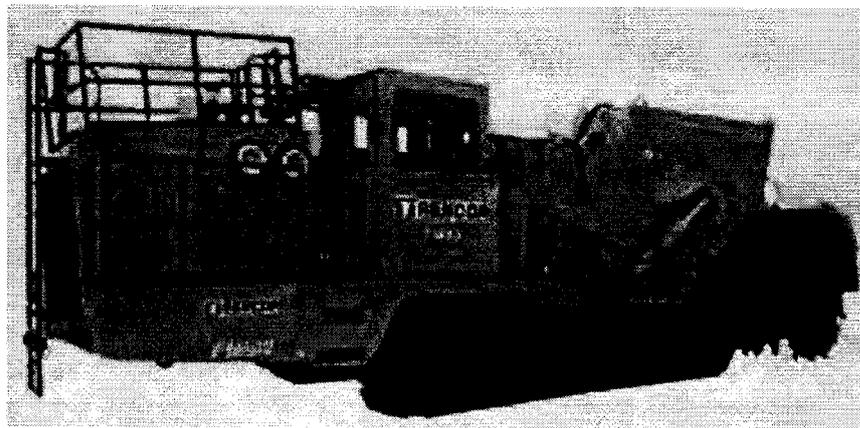


Рисунок 1.19 – Фрезерний траншейний екскаватор Trencor 1460

Модельний ряд траншейних екскаваторів безперервної дії поздовжнього напрямку іноземних виробників дуже різноманітний. Однак, вони здійснюють відкопування виїмок у ґрунті тільки певних розмірів, а зміна параметрів виїмок можлива шляхом конструктивного переобладнання РО. Їх конструкції мають високу універсальність РО, низьку маневреність і мобільність, досить великі баритно-вагові показники.

Залежно від конструктивних особливостей та технічних параметрів більшість даних ЗМ мають різні усталені концепції виробників щодо їх конструкцій, показники технічного рівня механізмів, агрегатів та машин в цілому, рівень автоматизації робочих процесів.

Висока продуктивність траншейних екскаваторів безперервної дії ґрунтового виробництва досягається завдяки: максимальному використанню потужності двигуна; зниженню навантажень на вузли трансмісії; індивідуальному вибору ґрунторозробного інструменту (зубів), типів карманів, моделей і ківшів РО, які відповідають ґрунтовому середовищу, яке потрібно розробити; зменшенню залежності роботи машини від навичок оператора шляхом використання електронних систем керування.

Потреба підвищення універсальності нових конструкцій землерийних машин та зменшення стандартних розмірів уже існуючих, вимагає розробки високопродуктивних, надійних і довговічних УЗМ безперервної дії, здатних працювати з тим самим РО, не змінюючи його конструктивних параметрів, розробляти ківшки в ґрунті різних лінійних розмірів, при цьому забезпечуючи збільшення продуктивності їх виробництва.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Аналізуючи відомі конструкції УЗМ безперервної дії на предмет їх конструктивної досконалості та досконалості кінематики руху ґрунторозробного РО встановлено, що конструкції робочого органу, навісок на базові шасі та механізми їх бічного переміщення обрані, виходячи з конструктивних міркувань.

2. Технічні можливості існуючих УЗМ безперервної дії показують, що їх конструкції досягли технічної досконалості, а резерви підвищення продуктивності при відкопуванні поздовжніх траншей заданого розміру практично вичерпані.

3. Результати досліджень конструкцій УЗМ безперервної дії за патентними матеріалами, випробувань дослідних зразків землерийних машин вказують на відсутність чіткого наукового підходу до вибору конструктивних рішень робочого обладнання УЗМ по їх створенню.

4. Відомі конструкції вітчизняних та іноземних траншейних екскаваторів безперервної дії мають доволі різноманітний модельний ряд, однак, відкопування

Виймок у ґрунті здійснюється тільки певних розмірів, а зміна параметрів виймок можлива шляхом конструктивного переобладнання робочого обладнання.

5. Раціональною конструкцією ґрунторозробного робочого органу УЗМ зперервної дії варто вважати ківшевий ротор, а підвищити продуктивність машини можливо за рахунок розробки ґрунту стружками рівномірною товщиною.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		33

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РАЦІОНАЛІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ УЗМ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

2.1 Аналіз характеру руху робочого органу УЗМ безперервної дії

Особливістю УЗМ безперервної дії є те, що поздовжні виїмки різних лінійних розмірів (наприклад ширини) можуть бути розроблені одним і тим самим РО без конструктивних змін. Мінімальна ширина виїмки (траншея) дорівнює ширині РО, а максимальна ширина – визначається конструктивно-кінематичними параметрами РО. Відкопування виїмок на глибину, що перевищує максимальну глибину копання за один прохід, виконують за кілька послідовних проходів [23].

Під час відкопування широких виїмок (котлованів) процес розробки ґрунту робочим органом УЗМ здійснюється за рахунок поєднання кількох рухів, зокрема різання ґрунту РО внаслідок обертання ротора зі швидкістю ω (V_p); поздовжньої подачі його на забій завдяки поступальному руху машини зі швидкістю V_e ; бічної подачі РО на забій в горизонтальній площині шляхом зворотно-поступального руху зі швидкістю V_{bn} . Поєднання даних рухів характеризується як віяльно-поступальний рух РО. Розробка виїмки мінімальної ширини здійснюється без забезпечення бічного переміщення РО відносно поздовжньої вісі машини $V_{bn} = 0$.

Процес роботи УЗМ є безперервним і в будь-який момент часу відбувається: відрив ґрунту від масиву, захоплення відокремленого ґрунту РО та переміщення його до місця розвантаження ґрунту у відвал або в транспортний засіб.

Ще однією особливістю процесу роботи УЗМ є його циклічність. Повний

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РАЦІОНАЛІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ УЗМ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ	Лім.	Лист	Листів
роб.	Бакушін		27.12			34	
ревір.	Шаповал		26.12				
зник	Шаповал		26.12				
онтр.	Васильєв		16.01				
зв.	Орисенко						
				Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТР 2023 р.			

Цикл руху РО в заборі здійснюється шляхом його переміщення від одного крайнього положення (бічної стінки виїмки в ґрунті) до протилежної бічної стінки і потім у зворотному напрямку, тобто повернення у вихідне положення. Переміщення РО від однієї бічної стінки котловану до протилежної становить півцикл його руху.

В залежності від конструктивної схеми механізму навіски РО на базовому шасі, способу бічного руху РО, кінематичних параметрів переміщення та співвідношення швидкостей поздовжнього переміщення машини і бічної подачі РО (V_e/V_{bn}), траєкторія його руху в процесі заглиблення у ґрунт на рівні поверхні ґрунту може мати форму клина, або серпа (рис. 2.1).

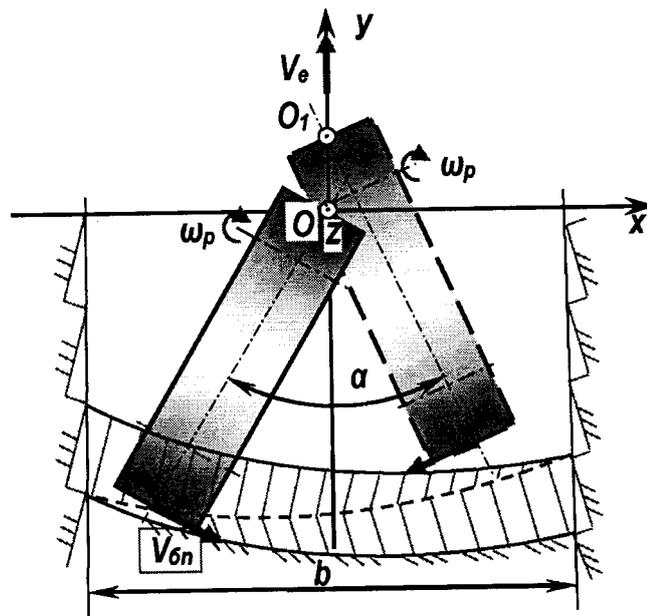


Рисунок 2.1 – Схема руху РО УЗМ в заборі з одноланковою, одношарнірною навіскою РО

Серед широко відомих УЗМ безперервної дії є машини ПЗМ-2 та її модифікація ПЗМ-3 з ланцюговим ґрунторозробним РО, які мають одноланкову, одношарнірну навіску на базовому шасі. Бічне циклічне переміщення РО відносно поздовжньої вісі машини при формуванні широких, поздовжніх виїмок забезпечується двома гідроциліндрами вібрування РО відносно упряжного ґрунтіра, закріпленого на кормовій частині базового шасі.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист
35

Конструктивна схема навіски ґрунторозробного РО дозволяє здійснювати розробку широких, поздовжніх виїмок у режимі віяльно-поступальної подачі РО за забій стружками серповидної форми нерівномірної товщини, що змінюється від нуля до заданого максимального значення за кожен напівцикл руху РО в забої (рис. 2.1). Процес розробки ґрунту характеризується великими змінними (пульсуючими) навантаженнями деталей конструкції РО, нерівномірністю навантаження приводу та машини в цілому, в результаті чого знижується потенційна теоретична продуктивність ЗМ майже в 2 рази [42].

Цей факт також підтверджують результати досліджень [46, 47], які показують, що за рахунок зменшення нерівномірності навантажень на РО при розробці широких, поздовжніх виїмок з 60 до 20 % продуктивність УЗМ можна збільшити на 25 %.

Враховуючи вищевикладене, можна стверджувати, що для досягнення підвищення продуктивності УЗМ необхідно знизити та стабілізувати навантаження на РО шляхом розробки ґрунту стружками рівномірної товщини.

2.2 Обґрунтування траєкторії руху РО для розробки широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини

З метою вибору доцільної траєкторії руху РО в плані, при розробці широких виїмок (котлованів) стружками рівномірної товщини, ідеальними умовами роботи УЗМ, необхідно вважати:

- сталість кінематичних характеристик (переміщення базового шасі V_e , віяльної подачі РО $V_{\text{бн}}$ та швидкості різання V_p протягом процесу розробки широкої виїмки $V_e = \text{const}$, $V_{\text{бн}} = \text{const}$, $V_p = \text{const}$;

- збереження прямолінійного переміщення машини та сталість ширини виїмки b .

Зміни характеристик робочого процесу V_e , $V_{\text{бн}}$, b можливі за умови зміни режимів роботи машини, які залежать від ґрунтових умов виїмки, зчеплення рушія машини з поверхнею ґрунту та ширини виїмки.

У зв'язку з тим, що ґрунторозробне робоче устаткування УЗМ має жорстку конструкцію, в якій ріжучі периметри ківшів ротора нерухомо розташовані відносно вісі його обертання, то рух ріжучих периметрів в горизонтальній площині за бою можна охарактеризувати як рух описової точки M , положення якої визначається точкою перетину горизонтальної площини, що проходить через вісь обертання ротора, та центру зовнішніх периметрів ріжучої кромки.

Враховуючи вказані умови, траєкторія, що описується точкою M під час робочого циклу руху РО, без урахування поздовжнього переміщення базового пасі ($V_e = 0$), матиме вигляд лемніскати Бернуллі [44] (рис. 2.2).

Лемніската Бернуллі – це площинна алгебраїчна крива, визначена як геометричне місце точок, добуток значення відстаней від яких до двох заданих точок F_1 і F_2 (фокусів) є сталою величиною, яка дорівнює квадрату половини відстані між фокусами [74]. У декартовій системі координат лемніската Бернуллі описується рівнянням $(x^2 + y^2)^2 - 2a^2(x^2 - y^2) = 0$.

Лемніскат Бернуллі має низку унікальних геометричних властивостей [44], а саме:

- складається з двох пелюсток, симетричних відносно точки O , що є центром між її фокусами F_1 і F_2 ;
- крива – це геометричне місце точок, симетричних відносно точки O , які можуть бути окреслені за допомогою описової точки вихідної ланки;
- крива має два максимуми, які рівновіддалені від точки O і дорівнюють її фокусам F_1 і F_2 , та два мінімуми, які є центром відрізка між її фокусами;
- відстань від максимуму до мінімуму (F_1O або OF_2) по одну сторону від центрального перпендикуляру відрізка між фокусами точки O дорівнює відстані від максимуму (або мінімуму) до точки O ;
- механізми, за допомогою яких описова точка вихідної ланки описує лемніскату, є механізмами циклічної дії.

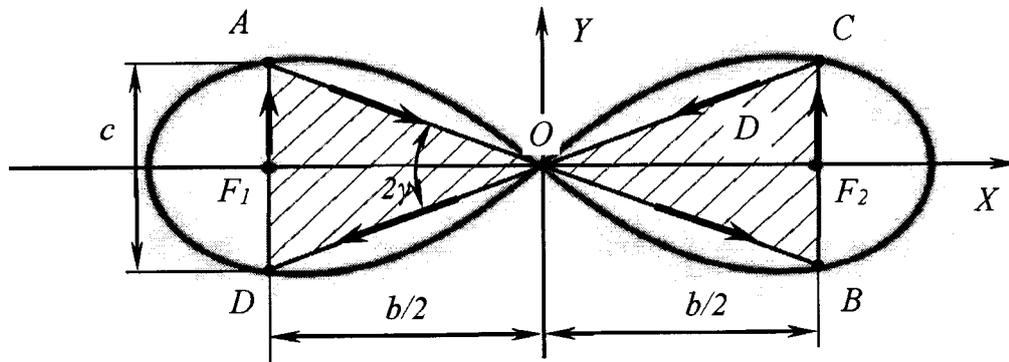


Рисунок 2.2 – Лемніската Бернуллі. Траєкторія, що описується точкою M

Отже, переміщення РО УЗМ в процесі відкопування ґрунту по траєкторії, що описується лемніскатою Бернуллі можна вважати “ідеальною”, тобто такою, що відповідає конкретним умовам роботи УЗМ при заданих значеннях параметрів b , c , V_e і V_{6n} .

Траєкторію руху ріжучих периметрів РО, як деякої функції $y = f(x)$ у декартовій системі координат, можна описати залежністю:

$$y = \frac{V_e}{V_{6n}} x \sqrt{1 - \frac{2^{2n}}{b^{2n}} x^{2n}}, \quad (2.1)$$

де, V_e , V_{6n} – швидкості подачі машини на забій та бічної подачі РО;

x – поточне значення координати, що характеризує бічне переміщення РО;

n – натуральне число з $N = 1, 2 \dots$, причому $n \rightarrow \infty$.

Для спрощення, в залежність (2.1) вводяться обмеження показника степеня $n=16$, який обрано з конструктивної точки зору. У даному випадку наближений математичний опис траєкторії можна записати рівнянням (2.2), а графічне зображення траєкторії матиме вигляд (рис. 2.3), коли її відхилення від «ідеальної» не перевищує 5%.

$$y = 1,27 \cdot \frac{V_e}{V_{6n}} \cdot x \sqrt{1 - \frac{4,3 \cdot 10^9}{b^{32}} \cdot x^{32}} \quad (2.2)$$

Варто зауважити, що чим вищий показник степеня n , тим більша траєкторія переміщення описової точки M вихідної ланки буде набувати вигляду “ідеальної”, яка зображена на рис. 2.3.

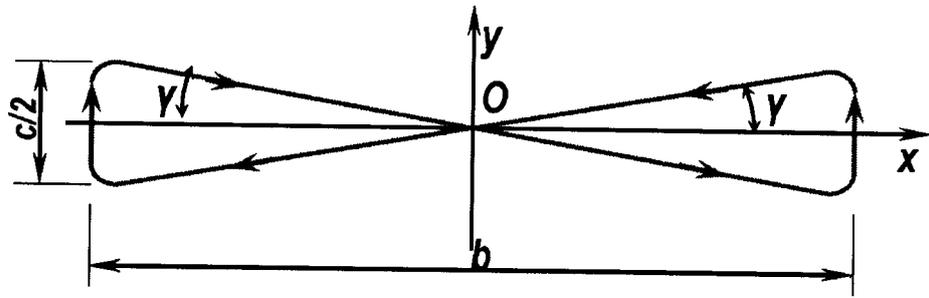


Рисунок 2.3 – Траєкторія руху центру (точка M) ріжучих периметрів ківшів

Відтворення руху реальної конструкції РО за заданою траєкторією (рис. 2.3), описаної в загальному вигляді залежністю (2.1), створює УЗМ, яка може ефективно розробляти виїмки різної ширини при різних ґрунтових умовах. Це буде забезпечено, якщо виконується рівність:

$$c = y_{max} = 2b \frac{V_e}{V_{6n}}, \quad (2.3)$$

де, $b = const$, $V_{6n} = const$, $V_e = var$.

За результатами проведеного вище аналізу можна зробити висновок, що для відтворення руху РО за заданою траєкторією, яка описується рівнянням емпіричної кривої Бернуллі, потрібно створити шарнірний механізм з приводом поперечного переміщення, який має здатність адаптивного керування попереджаючою подачею РО, за допомогою використання необхідних алгоритмів руху робочого оснащення залежно від швидкості подачі РО на забій. Значення попереджаючої подачі РО на забій c , в кінці кожного напівциклу, має бути функціонально пов'язане із шириною виїмки b та швидкістю подачі машини V_e на забій.

2.3 Конструктивний аналіз механізму циклічного бічного переміщення робочого органу під час копання ґрунту

Основним завданням конструктивного аналізу проектованого механізму бічного переміщення РО є визначення умов з'єднання кінематичних пар. За

результатами конструктивного аналізу механізму потрібно: провести аналіз кінетичного ланцюга; здійснити оцінку вхідної та вихідної ланок кінематичної пари механізму; розрахувати структурну формулу кінетичного ланцюга та визначити обмеження, що накладаються на відносний рух кожної ланки кінематичної пари [46].

Реалізація руху по заданій траєкторії у вигляді лемніскати Бернуллі в механізмі здійснюється різними важільними, важільно-повзуновими і кривошипно-шатунними механізмами. До них відносяться: прямолінійно-направляючі механізми, механізми для руху, механізми автоматів, механізми із зупинками тощо. Завдяки своїй конструктивній схемі дані механізми можуть забезпечити рух по певній траєкторії (рис. 2.3), але вони багатоланкові і досить громіздкі, що робить їх використання нераціональним. Тому постає завдання розробити механізм, який би забезпечував рух за заданою траєкторією (рис. 2.3), на основі аналізу існуючих механізмів.

Механізм, що забезпечує рух РО УЗМ за заданою траєкторією (рис. 2.3), має відповідати ряду основних вимог:

- розміри ланок РО та механізму їх приводу мають відповідати обмеженим баритним розмірам базового шасі та розмірам механізму, якщо потрібно відтворити задану траєкторію руху;

- РО вимагає мінімальної кількості ланок і шарнірних з'єднань;

- переміщення ланок РО повинно здійснюватися в горизонтальній площині;

- механізм приводу має забезпечувати переміщення ланок РО відповідно до

умов експлуатації машини: $b = \text{varios}$, $V_e/V_{on} = \text{varios}$.

- переміщення ріжучих периметрів РО (точка M) в горизонтальній площині повинно здійснюватися за законом, описаним у рівнянні (2.1).

Аналіз відомих кривошипно-шатунних з'єднань, повзунових, коромислових механізмів показав, що хоча дані механізми надійно й відтворюють задану траєкторію руху, однак вони конструктивно громіздкі через велику кількість з'єднань, що негативно впливає на їх виготовлення, роботу та безпосередню експлуатацію.

Аналіз конструктивної схеми одноланкової, одношарнірної навіски РО УЗМ на базове шасі та кінематики приводу (рис. 2.1) показує, що такий механізм не частково задовольняє поставлені вимоги, а реалізація даною навіскою даної траєкторії руху РО та розробка широких виїмок стружками ґрунту номірної товщини неможливі.

Розглядаючи переміщення ріжучих периметрів ківшів РО як переміщення масової точки M в горизонтальній площині з центром O , стає зрозумілим, що одержання рівномірної товщини стружки в плані, залежно від умов експлуатації машини: $b = \text{varios}$, $V_e/V_{6n} = \text{varios}$, механізм поперечного переміщення має забезпечувати положення РО в межах нескінченної множини точок, що відносяться до певної області значень « D » на площині XOY (рис. 2.2). Цей діапазон значень « D » відповідає певній умові $D = f(x, y)$, x і y – незалежні параметри. Тобто, область значень « D » описується двома незалежними параметрами. Як наслідок, для плоского механізму, який забезпечує положення РО в будь-якій точці в межах діапазону значень « D », необхідні дві степені вільності, іншими словами, механізм бічного переміщення РО потребує двох незалежних ланок.

Таким чином, одноланковий механізм бічного переміщення РО в горизонтальній площині з однією степінню вільності (одношарнірне з'єднання РО), в основному не може забезпечити урівноваженого переміщення РО для різних умов роботи. Тому розроблений механізм бічного переміщення РО в горизонтальній площині потребує двох степенів вільності.

З точки зору вибору конструктивної схеми механізму навіски РО пропонується звернути увагу на технічні пропозиції щодо створення конструкції роторного бокового органу УЗМ [38, 39]. Конструктивна схема запропонованого механізму поперечного переміщення РО являє собою дволанковий, двошарнірний плоский механізм з незамкнутим кінематичним ланцюгом.

Відповідно до зазначених умов та аналізу існуючих машин і механізмів, що реалізують задану траєкторію руху (рис. 2.3), розроблений механізм поперечного переміщення РО має бути дволанковим, двошарнірним плоским механізмом з

ма степенями вільності. У цьому випадку рух вихідної ланки механізму описується описовою точкою M . Дана точка розташована на ріжучому краю шів ротора і здійснює плоско-паралельний рух по траєкторії, що має вигляд еліптичної кривої Бернуллі.

У цьому випадку вхідна ланка m з'єднана одним вертикальним шарніром із вхідною частиною базового шасі та другим вертикальним шарніром із вихідною ланкою механізму бічного переміщення n , на якій закріплено роторний орган. Ці ланки утворюють дві кінематичні пари обертання p_5 V-го класу (рис. 2.4). Структурна формула кінетичного ланцюга p_5p_5 [45].

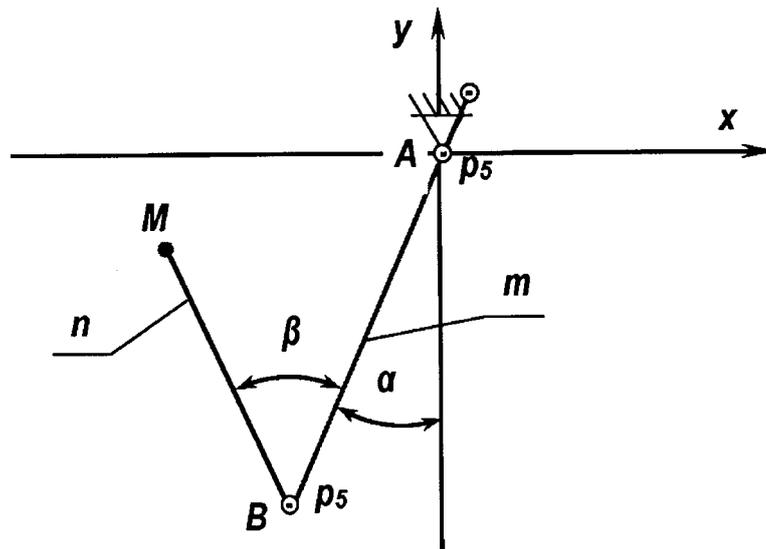


Рисунок 2.4 – Конструктивна схема навіски робочого органу

Отже, запропонований механізм для переміщення РО УЗМ, який зображений на конструктивній схемі (рис. 2.4), дозволяє переміщувати точку M через будь-які точки, що відповідають області значень «D» (рис. 2.2). Під час забезпечення руху ланок m і n за визначеними законами $\alpha = \varphi(t)$ і $\beta = \psi(t)$ відповідно, можна відтворити потрібну траєкторію (рис. 2.3), використовуючи такі параметри $b = \text{varios}$, $V_e/V_{\delta n} = \text{varios}$.

2.4 Кінематичний аналіз приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ

2.4.1 Огляд кінематичної схеми механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ

Конструктивна схема навіски РО на базовому шасі визначає переміщення РО за заданою траєкторією руху та визначає положення ланок проектованого механізму. Одна з можливих раціональних кінематичних конструктивних схем бічного переміщення РО УЗМ в забої під час копання ґрунту представлена на рис. 2.5.

Для розробленого механізму (рис. 2.5) необхідно провести кінематичний аналіз, визначити лінійні та кутові швидкості ланок, лінійні параметри механізму та розробити алгоритм управління переміщенням ланок механізму.

Переміщення РО землерийних, вантажопідйомних і дорожніх машин, виконання їх зворотно-поступального руху та забезпечення великих зусиль при малих габаритних розмірах досягається за допомогою гідрооб'ємних приводів. Використання цих приводів гарантує плавне переміщення ланок механізмів, високу частоту реверсу, автоматизацію управління робочим процесом та високу експлуатаційну надійність.

Розглянемо кінематичну схему створеного механізму приводу дволанкової, шарнірної навіски РО (рис. 2.5) згідно приведеної конструктивної схеми.

Згідно з приведеною конструктивною схемою навіски (рис. 2.4), переміщення ланок m і n РО в горизонтальній площині реалізується механізмом бічного переміщення РО, де для кожної з ланок передбачено індивідуальний привід. Цей привід включає два гідроциліндри для кожної ланки (рис. 2.5). Керування приводом ланки m здійснюється гідроциліндрами 7 та 8 через привідне плече AE , де шарнір A розміщений на уп'язному шарнірі базового шасі. Корпуси гідроциліндрів 7 та 8 закріплені шарнірно в точках P і D на рамі базового шасі, а штоки з'єднані шарнірно з віссю E ланки m .

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист
43

Привід ланки n , яка за допомогою шарніру B сполучена з ланкою m , реалізується через привідне плече BC гідроциліндрами 5 і 6. Корпуси цих гідроциліндрів шарнірно закріплені в точках F і T з ланкою m , а штоки в точках G і U – до ланки n . Під час формування широких протяжних виїмок бічні переміщення ланок m і n відносно поздовжньої вісі базового шасі забезпечуються активним керуванням переміщенням цих ланок.

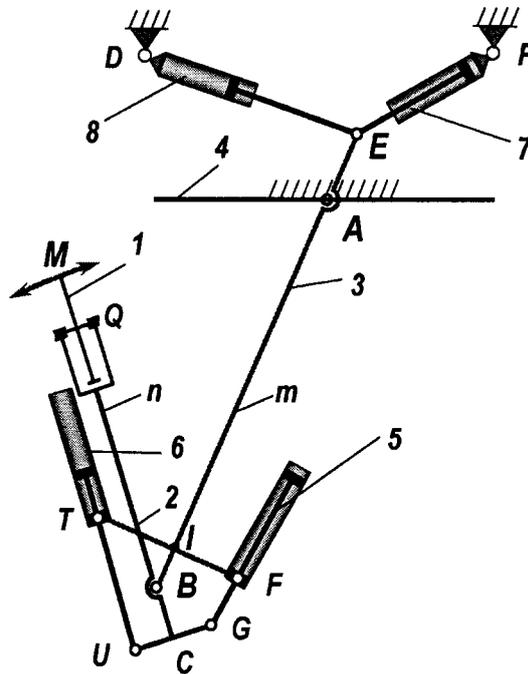


Рисунок 2.5 – Кінематична схема механізму приводу бічного переміщення РО: 1 - ротор; 2 - рама робочого органу (ланка n); 3 - проміжна рама (ланка m); 4 - навіска робочого органу на кормі базового шасі; 5, 6 - гідроциліндри коливання ланки робочого органу; 7, 8 - гідроциліндри коливання проміжної рами

Такий тип руху РО характеризується як віяльно-поступальне переміщення РО (рис. 2.6). Бічне переміщення РО в забої зі швидкістю V_{6n} реалізується за допомогою одночасного руху двох ланок навіски проміжної рами (ланки m) навколо шарніра A та рами робочого органу (ланки n) – навколо шарніра B . Розроблений ґрунт, зібраний ківшами ротора 1 (рис. 2.5), переноситься із забою в стальник, звідки транспортується у бруствер. При визначеній частоті обертання ротора відцентрові сили, що виникають під час впливу на ґрунт, забезпечують розвантаження ківшів.

У результаті відзначимо, що розроблення ґрунту в забої, згідно з обраною кінематичною схемою навіски (рис. 2.5), реалізується за допомогою виконання трьох рухів РО: поздовжньої подачі базового шасі на забій із швидкістю V_e , вирізання ґрунту ківшами ротора із швидкістю V_p , а також протно-поступального бічного переміщення РО відносно поздовжньої вісі шасі із швидкістю V_{bn} .

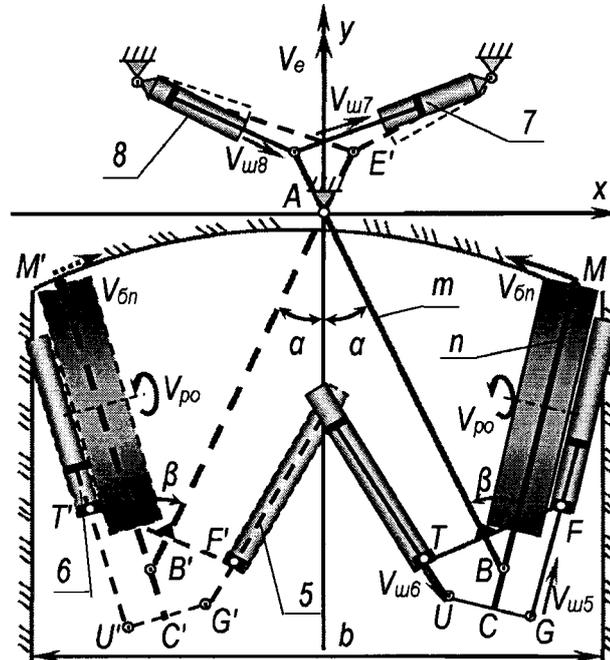


Рисунок 2.6 – Схема віяльно-поступального руху ланок навіски РО: 1 - шасі; 2 - рама робочого органу (ланка n); 3 - проміжна рама (ланка m); 4 - ківш робочого органу на кормі базового шасі; 5, 6 - гідроциліндри коливання ківша робочого органу; 7, 8 - гідроциліндри коливання проміжної рами

2.4.2 Визначення положення ланок механізму бічного переміщення робочого органу та його характерних точок під час копання ґрунту

Розглянемо розташування проміжної рами (ланки m) та рами робочого органу (ланки n) механізму бічного переміщення РО УЗМ, який діє у режимі віяльно-поступальної подачі на забій відповідно до заданої траєкторії руху (рис. 2.3) точки M на роторі.

Ланка m проміжної рами (ПР) (рис. 2.6) включає привідне плече радіусом R_{AB} , яке служить для управління ПР, та плече AB радіусом R_{AB} , що безпосередньо ланкою m цієї рами. Вісь обертання A ланки m знаходиться на упряжному шарнірі і є центром координат XOY , вісь OY збігається з поздовжньою віссю робочого шасі. Вісь обертання E ланки m є шарнірним сполученням штоків гідроциліндрів 7 і 8 приводу проміжної рами з самою рамою. Корпуси гідроциліндрів приводу 7 і 8 в точках P і D шарнірно сполучені з рамою шасі. Вісь обертання B є шарнірним сполученням проміжної рами з рамою РО.

Рама РО радіусом R_{BM} (рис. 2.6) визначається точками B і M . Точка M є точкою опису РО і визначає розташування ріжучих країв зубів ківша ротора. Ротор кріпиться до рами робочого органу. Привід ланки n (рама РО) реалізується через привідне плече BC радіусом R_{BC} , яке в точках G і U шарнірно сполучене зі штоками гідроциліндрів 5 і 6 приводу проміжної рами. Корпуси гідроциліндрів 5 і 6 приводу рами РО в точках F і T шарнірно пов'язані з проміжною рамою.

Рух точки M по визначеній траєкторії реалізується за рахунок поєднання обертання ланки m навколо шарніра A , який є центром системи координат XOY на кут α відносно вісі OY , та обертання ланки n навколо шарніра B на кут β відносно ланки m (рис. 2.7).

У вихідному положенні РО ланки m і n розташовані вздовж вісі OY , точка опису M_0 збігається з точкою k – центром симетрії траєкторії руху РО (рис. 2.7). Точка M_1 визначає поточне положення точки опису M на відрізках траєкторії переміщення ad і eq , в той час як точки M_a і M_q вказують на крайні положення на відрізках траєкторії qa і de .

Дуга 1, що проходить через вісь OY з центром в точці A та радіусом R_{AB} , означає траєкторію руху шарніра B ланки m .

Дуга 2, що проходить через вісь OY з центром в точці A та радіусом R_{AE} , означає траєкторію руху шарніра E привідної ланки m .

Положення шарніра E , який з'єднує привідне плече ланки m з гідроциліндрами 7 і 8, визначається точками E_1 , E_a , E_q , а положення шарніра B –

точками B_1, B_q, B_a , а також точкою опису M , що визначається точками M_1, M_q і

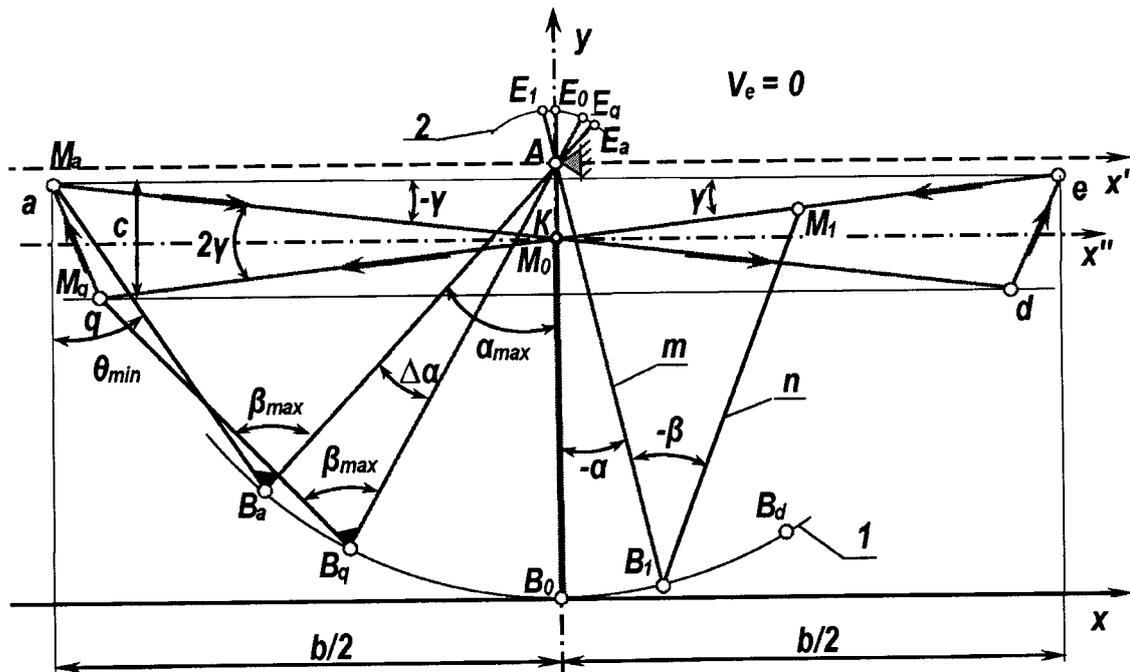


Рисунок 2.7 – Відтворення “ідеальної” траєкторії описовою точкою M при

$V_e = 0$

Алгоритм переміщення описової точки M робочого органу УЗМ за заданою траєкторією руху визначається залежністю між координатами характерних точок приводу рами РО (ланки n) та проміжної рами (ланки m), тобто $y = f(x)$. Від оптимального вибору даних координат залежать такі параметри, як товщина та рівномірність товщини стружки ґрунту, що зрізується РО, продуктивність УЗМ, енергетичні витрати, тощо.

Перелічені параметри можуть розглядатися як критерії, що формують необхідний набір вимог до алгоритму функціонування РО УЗМ.

Вимоги до алгоритму переміщення РО під час розробки широких виїмок:

- 1) збереження товщини стружки ґрунту, що зрізується РО по ширині виїмки;
- 2) адаптація алгоритму до параметрів, таких як ширина котловану (b), товщина стружки ґрунту (c), швидкість поздовжнього переміщення базового шасі (V_e);

3) траєкторія різання ґрунту в горизонтальній площині при відсутності поздовжнього переміщення машини ($V_e = 0$), повинна мати вигляд, який зображений на рис. 2.8, а при врахуванні поздовжнього переміщення ($V_e > 0$) – вигляд, зображений на рис. 2.9.

Під час переміщення точки B_1 проміжної рами по дузі 1, описова точка M рухається від точки e до точки q , тобто від крайньої правої до крайньої лівої бічних стінок виїмки (котловану) шириною b . У момент, коли точка M досягає точки q , поворот рами робочого органу блокується, і під час руху точки B від точки B_q до точки B_a (довертання проміжної рами), точка M переноситься по відрізку траєкторії qa , довжина якої визначає товщину стружки ґрунту, що зрізується (блокування рами РО відносно ПР при досягненні точкою M точки q умовно позначено (рис. 2.7) чорним трикутником при вершині B_q). Аналогічно, під час переміщення проміжної рами від крайньої лівої до крайньої правої бічних стінок котловану точка B_1 рухається від точки B_a до точки B_d , а точка M переміщується по траєкторії ade .

Оскільки кожна з ланок m і n виконує бічне переміщення (коливальний рух) навколо вісей обертання A і B , то у випадку відсутності поздовжнього переміщення машини ($V_e = 0$) фактична траєкторія руху описової точки M на кожному відрізку переміщення РО ad і eq матиме вигляд, представлений на (рис. 2.8).

Так як, при розробці широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини переміщення РО за напівцикл здійснюється від однієї бічної стінки виїмки до протилежної, можна поділити траєкторію руху точки M на 2 напівцикли: 1-й напівцикл – траєкторія ade , і 2-й напівцикл траєкторії eqa (рис. 2.8).

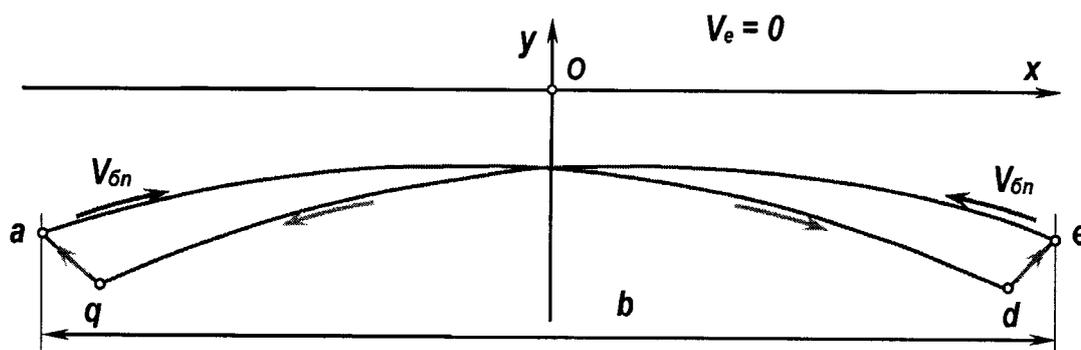


Рисунок 2.8 – Траєкторія руху описової точки M при $V_e = 0$

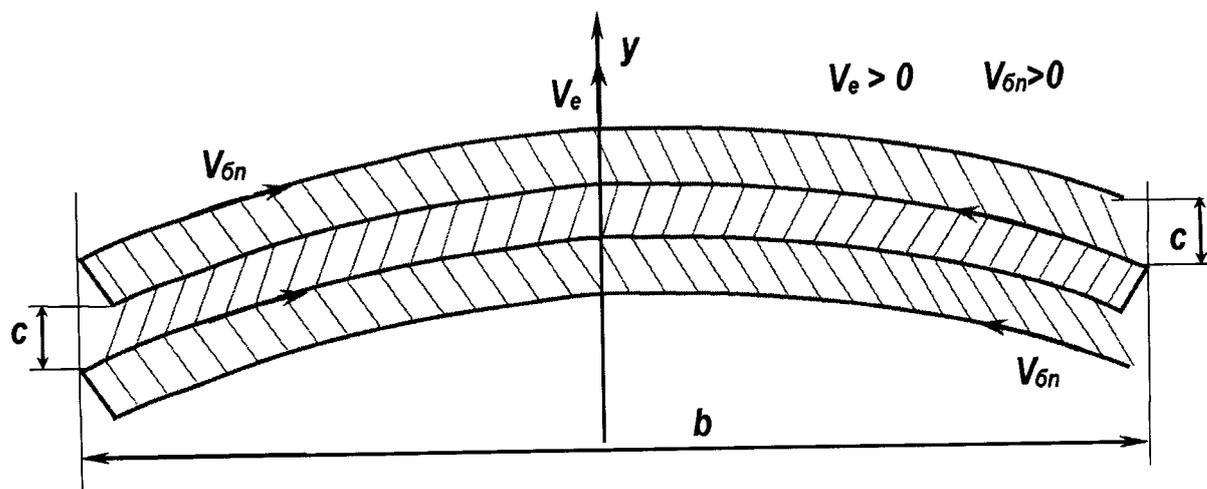


Рисунок 2.9 – Траєкторія руху описової точки M при її відтворенні запропонованим механізмом навіски робочого органу при переміщенні машини з швидкістю V_e ($V_e > 0$)

Порівнюючи розрахункову траєкторію руху описової точки M (рис. 2.8) із "ідеальною" траєкторією (рис. 2.3), можна стверджувати, що вони мають схожість.

У разі суміщення кутового руху ланок робочого обладнання ($V_{6n} > 0$) із довгуним переміщенням шасі ($V_e > 0$), описова точка M буде рухатися по траєкторії, яка зображена на рис. 2.9, а розробка широкої виїмки при відповідних швидкостях буде відбуватися стружками ґрунту товщиною c , наближеною до рівномірної.

На підставі кінематичного аналізу роботи дволанкового двошарнірного механізму навіски робочого органу УЗМ у режимі віяльно-поступального переміщення РО на забій при розробці широких протяжних виїмок в ґрунті можна зробити наступні висновки:

- розроблення ґрунту буде здійснюватись стружками постійної товщини при умові, що траєкторії переміщення ґрунторозробного РО в забій за кожен напівцикл коливального руху будуть паралельними між собою, незалежно від значення швидкостей V_e та V_{6n} ;

- коригування траєкторії переміщення РО в забої під час копання ґрунту, що передбачає і вирівнювання товщини стружки, що зрізується ківшами, можна виконати шляхом довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу бічного поворотно-поступального переміщення РО в забої;

- тривалість та значення випереджувальної подачі РО на забій в кінці кожного напівциклу (тривалість довертання) визначається величиною співвідношення V_e / V_{bn} .

2.5 Синтез алгоритму роботи робочого обладнання УЗМ у процесі копання ґрунту

2.5.1 Синтез алгоритму роботи робочого органу УЗМ

На основі результатів кінематичного аналізу, що були отримані для ланкової двошарнірної схеми навіски РО, а також враховуючи кінематичну схему приводу та алгоритм руху ланок механізму бічного переміщення РО, проведемо кінематичний синтез механізму бічного переміщення РО.

Визначимо закономірності руху РО під час розробки широких протяжних виїмок, що відповідають визначеним умовам.

У процесі розроблення широких протяжних виїмок ґрунту, робочий орган УЗМ використовує плоский важільний механізм (рис. 2.5), щоб забезпечити рух ротора на забій. Цей механізм суміщує наступні компоненти:

- прямолінійний рух навіски РО 4, розміщеної на кормі шасі;
- обертальне (коливальне) переміщення проміжної рами 3 навколо вісі A відносно навіски РО 4, який забезпечується шляхом руху штоків гідроциліндрів проміжної рами 7 і 8;
- обертальний (коливальний) рух рами ротора 2 безпосередньо з ротором 1 відносно проміжної рами 3, навколо вісі B , забезпечений ходом штоків гідроциліндрів повороту рами ротора 5 і 6;
- обертальний рух ротора 1 навколо вісі його приводу Q .

Оцінка результатів кінематичного синтезу механізму бічного переміщення

РО включає:

- відповідність розрахункової траєкторії переміщення РО УЗМ, вираженої числовою точкою M , до проектованої траєкторії при відсутності переміщення машини ($V_e = 0$) і переміщенні машини з довертанням або без довертання РО в кінці напівциклу;

- рівномірність товщини стружки ґрунту, що зрізується ріжучою кромкою півнів РО по ширині виїмки.

Розрахункова схема визначення положення ріжучого периметра ківша ротора (точка M) представлена в прямокутній системі координат XOY (рис. 2.10), де точка O збігається з проекцією точки C_0 рами ротора.

Математична модель запропонованого механізму віяльно-поступального переміщення РО УЗМ в забої розроблена для визначення траєкторії точки M , яка переміщується в три етапи. На першому етапі механізм переміщується з лівого положення (вісь OY), що проходить через повздовжню вісь машини (рис. 2.10, а), до крайнього правого положення біля правої бічної стінки широкої виїмки (рис. 2.10, б). На першому етапі характерним точкам індекси не присвоювались. На другому етапі відбувається переміщення механізму з крайнього правого в крайнє ліве положення (рис. 2.10, в), де характерним точкам присвоєно індекс "1". Третій етап – це перехід механізму з крайнього лівого положення, біля лівої бічної стінки виїмки, в крайнє праве положення (рис. 2.10, г), біля протилежної стінки виїмки, де характерні точки позначені індексом "2".

Характерними точками вважатимемо сполучення (шарнірні з'єднання) між рухомими та нерухомими ланками механізму, які відповідають за рух РО на забій.

Перед одержанням аналітичної залежності $y = f(x)$, необхідно прояснити взаємозв'язки за допомогою правил знаків для кінематичної схеми механізму бічного переміщення РО УЗМ (рис. 2.7).

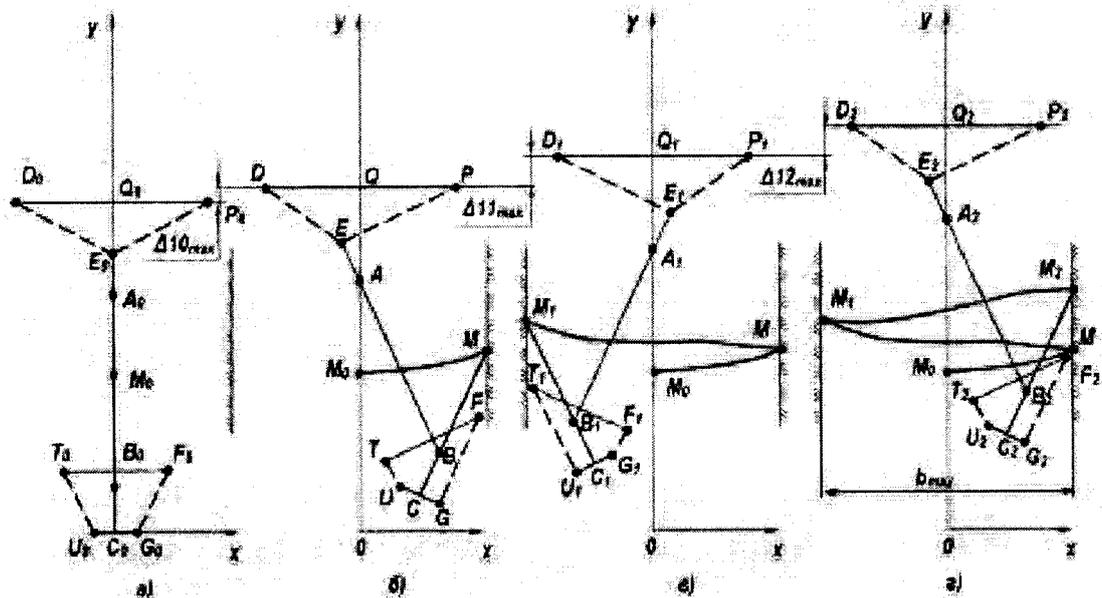


Рисунок 2.10 – Розрахункові схеми механізму подачі РО на забій: а) початкове (вихідне) положення механізму – відповідає повздовжній вісі машини; б) перший етап – переміщення механізму з початкового положення в крайнє ліве положення; в) другий етап – переміщення механізму з крайнього правого в крайнє ліве положення; г) третій етап – переміщення механізму з крайнього лівого в крайнє праве положення

Пересування проміжної рами відносно шарніра A , а рами ротора відносно шарніра P вважається додатнім, у разі їх відхилення вліво від вісі y , яка збігається з поздовжньою віссю машини. Пересування ПР відносно шарніра A , а рами ротора відносно проміжної рами у разі їх відхилення вправо від вісі y вважається від'ємним.

Напрями координат y (поздовжнього переміщення шасі) та x (поперечного переміщення РО) обрані стандартними (рис. 2.10), де додатній напрям вісі x – вправо, а додатній напрям вісі y – вгору.

Визначення параметрів положень шарнірних з'єднань (характерних точок) механізму віяльно-поступальної подачі РО на забій під час його бічного переміщення в процесі розробки широкої виїмки в ґрунті виконаємо аналітичним методом координат планів, для чого введемо операторні функції [46]. Операторна функція є виразом виду $f(x_1, x_2, \dots, x_n; y_1, y_2, \dots, y_n)$, де f – умовне позначення конкретної

операторної функції; x_i – вхідні параметри функції, які визначаються до того часу, відбувається звернення до неї; y_i – вихідні параметри, що отримуються в результаті дії над вхідними параметрами.

Операторною функцією $f1(a, b, R_1, c, d, R_2; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок перетину двох кіл: кола з радіусом R_1 та центром у точках (a, b) , та кола з радіусом R_2 і центром у точках (c, d) . Цей алгоритм розв'язує систему рівнянь для перетину двох кіл:

$$\begin{aligned}(x - a)^2 + (y - b)^2 &= R_1^2, \\ (x - c)^2 + (y - d)^2 &= R_2^2\end{aligned}\tag{2.4}$$

Розв'язком системи рівнянь (2.4), є координати перетину двох кіл у точках 1 і 2, які дорівнюють:

$$\begin{aligned}x_{1,2} &= k_2 + k_1 \frac{-k_4 \pm \sqrt{k_4^2 - 4k_3k_5}}{2k_3}, \\ y_{1,2} &= \frac{-k_4 \pm \sqrt{k_4^2 - 4k_3k_5}}{2k_3}\end{aligned}\tag{2.5}$$

де, $k_1 = \frac{b-d}{c-a}$

$$k_2 = \frac{a^2 + b^2 - R_1^2 - c^2 - d^2 + R_2^2}{2(a - c)};$$

$$k_3 = \left(\frac{b-d}{c-a}\right)^2 + 1;$$

$$k_4 = 2(k_1k_2 - ak_1 - b) \quad \text{і}$$

$$k_5 = a^2 + b^2 - R_1^2 + k_2^2 - 2ak_2.$$

Операторною функцією $f2(x_C, y_C, x_U, y_U, L_{CM}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок $M_1(x_1, y_1)$ і $M_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, яка проходить через точку $C(x_C, y_C)$ перпендикулярно до прямої, що проходить через точки $U(x_U, y_U)$ і C , і кола з центром у точці C , радіусом L_{CM} (рис. 2.10, б). Рівняння функції має вигляд:

$$\frac{x - x_C}{x_U - x_C} = \frac{y - y_C}{y_U - y_C}; \quad (2.6)$$

$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{CM}^2$$

Координати точок перетину прямої та кола визначаються:

$$\begin{aligned} x_{1,2} &= x_C \pm \frac{L_{CM}}{\sqrt{k_6}}; \\ y_{1,2} &= y_C \pm \frac{L_{CM}(x_C - x_U)}{\sqrt{k_6}(y_U - y_C)}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $k_6 = 1 + \left(\frac{x_C - x_U}{y_U - y_C}\right)^2$.

Операторною функцією $f3(x_A, y_A, x_B, y_B, x_O, y_O, L_{TF}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок $F_1(x_1, y_1)$ $F_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, яка проходить через точку $T(x_T, y_T)$ перпендикулярно до прямої AB , і кола, оведеного з точки T радіусом L_{TF} . Рівняння зазначених ліній мають вигляд:

$$\begin{aligned} y - y_T &= -\frac{x - x_T}{a}; \\ (x - x_T)^2 + (y - y_T)^2 &= L_{TF}^2. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Розв'язок системи рівнянь (2.8) відносно координат точок F_1 і F_2 :

$$\begin{aligned} x_{1,2} &= \frac{k_9 \pm \sqrt{k_9^2 - 4k_8k_{10}}}{2k_8}; \\ y_{1,2} &= y_T - \frac{x_{1,2} - x_T}{k_7} \end{aligned} \quad (2.9)$$

де $k_7 = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}$;

$$k_8 = k_7^2 + 1;$$

$$k_9 = -2x_T(k_7^2 + 1);$$

$$k_{10} = x_T^2 k_7^2 + x_T^2 - k_7^2 L_{TF}^2.$$

Операторною функцією $f4(x_C, y_C, x_G, y_G, L_{UC}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координати точок $U_1(x_1, y_1)$ і $U_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, що

проходить через точки $C(x_C, y_C)$ і $G(x_G, y_G)$, та кола, проведеного радіусом L_{UC} із центра C (рис. 2.10, б). Рівняння прямої і кола можна записати у вигляді системи:

$$\begin{aligned} \frac{x - x_C}{x_G - x_C} &= \frac{y - y_C}{y_G - y_C}; \\ (x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 &= L_{UC}^2. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Розв'язок системи рівнянь (2.10) відносно координат точок U_1 і U_2 :

$$\begin{aligned} x_{1,2} &= \frac{-k_{13} \pm \sqrt{k_{13}^2 - 4k_{12}k_{14}}}{2k_{12}}; \\ y_{1,2} &= k_{10}x_{1,2} + k_{11}, \end{aligned} \quad (2.11)$$

де $k_{10} = \frac{y_G - y_C}{x_G - x_C};$

$$k_{11} = \frac{x_C y_G + y_C x_G}{x_G - x_C};$$

$$k_{12} = 1 + k_{10}^2;$$

$$k_{13} = -2x_C + 2(k_{11} - y_C)k_{10};$$

$$k_{14} = x_C^2 + (k_{11} - y_C)^2 - L_{UC}^2.$$

Для визначення відстані між двома точками введена операторна функція $f(x_1, y_1, x_2, y_2; L)$:

$$L_{1,2} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (2.12)$$

Дослідженню переміщення важільного механізму бічної подачі РО на забій на першому етапі (рис. 2.10, а) передують визначення:

- координат характерних точок рами РО та проміжної рами і елементів їх конструкцій у вихідному положенні $A_0(x_{A0}, y_{A0}), B_0(x_{B0}, y_{B0}), C_0(x_{C0}, y_{C0}), E_0(x_{E0}, y_{E0}), D_0(x_{D0}, y_{D0}), P_0(x_{P0}, y_{P0}), T_0(x_{T0}, y_{T0}), F_0(x_{F0}, y_{F0}), U_0(x_{U0}, y_{U0}), G_0(x_{G0}, y_{G0}), M_0(x_{M0}, y_{M0}), Q_0(x_{Q0}, y_{Q0});$

- довжин жорстких стержнів $L_{A_0D_0}, L_{A_0P_0}, L_{A_0E_0}, L_{A_0B_0}, L_{B_0T_0}, L_{B_0F_0}, L_{B_0U_0}, L_{B_0G_0}, L_{C_0Q_0};$

- положень штоків гідроциліндрів механізму повороту, які характеризуються відстанями L_{POEO} (L_{DOEO}) і L_{FOGO} (L_{TOUO}).

З точки зору конструктивних особливостей визначаються максимально допустимі переміщення штоків: $\Delta 20_{max}$ гідроциліндра 7 і $\Delta 30_{max}$ гідроциліндра 5.

Визначення положень точок у проміжних положеннях на першому етапі проводиться в циклі $i=1...n$, де n – число положень. Пересування штоків, що відповідає переходу механізму від одного положення до іншого, складає $k_{\Delta 2} = \Delta 20_{max}/n$ і $k_{\Delta 3} = \Delta 30_{max}/n$, при цьому корма базового шасі разом з точками D , P і A здійснить переміщення на відстань $k_{\Delta 1} = \Delta 10_{max}/n$. Значення $\Delta 10_{max}$ визначається виходячи з характеристик базового шасі. Величини узагальнених координат в i -му положенні складають: $\Delta 1_i = k_{\Delta 1} \cdot i$ – переміщення корми базового шасі 4; $\Delta 2_i = k_{\Delta 2} \cdot i$ – переміщення штока гідроциліндра 7 і $\Delta 3_i = k_{\Delta 3} \cdot i$ – переміщення штока гідроциліндра 5.

При постійних значеннях абсцис точок A і P , ординати цих точок в i -му положенні становлять: $y_{Ai} = y_{A0} + \Delta 1_i$ і $y_{Pi} = y_{P0} + \Delta 1_i$. Положення штоків гідроциліндрів розраховуються відстанями $L_{PEi} = L_{POEO} + \Delta 2_i$ і $L_{FGi} = L_{FOGO} + \Delta 3_i$. Послідовність розрахунків, які проводяться на першому етапі приведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Послідовність розрахунків першого етапу дослідження

Об'єкт визначення	Введена операторна функція, або математичний вираз	Умови вибору дійсних значень
$\Delta 1_i$	$i \cdot k_{\Delta 1} = i \cdot \Delta 10_{max}/n$	
$\Delta 2_i$	$i \cdot k_{\Delta 2} = i \cdot \Delta 20_{max}/n$	
$\Delta 3_i$	$i \cdot k_{\Delta 3} = i \cdot \Delta 30_{max}/n$	
y_{Ai}	$y_{A0} + \Delta 1_i$	
y_{Pi}	$y_{P0} + \Delta 1_i$	
x_{Ei}, y_{Ei}	$f 1(x_{Pi}, y_{Pi}, L_{PEi}, x_{Ai}, y_{Ai}, L_{AOEO}, x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{Ei} = \max(y_1, y_2)$
x_{Bi}, y_{Bi}	$f 4(x_{Ai}, y_{Ai}, x_{Ei}, y_{Ei}, L_{AOB0}, x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{Bi} = \min(y_1, y_2)$
x_{Fi}, y_{Fi}	$f 1(x_{Ai}, y_{Ai}, L_{AOF0}, x_{Bi}, y_{Bi}, L_{BOF0}, x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{Fi} = \max(x_1, x_2)$

x_{Gi}, y_{Gi}	$f1(x_{Fi}, y_{Fi}, L_{FGi}, x_{Bi}, y_{Bi}, L_{BOG0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{Gi} = \min(y_1, y_2)$
x_{Ci}, y_{Ci}	$f1(x_{Gi}, y_{Gi}, L_{COG0}, x_{Bi}, y_{Bi}, L_{BOC0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{Ci} = \min(x_1, x_2)$
x_{Mi}, y_{Mi}	$f2(x_{Ci}, y_{Ci}, x_{Gi}, y_{Gi}, L_{COM0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{Mi} > y_{Ci}$

Здійснюючи розрахунки в напівциклі, фіксується положення $i=j$, для якого координата x_{Mi} найближча за значенням до величини $b/2$, де b – ширина виїмки в шунті. Значення $i=j$ дорівнює крайньому правому положенню механізму (рис. 2.10, б). Положення штоків гідроциліндрів 6 і 8, які визначаються відстанями L_{TUj} і L_{DEj} є вихідними для вивчення руху механізму на другому етапі.

Визначення траєкторії точки M_1 на другому етапі проводиться в напівциклі $1...n$. Послідовність розрахунків приведено в таблиці 2.2. Закінчується розрахунок у положенні k , де $1 < k \leq n$ і дорівнює значенню абсциси точки M_1 : $x_{C1} \geq -B/2$ (рис. 2.10, в). Значення координат $x_{F1k}, y_{F1k}, x_{G1k}, y_{G1k}$ точок F_1 і G_1 в цьому положенні механізму є вихідними для визначення траєкторії точки M_2 на третьому етапі.

Таблиця 2.2 – Послідовність розрахунків другого етапу дослідження

Об'єкт визначення	Введена операторна функція, або математичний вираз	Умови вибору дійсних значень
$\Delta 11_i$	$i \cdot \Delta 11_{max}/n$	
$\Delta 21_i$	$i \cdot \Delta 21_{max}/n$	
$\Delta 31_i$	$i \cdot \Delta 31_{max}/n$	
y_{A1i}	$y_{A0} + \Delta 1_j + \Delta 11_i$	
L_{D1E1i}	$L_{DEj} + \Delta 21_i$	
x_{E1i}, y_{E1i}	$f1(x_{D1i}, y_{D1i}, L_{D1E1i}, x_{A1i}, y_{A1i}, L_{A0E0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{E1i} = \max(y_1, y_2)$
x_{B1i}, y_{B1i}	$f4(x_{A1i}, y_{A1i}, x_{E1i}, y_{E1i}, L_{A0B0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{B1i} = \min(y_1, y_2)$
x_{T1i}, y_{T1i}	$f1(x_{A1i}, y_{A1i}, L_{A0T0}, x_{B1i}, y_{B1i}, L_{B0T0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{T1i} < x_{B1i}$
L_{T1U1i}	$L_{TUj} + \Delta 31_i$	
x_{U1i}, y_{U1i}	$f1(x_{T1i}, y_{T1i}, L_{T1U1i}, x_{B1i}, y_{B1i}, L_{B0U0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{U1i} < y_{B1i}$
x_{C1i}, y_{C1i}	$f1(x_{U1i}, y_{U1i}, L_{COU0}, x_{B1i}, y_{B1i}, L_{B0C0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{C1i} > x_{U1i}$

x_{M1i}, y_{M1i}	$f 2(x_{C1i}, y_{C1i}, x_{U1i}, y_{U1i}, L_{COM0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{M1i} > y_{C1i}$
x_{F1i}, y_{F1i}	$f 3(x_{A1i}, y_{A1i}, x_{B1i}, y_{B1i}, x_{T1i}, y_{T1i}, L_{FOT0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{F1i} > x_{T1i}$
x_{G1i}, y_{G1i}	$f 4(x_{C1i}, y_{C1i}, x_{U1i}, y_{U1i}, L_{GOC0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{G1i} > x_{C1i}$

На третьому етапі визначення положень точок (рис. 2.10, г) проводиться у півциклі $i=1...n$. Послідовність розрахунків приведено в таблиці 2.3. Вершується розрахунок у положенні m , де значення абсциси x_{M2i} точки M_2 є найближчим до величини $b/2$.

Таблиця 2.3 – Послідовність розрахунків третього етапу дослідження

Об'єкт визначення	Введена операторна функція, або математичний вираз	Умови вибору дійсних значень
$\Delta 12_i$	$i \cdot \Delta 11_{max}/n$	
$\Delta 22_i$	$i \cdot \Delta 21_{max}/n$	
$\Delta 32_i$	$i \cdot \Delta 31_{max}/n$	
y_{A1i}	$y_{D1k} + \Delta 12_i$	
y_{P2i}	$y_{D1k} + \Delta 12_i$	
y_{A2i}	$y_{A1k} + \Delta 12_i$	
L_{P2E2i}	$L_{P1E1j} + \Delta 22_i$	
x_{E2i}, y_{E2i}	$f 1(x_{P2i}, y_{P2i}, L_{P2E2i}, x_{A2i}, y_{A2i}, L_{A0E0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{E1i} = \max(y_1, y_2)$
x_{B2i}, y_{B2i}	$f 4(x_{A2i}, y_{A2i}, x_{E2i}, y_{E2i}, L_{A0B0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{B1i} = \min(y_1, y_2)$
x_{F2i}, y_{F2i}	$f 1(x_{A2i}, y_{A2i}, L_{A0F0}, x_{B2i}, y_{B2i}, L_{B0F0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{F2i} > x_{B2i}$
L_{F2G2i}	$L_{F1G1k} + \Delta 32_i$	
x_{G2i}, y_{G2i}	$f 1(x_{F2i}, y_{F2i}, L_{F2G2i}, x_{B2i}, y_{B2i}, L_{B0G0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{G2i} < y_{B2i}$
x_{C2i}, y_{C2i}	$f 1(x_{G2i}, y_{G2i}, L_{C0G0}, x_{B2i}, y_{B2i}, L_{B0C0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$x_{C2i} < x_{G2i}$
x_{M2i}, y_{M2i}	$f 2(x_{C2i}, y_{C2i}, x_{G2i}, y_{G2i}, L_{COM0}; x_1, y_1, x_2, y_2)$	$y_{M2i} < y_{C2i}$

Ордината точки M , як функція поточної координати x розраховується апроксимацією набору за методом найменших квадратів [82], застосовуючи поліном третього ступеня:

$$f(x) = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 (x)^2 + \beta_3 (x)^3, \quad (2.13)$$

де $x = -\frac{b}{2}, -\frac{b}{2} + \frac{b}{N-1}, \dots, \frac{b}{2}$

N – кількість точок поділу інтервалу від $-b/2$ до $b/2$

Коефіцієнти поліному розраховуються за допомогою функції `linfit` системи автоматизованого проектування Mathcad [48]:

$$\beta = \text{linfit}(x_M, y_M, F) = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \end{pmatrix}, \quad (2.14)$$

де $F = \begin{bmatrix} 1 \\ x_M \\ (x_M)^2 \\ (x_M)^3 \end{bmatrix}$ векторна функція для визначення коефіцієнтів полінома

Формулу для визначення ординати точки M_1 , як функції поточної координати x , на другому етапі (рис. 2.10, в), можна записати рівнянням:

$$f1(x_{M_1}) = \beta_{10} + \beta_{11} x_{M_1} + \beta_{12} (x_{M_1})^2 + \beta_{13} (x_{M_1})^3. \quad (2.15)$$

Формулу для визначення ординати точки M_2 , як функції поточної координати x , на третьому етапі (рис. 2.10, г), можна записати рівнянням:

$$f2(x_{M_2}) = \beta_{20} + \beta_{21} x_{M_2} + \beta_{22} (x_{M_2})^2 + \beta_{23} (x_{M_2})^3. \quad (2.16)$$

Перша та друга похідна функції поточної координати x , виражають лінійні швидкість та прискорення кромки ротора відповідно:

$$f'(x) = \beta_1 + 2\beta_2 \cdot x + 3\beta_3 \cdot (x)^2, \quad (2.17)$$

$$f''(x) = 2\beta_2 + 6\beta_3 \cdot x. \quad (2.18)$$

Товщина стружки δ , яка зрізується ріжучими крайками ківшів ротора при зробі широкій виїмки може бути записана рівнянням:

$$\delta(x) = f2(x) - f1(x) \quad (2.19)$$

2.5.2 Комп'ютерне моделювання переміщення робочого органу УЗМ в

забої

Синтез механізму віяльно-поступального переміщення робочого органу

в забої здійснено для натурального зразка.

Вихідні параметри, які характеризують положення робочого органу:

- максимальна ширина траншеї, $b_{max} = 3,9$ м;

- відстань між крайніми положеннями центрів ріжучих периметрів ківшів

$B_{max} = 3,2$ м;

- швидкість переміщення машини, $V_e = 0 \dots 0,031$ м/с;

- час напівциклу при максимальній ширині траншеї, $t_{max} = 12,7$ с;

- хід штоків гідроциліндрів проміжної рами $S_{78} = 0,385$ м і гідроциліндрів

робочого органу $S_{56} = 0,905$ м.

На основі моделі УЗМ визначено положення характерних точок РО в забої,

рухається важільним двошарнірним механізмом подачі в заданій системі

ординат (рис. 2.10, а): $A_0(0; 3160)$, $B_0(0; 640)$, $M_0(0; 2115)$,

$(-1275; 4465)$, $E_0(0; 3720)$, $F_0(685; 820)$, $G_0(265; 0)$, $C_0(0; 0)$, $I_0(0; 820)$,

$(1275; 4465)$, $T_0(-685; 820)$, $U_0(-265; 0)$ і $Q_0(0; 4465)$.

2.5.3 Аналіз роботи важільного механізму подачі робочого органу при

виробці широких виїмок

При виключенні переміщення машини ($V_e = 0$) графічне зображення

розрахункової траєкторії руху описової точки M ківшів РО в забої протягом

одного циклу руху РО показано на рис. 2.11.

Аналіз сумісності проектної (заданої) траєкторії (рис. 2.8) і розрахункової

траєкторії (рис. 2.11) руху описової точки M ківшів робочого органу показує, що

ці траєкторії є подібними. Запропонований важільний механізм подачі РО на

роботі забезпечує рух його ланок по заданій траєкторії переміщення у вигляді

ліній Бернуллі.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		60

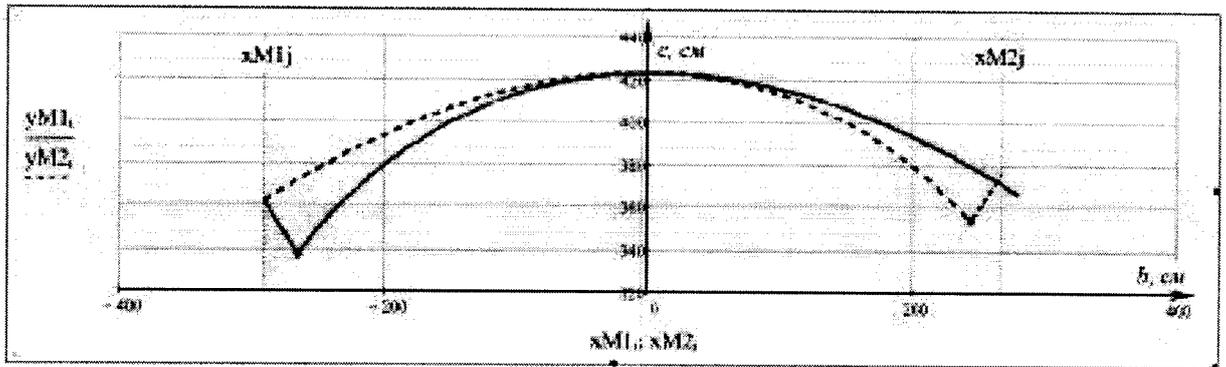


Рисунок 2.11 – Траекторія точки M в координатах переміщення xMi, yMi виключенні руху шасі ($Ve = 0$)

Графічне зображення розрахункової проектної траєкторії руху описової точки M ківшів РО в заобі представлено на рис. 2.12: без довертання проміжної рами (а) та з довертанням проміжної рами (б).

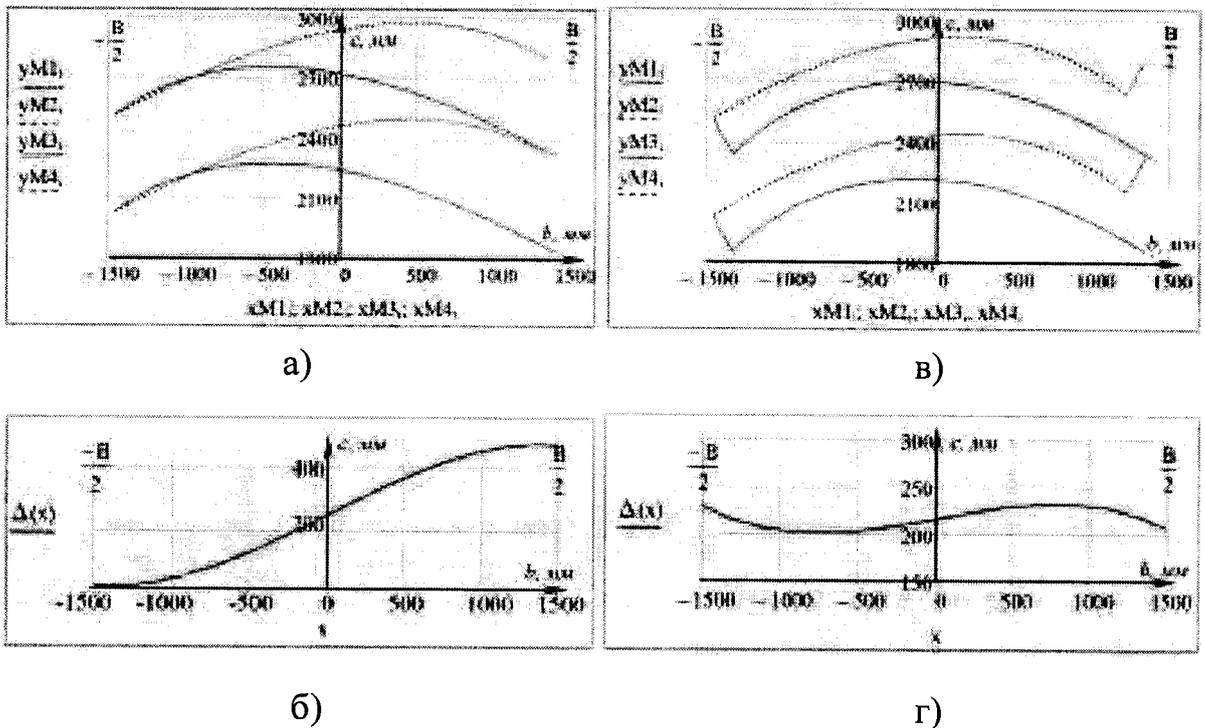


Рисунок 2.12 – Траекторія описової точки M в координатах її переміщення x, y та товщина стружки Δ за напівцикл ($Ve = const, Vbn = const$) одержані розрахунковим шляхом: а, б – без довертання ПР; в, г – з довертанням ПР

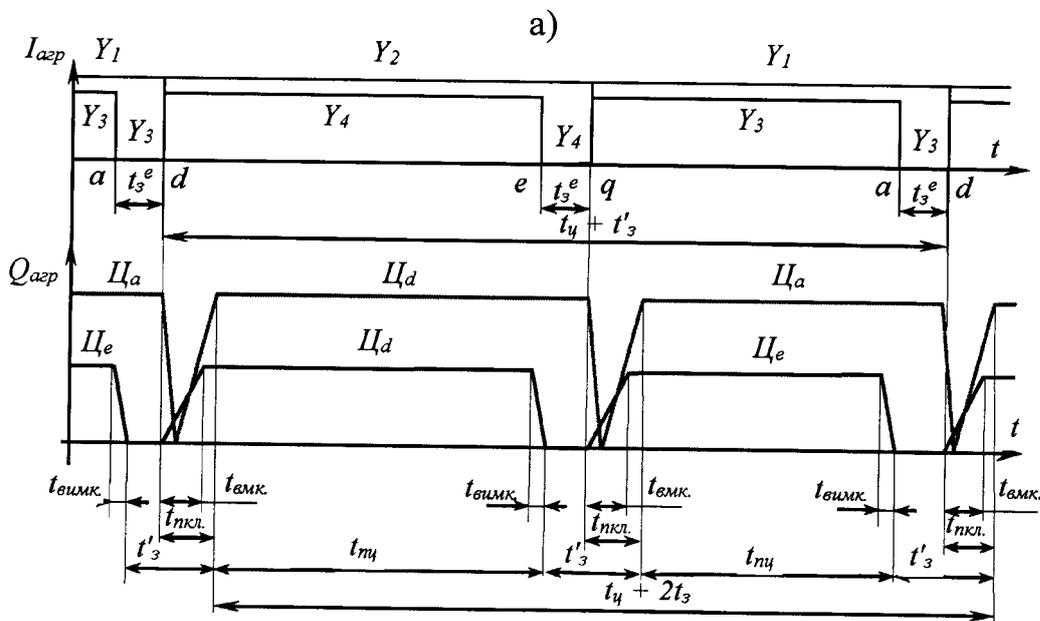
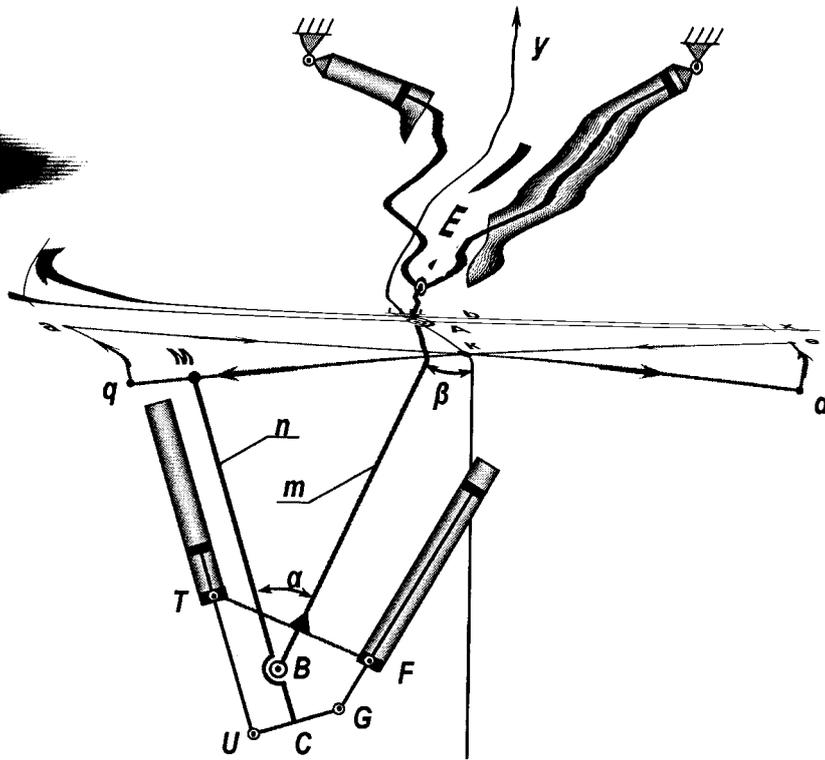
Аналізуючи траєкторії, зображені на графіку (рис. 2.12, б) переміщення описової точки M під час розробки ґрунту протягом півциклу без довертання ПР, виявлено, що товщина стружки, що зрізується по ширині забою (рис. 2.12, а) розподілена нерівномірно. При різанні товщина стружки мінімальна на початку півциклу і стає максимальною в його кінці. Нерівномірний розподіл товщини стружки зумовлює нерівномірне силове навантаження на робочий орган внаслідок дії зовнішніх сил, що різуть ґрунт. З метою зменшення нерівномірності зовнішніх навантажень на РО в кінці кожного напівциклу необхідно технологічно припинити рух штоків гідроциліндрів 5 і 6 рами РО і здійснювати подальше переміщення штоків гідроциліндрів 7 і 8 ПР, тобто провести довертання проміжної рами РО.

Аналіз траєкторії описової точки M (рис. 2.12, г) при розробці ґрунту з довертанням проміжної рами РО за кожен напівцикл показує, що РО рухається паралельно вісі OX , а розподіл товщини стружки залишається фактично змінімим по всій ширині виїмки ґрунту (рис. 2.12, в). Рівномірний розподіл товщини стружки визначає рівномірність силового навантаження завдяки впливу зовнішніх сил різання ґрунту на РО.

2.6 Алгоритм забезпечення циклічного зворотно-поступального руху ланок механізму бічної подачі РО на забій

У результаті проведеного кінематичного синтезу механізму циклічного зворотно-поступального руху РО УЗМ, синтезу алгоритму роботи РО знайдено можливість обґрунтованої розробки алгоритму керування рухом ланок створеного механізму.

Розглянемо типову гідравлічну схему гідрооб'ємного приводу переміщення ланок механізму (рис. 2.13). Приєднання гідроциліндрів приводу ПР до насосної станції – ланка m і рами РО – ланка n аналогічне. Подача робочої рідини в магнітальну магістраль гідроприводу здійснюється регульованим насосом $H1$. В залежності від положення золотника електрогідравлічного розподільника $P1$



б)

Рисунок 2.14 – Алгоритм керування робочим процесом УЗМ при рівнюванні товщини стружки

Одночасна подача електричного сигналу на електромагніти Y_1 і Y_3 активує роботу золотників P_1 і P_2 (рис. 2.13), що дозволяє робочій рідині надходити в верхні порожнини гідроциліндрів Ц_1 і Ц_3 та штокові порожнини – Ц_2 і Ц_4 .

Ланки m і n переміщуються так, що точка M знаходилася на відрізку $k - q$ (рис. 2.14).

Коли точка M досягає межі відрізка $k - q$, що відповідає координаті $x = b/2$, електричний сигнал знімається з електромагніту УЗ і призупиняється подача струму в гідроциліндри ЦЗ і Ц4. Оскільки рух ланки m продовжується деякий час, точка M описує дугу кола радіусом $b/2$ відносно точки A . Отже, на відрізку $k - a$ (рис. 2.14) виконується випереджувальне довертання РО на необхідний кут γ , який відповідає заданій швидкості поздовжньої подачі машини V_e яка означає величину співвідношення:

$$\operatorname{tg} \gamma = V_e / V_{\text{бп}}, \quad (2.20)$$

V_e – швидкість поздовжньої подачі машини;

$V_{\text{бп}}$ – швидкість бічної подачі РО.

Після проведення перетворень, з урахуванням довжини ланок одержано залежності між кутом випереджаючої подачі γ і часом затримки t_3 повороту ланки n відносно ланки m (рами ротора відносно ПР):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{b \cdot t_3}{12 \cdot R_m \cdot t_{\text{пц}}}, \quad (2.21)$$

b – ширина котловану;

R_m – довжина ланки m ;

$t_{\text{пц}}$ – час напівциклу бічного переміщення РО.

Поєднуючи робочі рухи в процесі копання широких виїмок, можна розробити забій стружками ґрунту рівномірної товщини в горизонтальній площині, якщо виконується рівність:

$$t_3 = \frac{12 V_e \cdot R_m \cdot t_{\text{пц}}}{b \cdot V_{\text{бп}}}, \quad (2.22)$$

Отже, керуючи розподільниками електроенергії за розглянутим алгоритмом, можна керувати робочим процесом переміщення РО. Розробка способу стружками рівномірної товщини в горизонтальній площині здійснюється за умови, що час затримки t_3 відповідним чином змінюється залежно від швидкості руху (подачі) машини V_e .

Алгоритм керування бічним переміщенням РО в забої (зокрема (2.23), (2.24)) враховує фактичний час t_3 випереджаючої подачі, який можна виразити у відомому вигляді:

$$t_3 = t_3^e + \Delta t_3, \quad (2.23)$$

t_3^e – час затримки подачі керуючого електромагнітного сигналу (рис. 2.14 б);

Δt_3 – сумарна похибка спрацювання виконавчих механізмів.

Похибка спрацювання Δt_3 може бути записана як алгебраїчна сума складових:

$$\Delta t_3 = \Delta t_e + \Delta t_{em} + \Delta t_2 + \Delta t_m \quad (2.24)$$

Δt_e – запізнення подачі сигналу в електричному блоці керування;

Δt_{em} – час спрацювання елементів електромагнітів гідрооб'ємної системи;

Δt_2 – наявність перехідних процесів в гідросистемі, до яких входять час повного закриття золотника, час включення виконавчого елемента (гідроциліндрів); час збільшення тиску в трубопроводах;

Δt_m – час передачі силового впливу від виконавчого елемента через його конструкцію на точку механізму бічної подачі, що розглядається (враховуються зсуви в кінематичних парах, жорсткість металоконструкції, швидкість базової платформи відносно прийнятої системи координат).

Зважаючи на те, що тривалість часу затримки досить мала ($t_3 \approx 1$ с), слід враховувати всі перелічені похибки. Аналогічні задачі можуть бути вирішені шляхом створення та дослідження математичної моделі механізмів [84]. Оскільки зв'язка взаємодії РО із забоем і базового шасі з поверхнею ґрунту не до кінця вивчені, відсутні характеристики всіх вузлів гідросистеми [84], то розв'язання задачі на даному етапі аналітичним шляхом неможливе. Тому програму керування тривалістю довертання ПР залежно від швидкості подачі машини в забої необхідно будувати на основі експериментально встановленої функціональної залежності $t_3 = f(V_e)$.

Вважаючи, що сумарна похибка спрацювання виконавчого механізму є значною

$$\Delta t_3 = const$$

(2.25)

ачу можливо вирішити розрахунково-експериментальним шляхом [86, 87].

2.7 Висновки до розділу 2

1. В результаті кінематичного синтезу визначено доцільну траєкторію переміщення ріжучих периметрів РО в горизонтальній площині на рівні вісі штора. Встановлено, що для розробки забою заданої ширини стружками ґрунту рівномірної товщини в плані, траєкторія руху ріжучих периметрів ківшів шторного РО відносно вісі базового шасі повинна бути близькою до лемніскати Фрунеллі. У той же час величина випереджаючої подачі є функцією від швидкості руху шасі та ширини виїмки.

2. Обґрунтовано структурну схему механізму віяльно-поступальної подачі РО на забій. Теоретично доведено, що механізм бічного переміщення РО УЗМ повинен бути дволанковим, двошарнірним плоским механізмом з незамкнутим кінетичним ланцюгом для переміщення РО по заданій траєкторії руху.

3. Теоретично обґрунтовано компоновальну схему механізму бічного руху РО. Було визначено алгоритм для керування ланками механізму бічного руху РО, що забезпечує рух РО в забої по заданій траєкторії руху.

4. Розроблено математичну модель механізму переміщення РО УЗМ, що забезпечує вирівнювання та мінімізацію зовнішніх навантажень на робочий орган під час виїмки ґрунту.

Таким чином, було синтезовано механізм бічного переміщення РО, що дозволяє ланкам рухатися по заданій траєкторії, забезпечуючи тим самим виробку забою стружки ґрунту рівномірної товщини в горизонтальній площині, підвищуючи продуктивність машини в 1,9-2 рази.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист 67
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ

3.1 Об'єкт експериментальних досліджень

Об'єктом дослідження є роторний робочий орган УЗМ безперервної дії з ексцентричним розвантаженням ківшів, здатний відкопувати виїмки різних геометричних розмірів за різних ґрунтових умовах без зміни конструктивних параметрів робочого обладнання.

Макет робочого обладнання (рис. 3.1) створено відповідно до рекомендацій щодо формування компоновальної схеми УЗМ.

До складу моделі робочого обладнання УЗМ, конструктивна схема якої представлена на рис. 3.1 входять ківшевий роторний РО 1, рама РО 6, проміжна рама 7, рама передня 8, силові гідравлічні циліндри 13 для обертання рами РО та гідравлічні циліндри 14 для обертання проміжної рами. Рама РО сполучена з ПР вертикальним шарніром 10. Проміжна рама 7 сполучена з базовим шасі через шарнір передню 8 горизонтальним шарніром 12, яка, у свою чергу, сполучена з базовою платформою 9 за допомогою датчиків, що вимірюють параметри просторової дії зовнішніх сил на РО під час копання ґрунту.

Центральний барабан з редуктором є несучою конструкцією робочого органу. По зовнішньому периметру барабана з певним кроком розташовані дев'ять ківшів. Ріжучі периметри ківшів жорстко прикріплені на центральному барабані, з якими шарнірно з'єднані конструкції самих ківшів. Ківшевий ротор має автономний привод. Крутний момент на ротор передається від гідродвигуна 18 через конічний редуктор, закріплений на маточині приводу ротора.

				ГММ 601-ММ 001-00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підпис	Дата	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ	Лім.	Лист	Листів
об.	Бакушін	<i>[Signature]</i>	25.12			68	
зв'яз.	Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12				
вик.	Шаповал	<i>[Signature]</i>	25.12				
мтр.	Васильев	<i>[Signature]</i>	16.01				
	Орисенко	<i>[Signature]</i>	16.01				
				Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІІТМ 2023 р.			

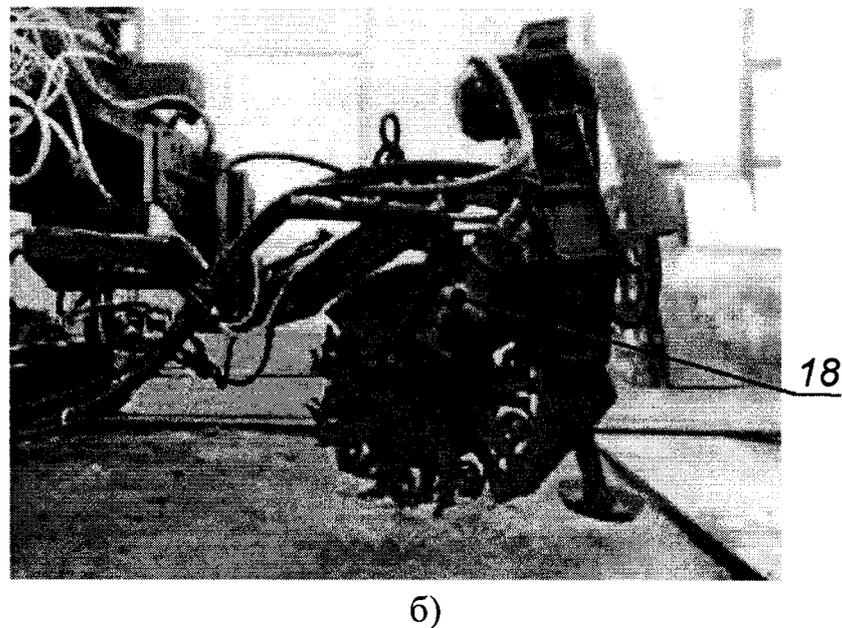
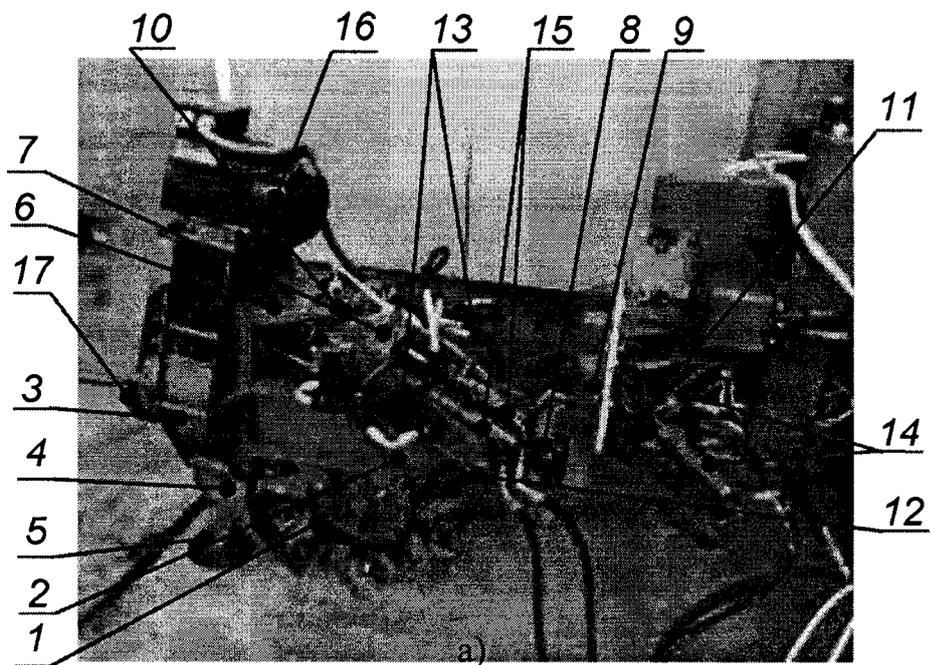


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема фізичної моделі бочого обладнання УЗМ: а - вид справа; б - вид зліва; 1 - ківшевий ротор; 2 - лисний кожух; 3 - лопатевий роторний металник; 4 - зачисний башмак; 5 - орна лижа; 6 - рама РО; 7 - проміжна рама; 8 - рама передня; 9 - тензопідвіска; 10 - тензопідвіска; 11 - вертикальні шарніри; 12 - горизонтальний шарнір; 13 - гідроциліндри повороту рами РО; 14 - гідроциліндри повороту ПР; 15 - гідроциліндри підйому-опускання РО; 16 - електродвигун приводу металника; 17 - ланцюгова передача; 18 - гідродвигун приводу ківшевого ротора.

ст	№ докум.	Підп.	Дата
----	----------	-------	------

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

69

За допомогою кронштейнів ротор кріпиться до рами робочого органу 6. Ширина ротора РО становить 126 мм, а діаметр по ріжучому краю - 500 мм. Відстань від вісі обертання ротора до приймального вікна ґрунтового метача складає 127 мм.

Ківшевий ротор 1 обладнаний захисним кожухом 2, що забезпечує напрямок потоку розробленого ґрунту, який транспортується ківшами до металника 3. Захисний кожух 2 є суцільнозварною металевою конструкцією, яка складається з двох бічних стінок, сполучених з криволінійною стінкою. Захисний кожух 2 встановлюється на раму РО 6 таким чином, щоб криволінійна стінка знаходилася на відповідній висоті над поверхнею ґрунту при відкопуванні ґрунту різної глибини.

Лопатевий роторний металник 3 встановлений на рамі РО 6 перпендикулярно площині обертання ротора. Функція металника полягає в тому, щоб потік розробленого РО ґрунту, що виходить із ківшів, відводиться в сторону від розробленої виїмки на заздалегідь визначену відстань, компактно укладаючи ґрунт в бруствер. Лопатевий металник 3 має порівняно легку та компактну конструкцію. Привод металника приводиться в рух асинхронним електродвигуном 16 через ланцюгову передачу 17. Дальність викиду ґрунту здійснюється шляхом переміщення кожуха.

Під час обертання ротора 1 ґрунт у забої розробляється різцями, кріпленими на ріжучих периметрах ківшів, а транспортується ківшами на розвантаження в металник 3. Безпосередній викид ґрунту з ківшів ротора в приймальне вікно металника відбувається за допомогою захисного кожуха 2. Викид розробленого ґрунту із забою в бруствер здійснюється металником 3.

ґрунторозробний робочий орган оснащений захисним башмаком 4, встановленим за ротором 1 під металником 3. Захисний башмак використовується для зачищення дна забою від ґрунту, що випав із ківшів ротора, а передачі частина маси робочого пристрою через опорну лижу 5 на дно забою, що забезпечує часткове розвантаження шасі машини. Опорна лижа 5 шарнірно

закріплена до зачисного башмака 4 і має форму пластини. При відкопуванні ланшеї, опорна лижа 5 набуває прямокутної форми і встановлюється у встановленому положенні.

Занурення ротора в ґрунт для відкопування виїмок і переведення РО з транспортуючого положення в робоче і навпаки здійснюються гідроциліндрами. Підйому-опускання РО за рахунок його повороту відносно горизонтального шарніру 12, закріпленого на рамі передній 8, яка сполучена з тензопідвіскою 9 вертикальним шарніром 11 через монтажну плиту візка стенда.

РО обладнано двошарнірним механізмом поперечного переміщення, до складу якого входить рама 6 із закріпленими на ній ківшевим ротором 1 і опатевим металником 3, проміжна рама 7, яка за допомогою горизонтального шарніру 12 сполучена з рамою 8, жорстко закріпленою на тензопідвісці 9, що підтримує корму базового шасі машини. Рама ротора 6 і проміжна рама 7 рухаються відносно поздовжньої вісі РО в плані за рахунок індивідуальних пар силових гідроциліндрів 13 і 14, що приводяться в рух окремими гідронасосами.

Індивідуальні регульовані гідроприводи механізму поперечного переміщення рами РО 6 і проміжної рами 7 дозволяють проводити експериментальні дослідження механізмів в широкому діапазоні варіацій вхідних параметрів та їх комбінацій. Швидкість поперечного переміщення рам 6 і 7 визначається швидкістю переміщення штоків гідроциліндрів повороту рами ротора 6 і проміжної рами 7, що реєструється спеціальними датчиками.

В процесі відкопування широких протяжних виїмок в режимі бічної подачі РО на забій в поєднанні з поступальним рухом базового шасі (візка стенда) рама ротора і проміжна рама за допомогою пар силових гідроциліндрів 14 і 13, виконують коливальний рух навколо вісей шарнірів 10 і 11 відповідно. Зміна величини кута повороту рами ротора і проміжної рами відносно поздовжньої вісі машини в горизонтальній площині забезпечує розробку широких виїмок різної глибини.

Вмикання гідроциліндрів повороту проміжної рами 14 і рами ротора 13 (рис. 3.1) та час їх роботи забезпечують встановлені належним чином кінцеві вимикачі 1 (рис. 3.2) через блок реле синхронізації бічного переміщення рам РО.

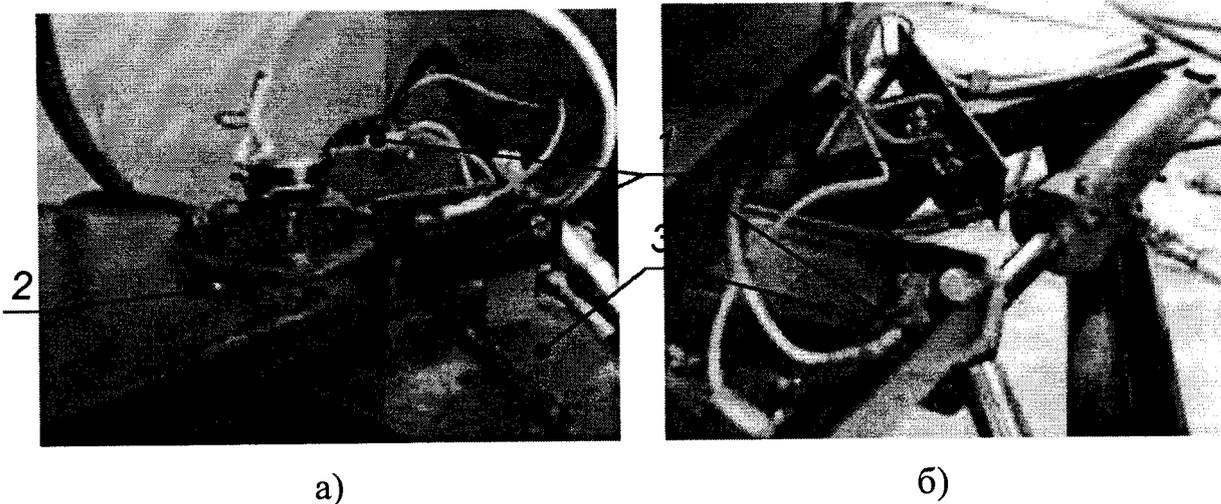


Рисунок 3.2 – Встановлення кінцевих вимикачів: а) - повертання рами РО; б) - повертання ПР; 1 - вимикачі кінцеві; 2 - рама ротора; 3 - проміжна рама.

Під час розробки широких виїмок у ґрунті в режимі віяльно-поступальної роботи РО на забій гідроциліндри повороту проміжної рами 14 і рами ротора 13 (рис. 3.1) працюють синхронно, а тривалість роботи буде однаковою. Якщо тривалість руху штоків гідроциліндрів проміжної рами 7 буде більшою за тривалість руху гідроциліндрів повороту рами ротора 6, то рух рам буде синхронним. Як наслідок, відбувається регульоване довертання проміжної рами, забезпечуючи при цьому рівномірну товщину стружки ґрунту, що розробляється під час копання широких виїмок.

3.2 Конструкція та схеми установки вимірювальних пристроїв

3.2.1 Універсальна тензометрична підвіска

Оцінка просторового силового навантаження робочого органу УЗМ під час розробки ґрунту, вимагає замірювання сил і моментів цих сил, що діють у трьох

взаємно перпендикулярних площинах, приведених до центру, який розміщений на осі шарніри кріплення ПР робочого оснащення до корми базового шасі. Оскільки під час руху ротора вздовж забою в режимі виїмки ґрунту силове навантаження робочого оснащення суттєво змінюється, то вимірювання сил та моментів сил необхідно проводити постійно.

Для вимірювання зовнішніх сил та їх моментів в ході експериментальних досліджень до каретки стенду 6 за допомогою універсальної тензометричної підвіски (УТП) (рис. 3.3) монтують модель робочого органу УЗМ. Використання УТП дає змогу з необхідною точністю вимірювати зовнішні сили та їх моменти, що діють на робоче оснащення.

УТП (рис. 3.3) включає дві дзеркальні суцільнозварні металеві конструкції 1 і 2, кожна з яких складається з трьох взаємно перпендикулярних між собою зварних коробчастих балок. Одна з металевих конструкцій 1 жорстко закріплена на рухомій каретці стенда за допомогою з'єднувальної плити 3. Через з'єднувальну плиту 4 на протилежній стороні металоконструкції 2 кріпиться досліджуваний РО. Обидві металоконструкції з'єднані між собою кільцевими тензометричними ланками (ТЛ) 5. Ланки мають однакові приєднувальні розміри. Кожна ТЛ кріпиться до металоконструкції 1 і 2 за допомогою кронштейнів 7 через індивідуальні сферичні шарніри Ш-12. На робочих частинах ланки спеціальним способом наклеяні тензорезистори (ТР), які служать вимірювальними елементами під час випробування.

Схема розміщення тензоланок УТП зображена на рис. 3.4. Слід зазначити, що тензоланки 1 і 2, розміщені у вертикальній площині XOZ так, що їх поздовжні осі Z_1 і Z_2 паралельні осі OZ . Аналогічно встановлені тензоланки 3 і 4 в горизонтальній площині XOY , а також ланки 5 і 6 у вертикальній площині YOZ . Поздовжні осі кожної тензоланки розміщені на однаковій відстані від геометричного центру тензопідвіски.

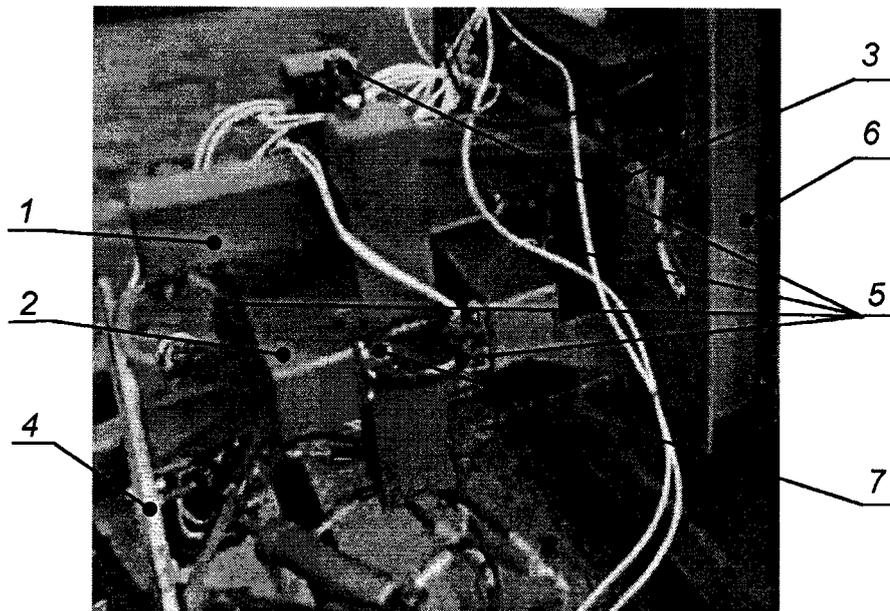


Рисунок 3.3 – Універсальна тензометрична підвіска (УТП): 1, 2 - сталоконструкції УТП; 3 - з'єднувальна плита УТП; 4 - з'єднувальна плита РО; 5 - тензометричні ланки (ТЛ); 6 - рухома каретка стенда; 7 - кронштейни кріплення ТЛ.

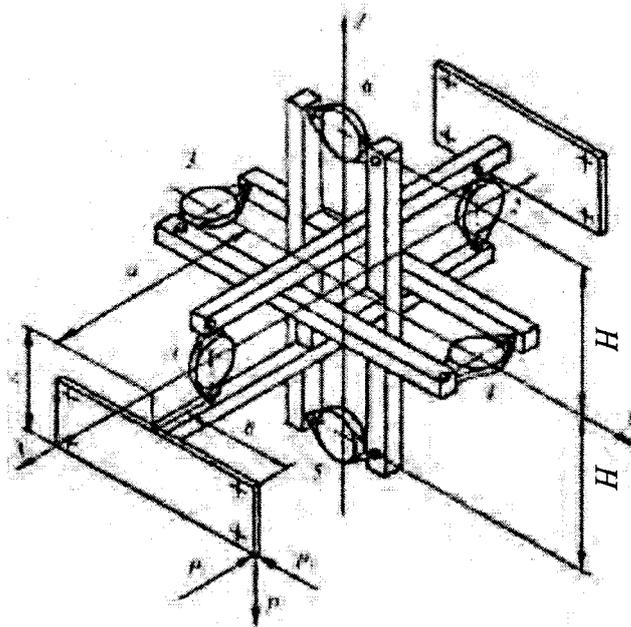


Рисунок 3.4 – Схема розміщення тензоланок на УТП

Під час впливу на тензопідвіску невідомих зовнішніх сил P_x , P_y , P_z , центр прикладання яких зміщений відносно центра O підвіски по усіх координатних осях X , Y , Z на невідомі відстані, відповідно a , b , c , що дозволяє скласти систему

Рівнянь сил і моментів сил відносно обраної системи координат, які описують рівновагу системи, що розглядається.

Кожна тензоланка працює лише на стиснення, або розтягування. Реакції в ТЛ позначимо $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$. Тоді система рівнянь матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{xi} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{zi} = 0 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} R_3 + R_4 - P_x = 0; \\ R_5 + R_6 - P_y = 0; \\ R_1 + R_2 - P_z = 0; \\ (R_5 - R_6)H - P_y \cdot c - P_z \cdot b = 0; \\ (R_2 - R_1)H + P_z \cdot a + P_x \cdot c = 0; \\ (R_3 - R_4)H + P_x \cdot b - P_y \cdot a = 0; \end{array} \right. \quad (3.1)$$

За вимірними абсолютними значеннями реакцій $R_1 \dots R_6$ у відповідних тензоланках розв'язується система з шести лінійних рівнянь з шістьма відомими P_x, P_y, P_z, a, b, c . У результаті визначаються моменти сил P_x, P_y, P_z відносно обраного центру координат.

Усі шість ТЛ працюють попарно: $(R_1; R_2), (R_3; R_4), (R_5; R_6)$. Для обчислення сил потрібно алгебраїчне складання моментів сил – віднімання абсолютних значень реакцій сил у відповідних парах тензоланок, тобто:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_x = R_3 + R_4; \\ P_y = R_5 + R_6; \\ P_z = R_1 + R_2; \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} M_x = (R_5 - R_6) \cdot H; \\ M_y = (R_2 - R_1) \cdot H; \\ M_z = (R_3 - R_4) \cdot H \end{array} \right. \quad (3.2)$$

Розв'язання вищезазначеної системи рівнянь можливо не традиційним алгебраїчним способом, а шляхом складання, або віднімання електричних сигналів, які надходять від тензометричних датчиків відповідних пар тензоланок. Для цього використовуються з'єднання тензорезисторів за схемою “напівміст” (рис. 3.5), при цьому датчики № 1, 2, 11, 12 і № 5, 6, 15, 16 фіксують сумарну

ду напруги в тензоланках I і II, викликану внаслідок відповідних деформацій датчиків. Тензометри № 3, 4, 9, 10 і № 7, 8, 13, 14 фіксують різницю напруги, з'являється в датчиках I і II. Це дозволяє безпосередньо визначити момент M і P , що має деяке плече прикладення щодо вісі розміщення тензоланок I і II.

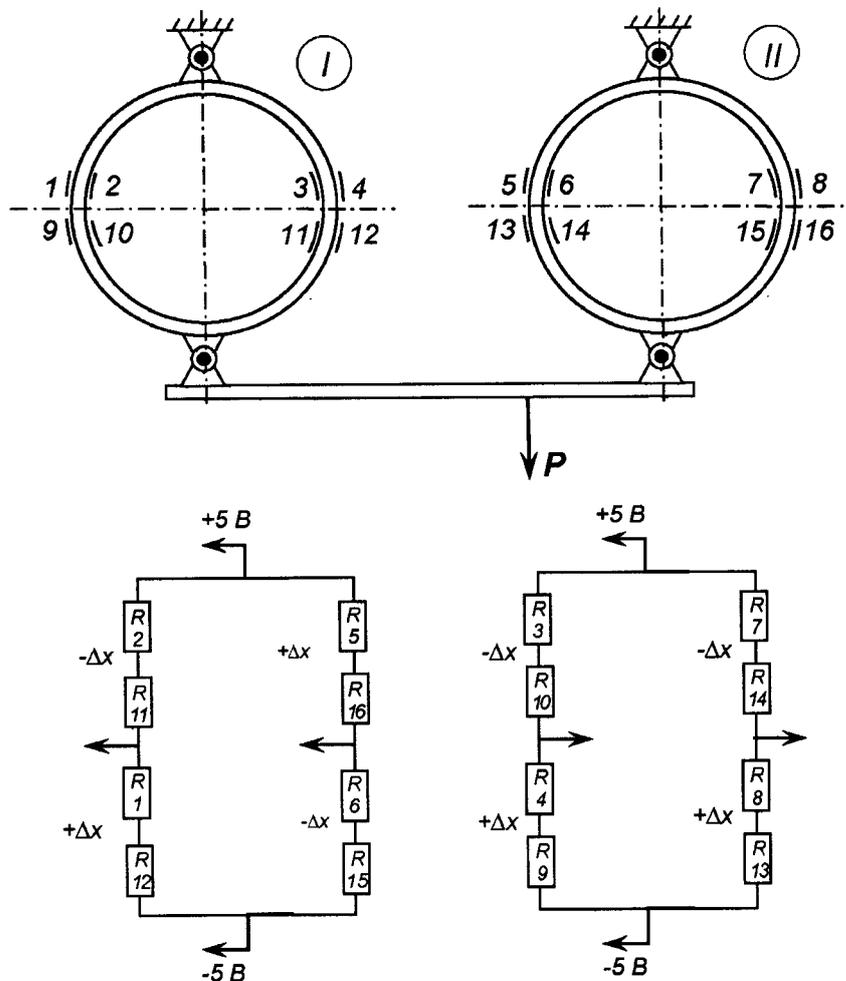


Рисунок 3.5 – Схема з'єднання тензорезисторів типу “напівміст”

3.2.2 Тензометричні датчики тиску робочої рідини

Крутний момент, прикладений до приводного валу ротора РО, вимірюється датчиком тиску робочої рідини (рис. 3.6), встановленим у нагнітальній магістралі приводу.

Робочим елементом датчика є закріплена на корпусі тонкостінна мембрана із зовнішнього боку якої наклеєно тензорезистор 4 (рис. 3.7). Зміна сили

струму, яка проходить через тензорезистор, фіксується і відповідає зміні крутного моменту на приводному валу ротора.

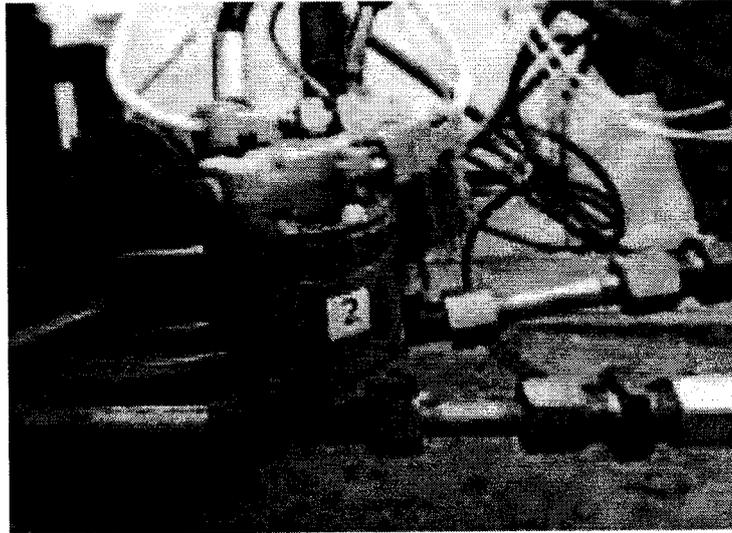


Рисунок 3.6 – Тензометричний датчик тиску робочої рідини

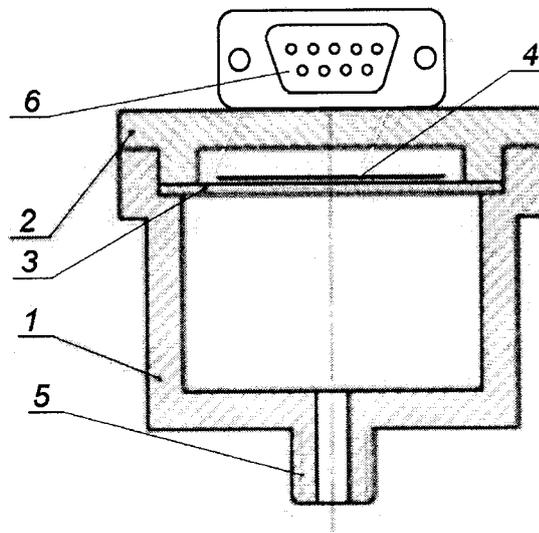


Рисунок 3.7 – Схема тензометричного датчика тиску робочої рідини в гідросистемі: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – мембрана; 4 – тензорезистор; 5 – вхідна втулка; 6 – роз'єм RS232.

Крутний момент на валу гідродвигуна визначається за формулою:

$$M = 0,159 \cdot q \cdot p \cdot \eta_m, \quad (\text{Н}\cdot\text{м}), \quad (3.3)$$

де, q – робочий об'єм гідродвигуна, $\text{см}^3/\text{об.}$;

p – перепад робочого тиску зафіксованого датчиком, МПа;

η_m – математичний ККД гідродвигуна.

Враховуючи, що привод ротора приводиться в рух нерегульованим гідродвигуном типу 210.12.11.000, величина $q = const$. З іншого боку, гідродвигун працює в режимі, коли $n = 450 \pm 10$ об/хв. і $p =$ від 5,0 - 25 МПа. У даному випадку механічний ККД гідродвигуна практично не залежить від тиску при постійній швидкості обертання і становить $\eta_m = 0,95 - 0,98$. Враховуючи вищевикладене, крутний момент на валу гідродвигуна прямо пропорційний перепаду його робочого тиску в заданих умовах роботи.

Отже, зміна тиску в нагнітальній магістралі гідродвигуна приводу реєструється тензодатчиками тиску і відповідає зміні крутного моменту на виводному валу ротора.

Подібні датчики тиску встановлюють на нагнітальних магістралях гідроциліндрів повороту проміжної рами і рами ротора для вимірювання зовнішніх навантажень на гідроциліндри. Кожна пара гідроциліндрів оснащена двома датчиками тиску.

Крутний момент на металнику ґрунту реєструється ватметром, встановленим на одній із фаз трифазної мережі живлення асинхронного електродвигуна.

3.2.3 Імітатор, що відображає процес утворення стружки ґрунту

Важливою особливістю робочого процесу УЗМ є геометричні розміри та форма стружки, яка утворюється ріжучими периметрами ротора на рівні поверхні ґрунту. Рух ріжучих периметрів ківшів ротора в горизонтальній площині на рівні поверхні забою ґрунту можна описати як переміщення описової точки M , розташованої на перетині горизонтальної лінії у площині симетрії ротора, що проходить через вісь його обертання та циліндричної поверхні, яка описується зовнішніми крайками ріжучих периметрів.

Викреслювання траєкторії руху ріжучих периметрів ротора РО під час утворення стружки для здійснення її оцінки та опису її геометричних параметрів забезпечує імітатор відображення процесу утворення стружки (рис. 3.8).

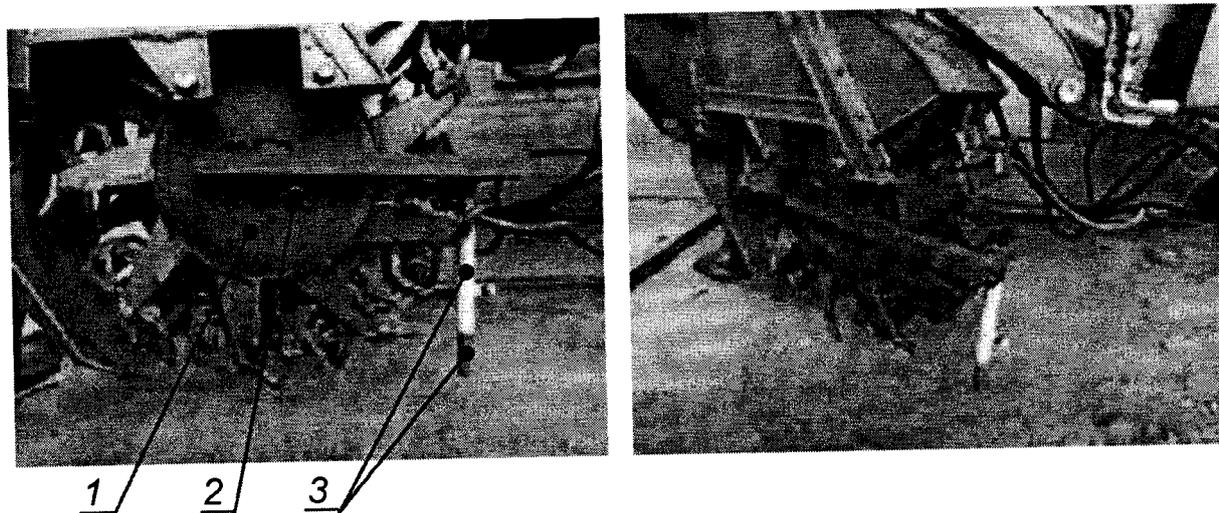


Рисунок 3.8 – Імітатор процесу утворення стружки ґрунту: 1 – барабан ротора; 2 – кронштейн; 3 – трубчасті направляючі

Імітатор представляє собою просторову конструкцію, що складається з кронштейна 2, закріпленого на центральному барабані ротора 1, і двох трубчастих направляючих 3, в центрі яких закріплений олівець (фломастер), що дає змогу фіксувати траєкторію руху точки M в горизонтальній площині під час переміщення РО протягом робочого циклу. Викреслювання лінії проводиться на стружці паперу, прикріпленому до дошки для креслення. Трубчасті направляючі 3 встановлюють таким чином, щоб замкнута лінія, яка викреслюється на паперовій стружці, відповідала траєкторії руху ріжучого периметру ротора на рівні поверхні абою ґрунту.

Викреслювання траєкторій руху РО здійснюється шляхом одночасного запису на реєструючий пристрій показників датчиків кутового положення рам робочого органу. Тарування датчиків кутового положення рам визначається відповідністю записів, отриманих на реєструючому пристрої, і викресленої лінії. Такий підхід дає можливість за результатами обробки одержаних графіків

обудувати реальну траєкторію руху ріжучих периметрів ротора в заборі під час
лімки ґрунту.

3.3 Кінематика віяльно-поступального руху робочого органу УЗМ

Процес запису на папері траєкторій руху точки M ріжучих периметрів
ґрунторозробного ротора за допомогою імітатора руху в режимі циклічного
бічного переміщення ротора без подачі РО на заборі представлено на рис. 3.9.
Графічне зображення траєкторій руху описової точки M ріжучих периметрів
ротора РО в різних режимах випробувань зображено на рис. 3.10.

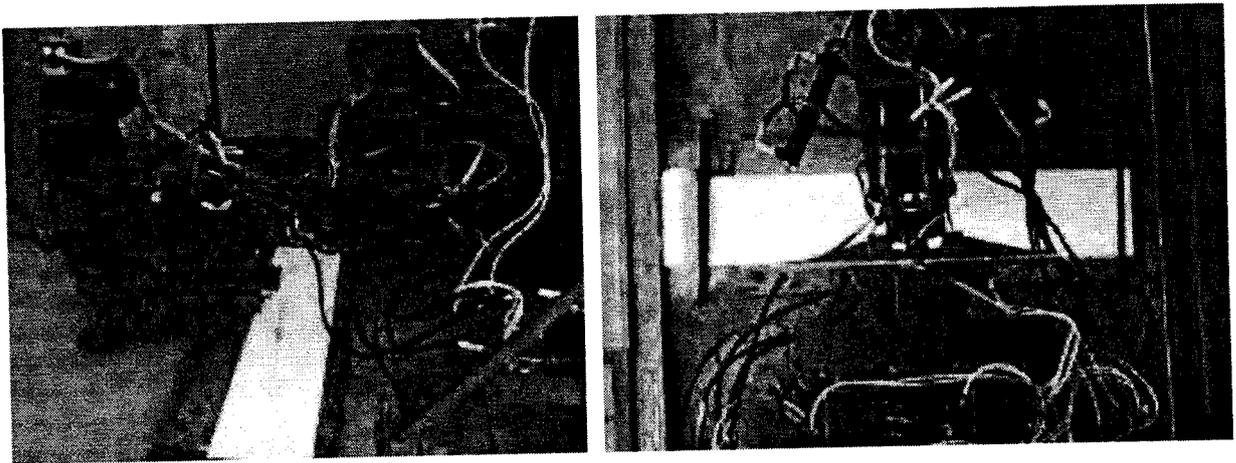


Рисунок 3.9 – Процес запису траєкторій руху РО із застосуванням імітатора
в режимі циклічного бічного переміщення без подачі ротора на заборі ($V_e = 0$ мм/с):
а) $t_3 = 0$ с; б) $t_3 = 1,2$ с.

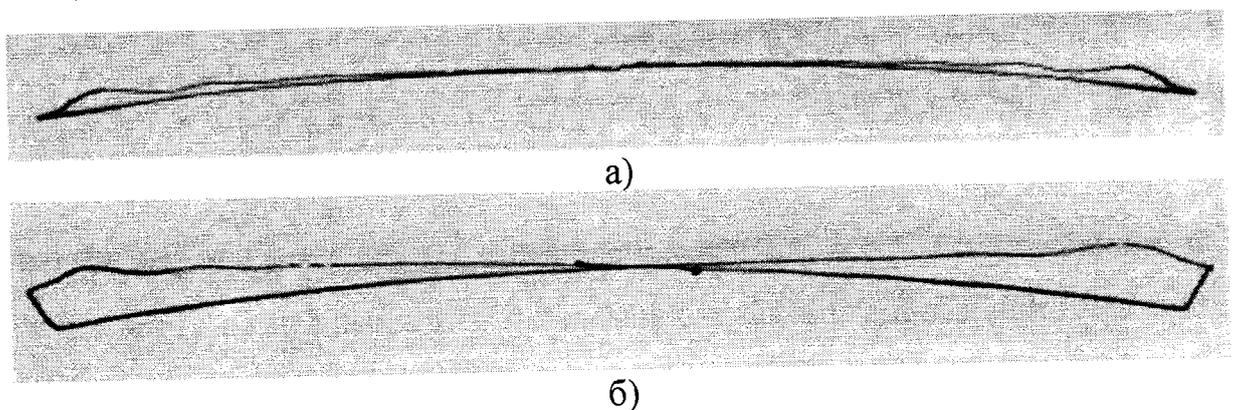


Рисунок 3.10 – Траєкторії руху ріжучих периметрів ротора РО в режимі без
подачі РО на заборі ($V_e = 0$): а) $t_3 = 0$ с; б) $t_3 = 1,2$ с

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист
80

Стандартний запис показників датчиків кутового положення проміжної рами відносно поздовжньої вісі станда та рами ротора відносно ПР приведено на рис. 3.11, нумерацію датчиків наведено в таблиці 3.1.

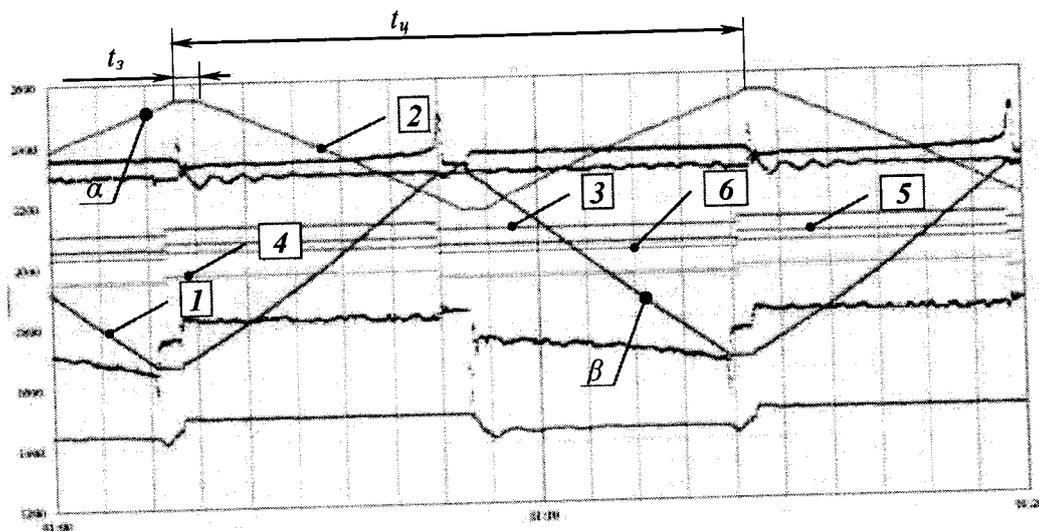


Рисунок 3.11 – Стандартний запис показів датчиків кутового положення РО:

$t_3 = 0,25$ с, $V_e = 90$ м/год

Таблиця 3.1 – Нумерація каналів осцилографа

№ каналів осцилографа	Датчик вимірювальної апаратури	Позначення
1	Датчик кута повороту рами РО (β)	У1
2	Датчик кута повороту ПР (α)	У2
3	Кінцевий вимикач ПР (правий)	В1
4	Кінцевий вимикач ПР (лівий)	В2
5	Кінцевий вимикач РРО (правий)	В3
6	Кінцевий вимикач РРО (лівий)	В4

Здійснено аналіз однієї з викреслених імітатором траєкторій руху описової точки M ріжучих периметрів РО лінії, одержаної без включення поздовжньої подачі РО. Задана ширина виїмки, розробленої в ґрунті $b = 4,5$ м, а заданий час затримки повороту рами ротора $t_3 = 0,7$ с. Лінія траєкторії, проведена імітатором для зазначеного режиму, зображена на рис. 3.12 (лінія I).

Розрахуємо фактичний час, потрібний для довертання проміжної рами t_3 , виходячи з геометричних розмірів викресленої траєкторії руху і відомих значень

кінематичних властивостей бічного переміщення рам – швидкості бічної подачі V_{bn} , кута повороту проміжної рами в плані і тривалості напівциклу t_{nc} . За час напівциклу $t_{nc} = 2,5 \pm 0,5$ с проміжна рама повертається на кут $\alpha_{сп} = 30^\circ \pm 1^\circ$.

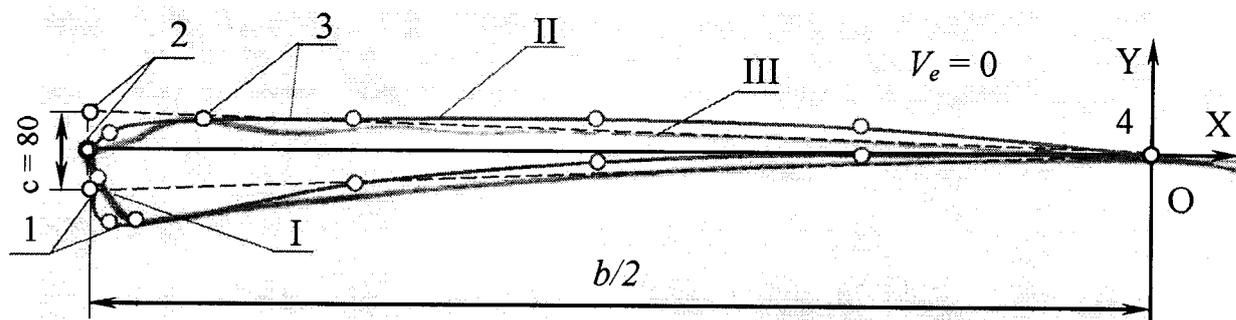


Рисунок 3.12 – Траєкторія руху описової точки M центру ріжучих периметрів ківшів РО: I – накреслена імітатором; II – розрахунково-експериментальна; III – “ідеальна”

Середня кутова швидкість руху проміжної рами становить $-\omega_{bn} = 12 \pm 0,05$ град/с. Швидкість бічного переміщення проміжної рами не є постійною величиною, оскільки змінюється діапазон дії розвертаючих сил рами. Якщо проміжна рама РО відхиляється від поздовжньої вісі машини на кут $\alpha_{сп} = 15^\circ$, її кутова швидкість збільшується на 12%. За умови плавної зміни швидкості V_{bn} для зазначених кутів бічного переміщення, швидкість довертання проміжної рами на 6% перевищує середню швидкість бічного переміщення проміжної рами за напівцикл, тобто, кутова швидкість довертання проміжної рами становить $\omega_{двр} = 12,8 \pm 0,05$ град/с.

З траєкторії, викресленої імітатором (рис. 3.12), видно, що величина довертання складає ($c = 80$ мм (рис. 3.12), лінія I), а кут довертання ПР дорівнює $\alpha_{двр} = 11^\circ$. Час довертання проміжної рами визначається:

$$t_3 = \frac{\alpha_{двр}}{\omega_{двр}} = 0,86 \pm 0,05, \text{ с} \quad (3.4)$$

З розшифрованих записів кутових рухів рам РО відносно траєкторії, що аналізується, випливає, що час зупинки рами ротора та одночасного довертання

проміжної рами становить $t_3 = 0,7 \pm 0,05$ с. Таким чином, між часом затримки, одержаним за результатами аналізу траєкторії, викресленої імітатором, та записами кутових переміщень, є різниця $\Delta t_3 = 0,16 \pm 0,05$ с, яка у відсотковому відношенні становить $\Delta t_3 = 23 \pm 7\%$. Це слід враховувати при обробці подальших результатів дослідження.

Зазначимо, що час розбіжності $\Delta t_3 = 0,16 \pm 0,05$ с є типовим значенням для всіх досліджуваних траєкторій і не залежить від зміни режиму роботи обладнання ($b = var, t_3 = var$).

Вихідними даними для побудови траєкторії розрахунково-експериментальним шляхом є довжини рам РО та проміжної рами, кути відхилень цих рам відносно поздовжньої вісі РО. Траєкторії будуються із врахуванням гарувальних коефіцієнтів кутових переміщень ($k_\alpha = 0,132$ град/yo, $k_\beta = 0,04$ град/yo). У результаті розрахунку одержано набір точок на координатній площині, що визначають траєкторію, яка шукається (рис. 3.12, лінія II).

Порівнюючи взаємне положення траєкторій I і II (рис. 3.12), можна оцінити їх взаємне відхилення під час переміщення РО протягом напівциклу.

В обраній системі координат XOY (рис. 3.12) побудована «ідеальна» траєкторія переміщення точки M центру ріжучих периметрів ківшів на рівні поверхні ґрунту, при бічному русі РО з довертанням проміжної рами $\alpha_{дер} = 11^\circ$ (рис. 3.12, лінія III).

За результатами порівняння взаємного розміщення траєкторій (рис. 3.12), викресленої імітатором (лінія I), побудованої розрахунково-експериментальним шляхом (лінія II) і теоретично доведеної як «ідеальна» (лінія III) можна зробити такі висновки:

1. Побудовані траєкторії за формою аналогічні до лемніскати Бернуллі.
2. Загальні площі, описані лініями I і II, та обраховані площі зрізаних стружок за напівцикл, відрізняються одна від одної на 3,7 %.
3. Середня площа, яку описують траєкторії I і II, на $26 \pm 5\%$ перевищує площу, обмежену «ідеальною» траєкторією. Розрахунок розбіжності траєкторій за

поцею співпадає з обчисленими відсотковими розбіжностями взаємного розташування траєкторій за часом, що задається і реалізується траєкторією руху ріжучих периметрів (точка M).

4. Середнє абсолютне значення відхилення взаємного розміщення ліній траєкторій становить 5 ± 1 мм, максимальне – 26 ± 1 мм.

При застосовуванні імітатора переміщення для запису траєкторії руху ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі віяльно-поступальної подачі РО УЗМ на забій наочно підтверджується розробка широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини в плані (рис. 3.13, рис. 3.14).

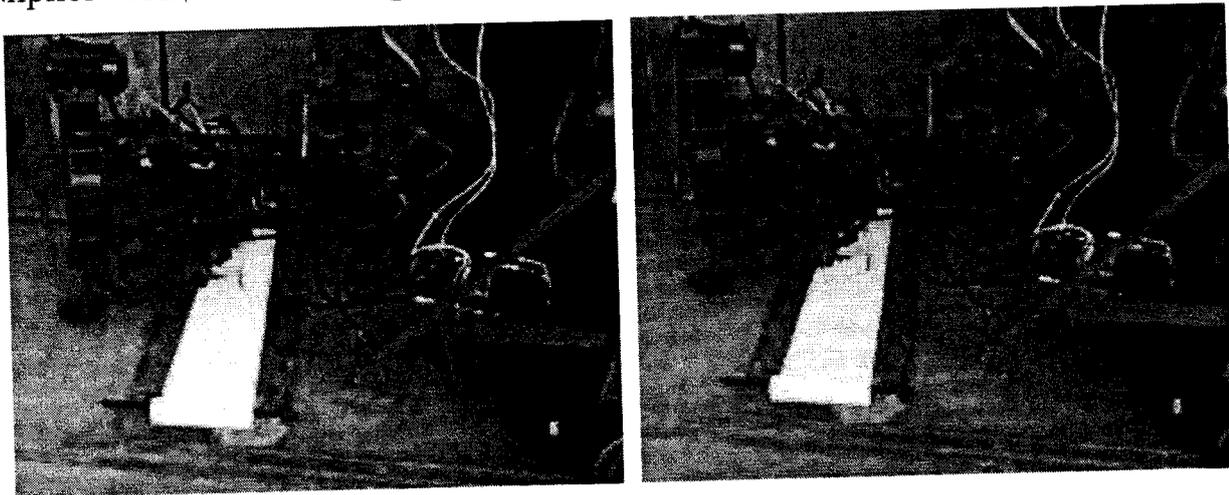


Рисунок 3.13 – Процес запису траєкторій утворення стружки ґрунту РО із застосовуванням імітатора в режимі подачі РО на забій: $V_e = 0,011$ м/с, $t_3 = 0,5$ с.

Викреслити реальну траєкторію руху ріжучих периметрів ківшів ротора РО під час розробки ґрунту неможливо. Її можна побудувати тільки на основі фіксованих показників датчиків кутового переміщення рам та викресленого імітатором процесу утворення стружки з використанням заданих параметрів переміщення та довертання проміжної рами (рис. 3.11, 3.12). Ймовірна похибка при цьому складає 3,7 %.

Побудуємо траєкторію руху ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі виїмки ґрунту за наведеною розрахунково-експериментальною методикою (рис. 3.13), коли РО розробляє виїмку в ґрунті (модель) шириною $b =$

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист
84

0,9 м, при швидкості подачі $V_e = 0,13$ м/с, із заданим часом затримки $t_3 = 0,5$ с повороту рами ротора.

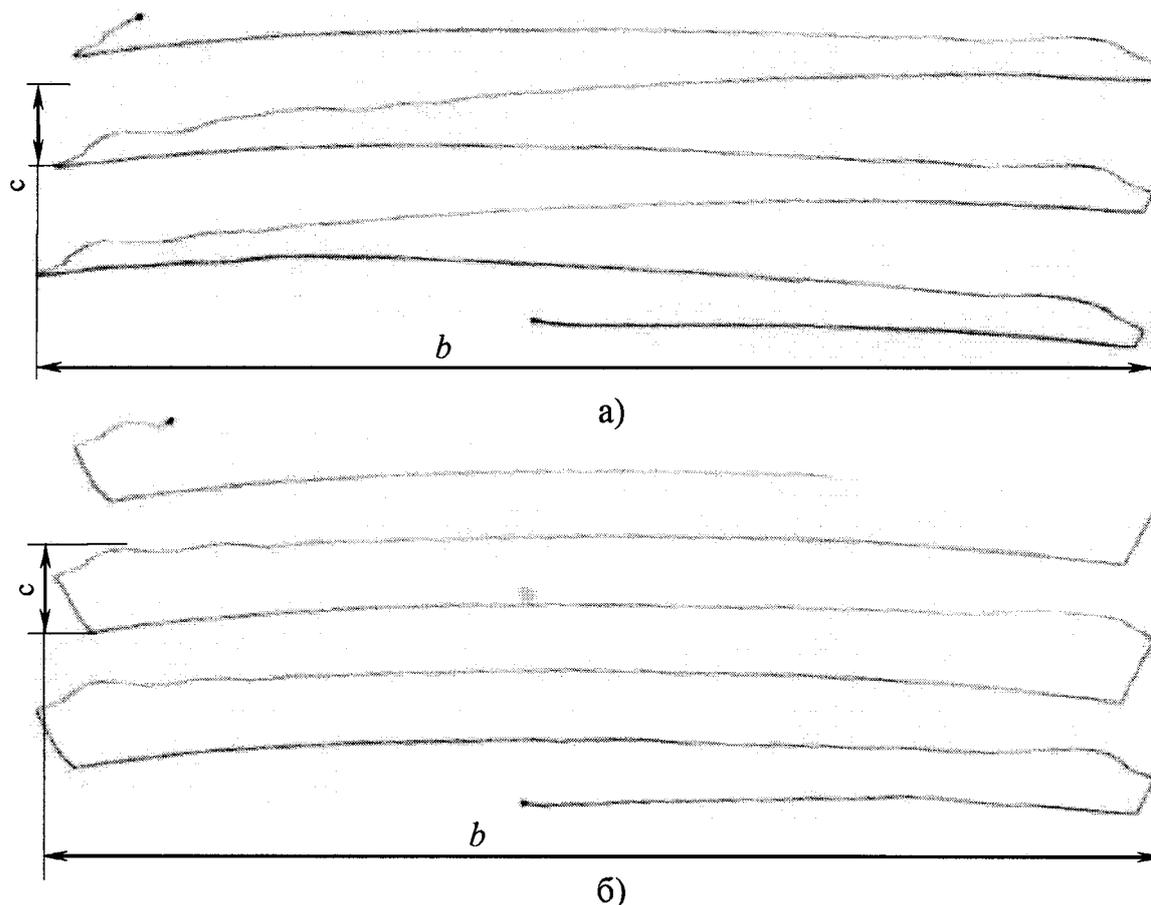


Рисунок 3.14 – Траєкторії руху ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі подачі РО на забій: а) $V_e = 0,013$ м/с; $t_3 = 0$ с; б) $V_e = 0,013$ м/с; $t_3 = 0,5$ с

Довертання проміжної рами (рис. 3.13) на кут $\alpha'_{t_3} = 6^\circ \pm 30^\circ$ відповідає розрахунковій величині часу довертання $t_3 = 0,5 \pm 0,05$ с за кінематикою рами і збігається з показниками датчиків кутів повороту РО. Розглядаючи траєкторію, можна зробити висновок, що час довертання перевищує час, зафіксований на осцилограмі на $\Delta t_3 = 0,17 \pm 0,05$ с. Отриманий результат спостерігаються при всіх режимах розробки забою і не залежать від умов навантаження моделі РО ($V_e = var$, $b = var$, $t_3 = var$, $c = var$). Для режиму холостого ходу спостерігається збіжність затримки часу t_3 на значення $\Delta t_3 = 0,17 \pm 0,05$ с, аналогічно як і для

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

FS

режиму розробки ґрунту забою. Різниця в часі між різними режимами не перевищує 0,05 с.

Досліджуючи кінематику руху РО, виявлено, що рух ротора стабілізується під час розробки забою і стає більш плавним за рахунок демпфуючих властивостей ґрунту, про що свідчить слід від опорної лижі (рис. 3.15). Побудова траєкторій руху ріжучих периметрів ківшів ротора зі змінними значеннями t_3 і b показує про вагомий та постійний вплив перехідних процесів у гідроприводі моделі РО на характеристики траєкторій руху РО, які необхідно враховувати під час роботи машини в режимі реального часу.

Таким чином, можна прийти до висновку, що розбіжність тривалості часу затримки t_3 на 75 – 80 % визначається часом спрацювання гідроагрегатів, якими забезпечується керування механізмом бічного переміщення РО. За технічними характеристиками час спрацювання електромагніту гідрозолотника розподільника ГА-86 і час виходу в робочий режим золотника регулятора потоку МПГ-55-22 складають 0,05-0,1 с.

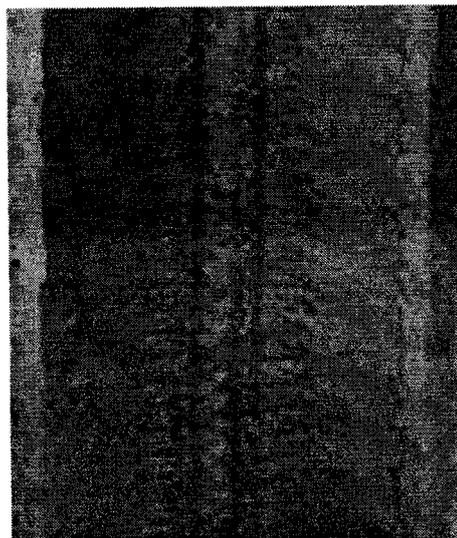
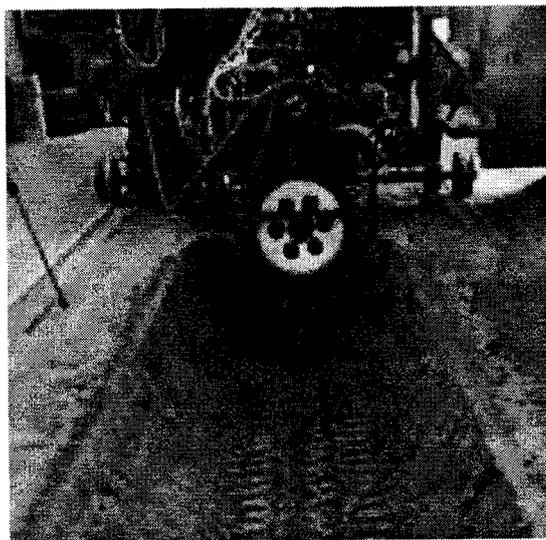


Рисунок 3.15 – Сліди від опорної лижі в процесі розроблення широкої виїмки

Дослідження підтвердило відсутність плавності ліній траєкторій I та II (рис. 3.12) на ділянках 1-2 та 2-3 в кінці кожного напівциклу та розбіжність

тривалості довертання проміжної рами (0,16 – 0,17 с), яка задається датчиком та яка має бути врахована при проектуванні гідроприводів машин. Це не залежить від режиму роботи машини, а визначається роботою самого гідроприводу. Причинами даних розбіжностей є:

- складність перехідних процесів у направляючих і регулюючих вузлах об'ємних гідроприводів механізму бічного переміщення РО, особливо під час їх запуску та зупинки;

- час спрацювання вузлів та агрегатів об'ємних гідроприводів;

- гнучкість гідроприводів і механічної системи, що забезпечують бічний рух РО.

- динамічні навантаження за рахунок сил інерції під час запуску-зупинки механізму бічного переміщення.

- зазори в кінематичних парах тощо.

3.4 Експериментальні дослідження силового навантаження фізичної моделі робочого обладнання УЗМ

Силове навантаження УЗМ під час розробки протяжної виїмки в ґрунті має просторовий характер, є доволі складним і визначається впливом багатьох факторів на процес копання ґрунту, величина кожного з яких змінюється у процесі розробки ґрунту. На етапі фізико-математичного моделювання робочого процесу УЗМ можна з достатньою вірогідністю експериментально встановити об'єктивну ситуацію силового навантаження робочого обладнання, що допоможе визначити величину і характер цих навантажень, динаміку їх зміни і розробити технічні пропозиції для зменшення величини навантажень. У результаті чого, можливо знайти раціональні технічні рішення для підвищення продуктивності УЗМ під час розробки ґрунту.

Результати досліджень руху робочого органу УЗМ в забої за допомогою запропонованої двошарнірної, дволанкової підвіски робочого органу

підтверджують здатність такого робочого органу розробляти широкі виїмки в ґрунті стружками рівномірної товщини за умови довертання проміжної рами РО в кінці кожного напівциклу, тривалість якого сумісна зі швидкістю подачі РО на забій.

Проведено дослідження фізичних особливостей формування навантажень на робоче обладнання УЗМ при роботі в режимі віяло-поступальної подачі РО на забій у процесі відкопування широких траншей та під час відкопування траншей, ширина яких пропорційна ширині робочого органу.

На рис. 3.16 зображено профіль розробленої УЗМ вузької траншеї, ширина якої відповідає ширині РО.

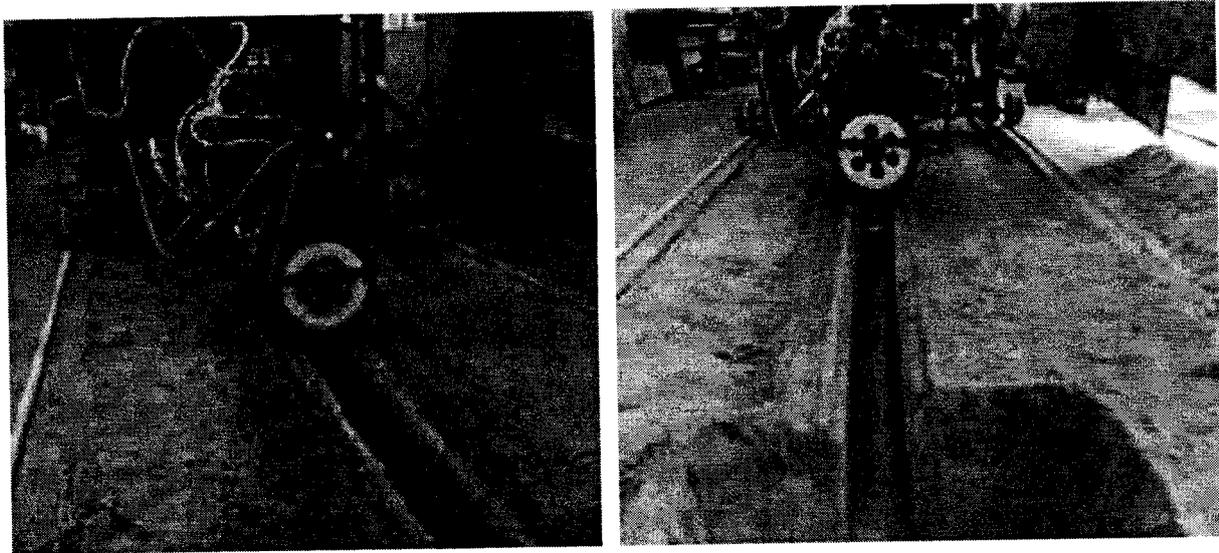


Рисунок 3.16 – Профіль траншеї, ширина якої відповідає ширині РО

Процес копання широких виїмок (котлованів) у ґрунті здійснюється робочим органом за один (рис. 3.17), або два (рис. 3.18) проходи в ґрунті.

Залишкові просипи в траншеї мінімальної ширини, яка дорівнює ширині ротора $b = 0,6$ м, майже відсутні, а в траншеї максимальної ширини ($b = 4,5$ м) становлять 7-10 % від об'єму розробленого ґрунту.

Дослідження силового навантаження проводилися із застосуванням комплексу вимірювальних та реєструючих пристроїв на різних режимах роботи фізичної моделі РО УЗМ.

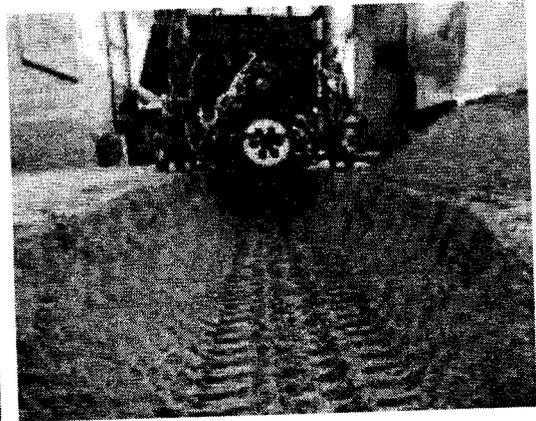


Рисунок 3.17 – Розробка широкої траншеї за один прохід

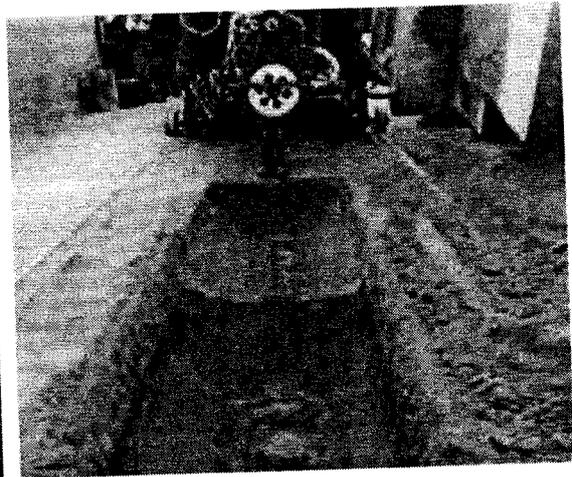
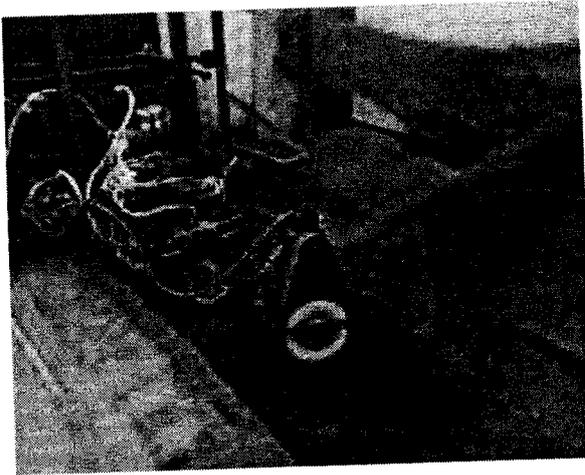


Рисунок 3.18 – Розробка широкої траншеї за два проходи

На рис. 3.19 представлено осцилограму силового навантаження РО з нумерацією каналів (табл. 3.2).

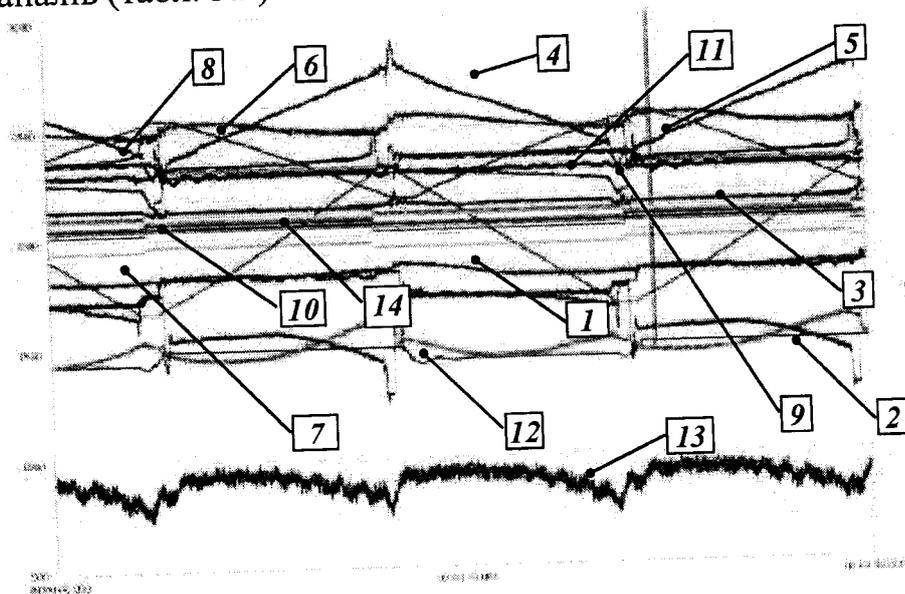


Рисунок 3.19 – Осцилограма робочого процесу

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист
89

Таблиця 3.2 – Нумерація каналів осцилографа

№ каналів осцилографа	Датчик вимірювальної апаратури	Позначення
1	Канал ТП (ближній – дільній)	T_z
2	Канал ТП (ближній – дільній)	M_y
3	Канал ТП (верхній – нижній)	T_y
4	Канал ТП (верхній – нижній)	M_x
5	Канал ТП (лівий – правий)	T_x
6	Канал ТП (лівий – правий)	M_z
7	Датчик кута повороту рами РО	(β)
8	Датчик кута повороту ПР	(α)
9	Датчик тиску в гідросистемі ПР (правий) Д1	P_1
10	Датчик тиску в гідросистемі ПР (лівий) Д2	P_2
11	Датчик тиску в гідросистемі рами РО (правий) Д3	P_3
12	Датчик тиску в гідросистемі рами РО (лівий) Д4	P_4
13	Датчик крутного моменту на роторі	$M_{кр}$
14	Датчик швидкості поздовжньої подачі	V_e

3.5 Визначення зміни крутного моменту на вісі ротора робочого органу

Одним з основних параметрів, що характеризує силове навантаження робочого обладнання УЗМ, є крутний момент на вісі ротора робочого органу. При добуванні широких виїмок шириною $b = 3 \div 4,5$ м особливу увагу слід звернути на визначення характеру зміни крутного моменту $M_{кр}$ протягом робочого циклу (напівциклу) на різних режимах роботи (зміни швидкостей поздовжньої подачі машини V_e , поперечної подачі робочого органу $V_{\delta n}$, різання ґрунту V_p), при різних ґрунтових умовах (ґрунти I–IV категорій) та зміні часу тривалості повертання проміжної рами t_3 в кінці кожного напівциклу.

Розглянемо режими роботи, при яких постійними параметрами є швидкості подачі машини до забій, $V_e = 104$ м/год, бічної подачі РО $V_{\delta n} = 0,7$ м/с і різання

$v = 6$ м/с для I категорії ґрунту, а змінним є час довертання проміжної рами t_3 .
 Фічне зображення залежності зміни крутного моменту $M_{кр}$ протягом циклу
 півциклу) зображено на рис. 3.20.

Згідно з результатами досліджень, протягом циклу (напівциклу), коли час
 вертання РО дорівнює нулю ($t_3 = 0$ с) (рис. 3.20, лінія 1), а швидкість подачі V_e
 категорія ґрунту C змінюються, характер зміни крутного моменту $M_{кр}$ на вісі
 ротора залишається тим самим, однак змінюються абсолютні величини $M_{кр}$. За
 цих умов експлуатації, максимальне значення $M_{кр}$ становить $67 \div 74$ кНм, а
 мінімальне значення – $13 \div 16$ кНм, тобто коефіцієнт варіації крутного моменту за
 півцикл становить $K_{M_{кр}} = 5,15$. У момент зміни напрямку бічного руху ротора
 іна величини крутного моменту від максимального до мінімального
 відбувається за 0,8-1,1 с. Такий режим роботи є найбільш продуктивним при
 зробі ґрунту, але він характеризується різкими змінами навантажень на
 виводі ротора, що є дуже негативним і значно знижує надійність робочого
 обладнання та машини в цілому.

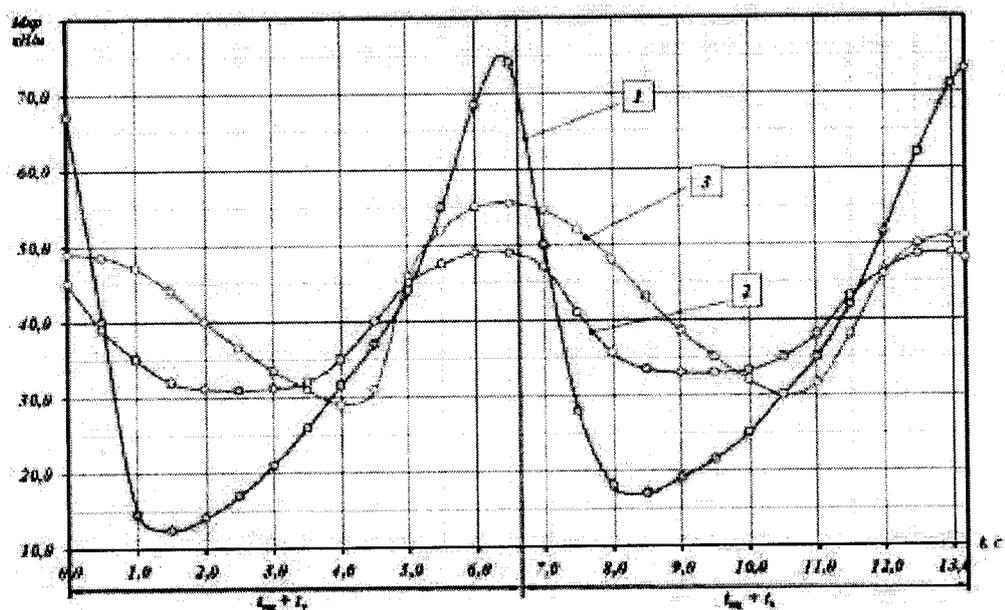


Рисунок 3.20 – Зміна крутного моменту на вісі ротора РО за час циклу при
 $C = 5$, $V_e = 104$ м/год; $V_{bn} = 0,7$ м/с, час довертання ПР: 1) $t_3 = 0$ с; 2) $t_3 = 1,5$ с;
 3) $t_3 = 1,7$ с

Характер зміни крутного моменту на вісі ротора за напівцикл можна пояснити наступним чином. Коли ротор переміщується ближче до бічної стінки забою, максимальна товщина стружки зрізається бічними і фронтальними гранями ріжучих периметрів ківшів (рис. 3.20 а), максимізуючи сили опору під час копання ґрунту. Ківші ротора максимально заповнюються ґрунтом, що максимізує сили тертя ґрунту всередині ківшів, відцентрові сили, що штовхають його до забою, і масу ґрунту, що транспортується на розвантаження із забою. Під час бічного переміщення ротора біля бічних поверхонь ківшів ротора утворюється призма волочіння ґрунту, яка збільшується до максимального значення, коли ротор наближається до бічної стінки забою, тому сила притискання ротора до бічної стінки також є максимальною. Крім того, у цей момент значення сили тертя ґрунту призми волочіння по бічним граням ківшів також будуть максимальними. Отже, максимальні значення перелічених сил визначають максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора.

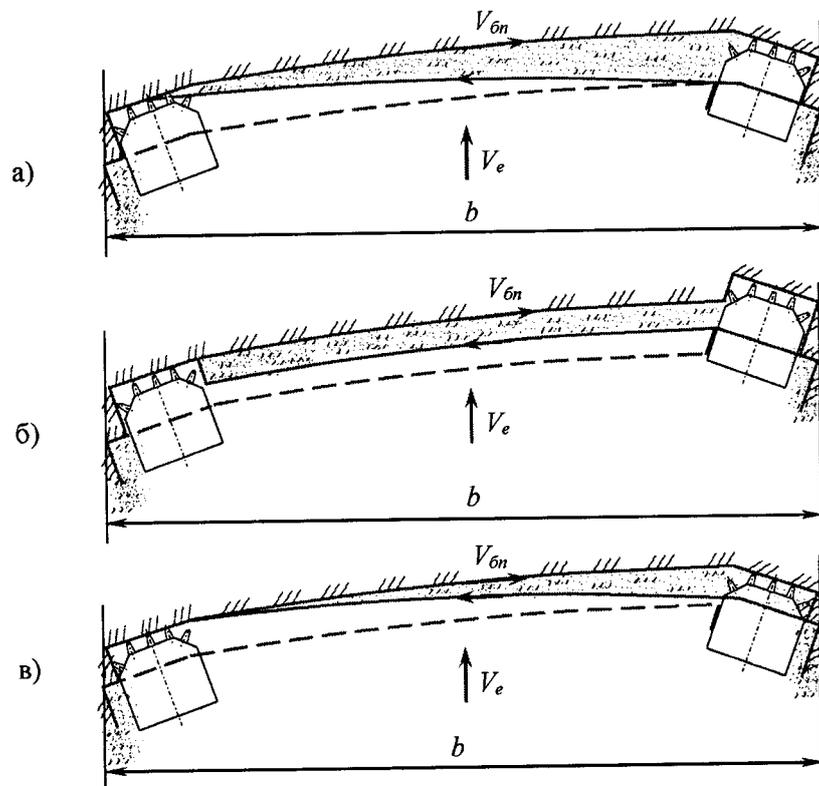


Рисунок 3.21 – Схема забою та форми стружок, які розробляються робочим органом УЗМ при $C = 5$, $V_e = 104$ м/год; $V_{6n} = 0,7$ м/с: 1) $t_3 = 0$ с; 2) $t_3 = 1,5$ с; 3) $t_3 = 1,7$ с

У той момент, коли ротор РО починає рухатися вбік від бічної стінки траншеї, розробка ґрунту ріжучими периметрами ківшів не відбувається (рис. 3.21 а). Ківші залишаються наповненими ґрунтом і протягом короткого проміжку часу ($t \approx 0,5$ с) ґрунт підбирається з призми волочіння, яка залишається між ротором і бічною стінкою забою. У цей період крутний момент на вісі ротора визначається вагою і тертям ґрунту в ківшах, а також тертям ківшів по поверхні забою. Коли ківші розвантажуються, значення цих сил швидко зменшуються. Протязі 0,8-1,1 с крутний момент на вісі ротора зменшується до мінімального значення. Коли ротор рухається далі вбік до протилежної стінки забою, крутний момент зростає, оскільки всі сили, які його визначають, збільшуються.

При довертанні проміжної рами за час t_3 (рис. 3.20, лінії 2 і 3) характер залежностей зміни крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора протягом півциклу (напівциклу), в основному, подібний до попереднього (рис. 3.20, лінія 1), з деякими відмінностями щодо абсолютного значення крутного моменту $M_{кр}$ в області рівномірного навантаження ротора.

Зі збільшенням часу довертання ПР $t_3 = 1,5$ с (рис. 3.20, лінія 2), форми стружки (рис. 3.21 б) максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора вирівнюється та становить $M_{кр} = 45 \div 48$ кНм, що на 34% менше, а мінімальне значення $M_{кр} = 31 \div 33$ кНм, тобто на 28% більше, ніж при роботі в тому ж режимі без довертання ($t_3 = 0$ с). Експериментальні дослідження показують, що при роботі з довертанням ПР величина крутного моменту на вісі ротора вирівнюється протягом напівциклу ($K_{M_{кр}} = 1,45$), при цьому абсолютні величини $M_{кр}$ знижчі, а робота машини відбувається практично з незмінним крутним моментом $M_{кр}$ на приводі ротора. Це свідчить про раціональність і доцільність роботи машини в заданих режимах з довертанням проміжної рами на протязі певного часу t_3 в кінці кожного напівциклу.

Із збільшенням часу довертання ПР $t_3 = 1,7$ с (рис. 3.20, лінія 3) максимальне значення моменту $M_{кр}$ на вісі ротора зростає до $48 \div 55$ кНм, а мінімальне значення зменшується до $29 \div 30$ кНм, коефіцієнт варіації крутного

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

моменту становить $K_{M_{кр}} = 1,74$, що вказує на зменшення рівномірності навантаження на вісі ротора РО для заданого режиму роботи.

Порівняльний аналіз форм стружок, які розробляються ріжучими периметрами ківшів РО в горизонтальній площині протягом циклу (напівциклу) (рис. 3.21) із визначеним значенням часу довертання ПР t_3 і відповідними змінами крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора вказує на те, що рівномірність $M_{кр}$ забезпечується при певному співвідношенні сил опору копання ґрунту забою, які витрачаються на перенесення призми ґрунту перед ротором, та витрат енергії на транспортування ґрунту на розвантаження. На початку напівциклу просипи на дні котловану мінімальні і РО розробляє ґрунт забою. Під час розробки забою стружками, як зображено на рис. 3.21 б, при переміщенні ротора по дузі забою товщина стружки зменшується, але призма від просипів ґрунту накопичуються перед ротором, досягаючи максимального значення в кінці напівциклу біля стінки забою, тоді як товщина стружки протягом напівциклу є мінімальною. Таким чином, забезпечується рівномірність завантаження ківшів ротора ґрунтом, що надходить із забою та призми волочіння.

Слід відзначити, що із збільшенням міцності ґрунту зростає товщина стружки стає більш рівномірною в плані за напівцикл, оскільки питома вага витрат енергії на розробку забою збільшується, а на підбирання просипів – зменшується.

Вищерозглянуті режими роботи РО показують, що навантаження на вісі ротора зростає зі збільшенням швидкості V_e подачі РО на забій. Однак при збільшенні швидкості різання ґрунту до $V_p = 9$ м/с максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора зменшується до $52 \div 56$ кН·м, тобто на 24 - 30 %, а мінімальне – 12 кН·м, на 14 % (рис. 3.22).

При зниженні швидкості поздовжньої подачі РО на забій $V_e = 104$ м/год до $V_e = 27$ м/год без зміни інших умов, максимальні значення крутного моменту знизяться до $M_{кр} = 22 \div 23$ кН·м у середньому на 70 %, а коефіцієнта варіації крутного моменту до $K_{M_{кр}} = 2,8$, тобто на 47 %. При цьому характер зміни

моменту $M_{кр}$ на вісі ротора протягом напівциклу не залежить від напрямку бічного переміщення РО в забої.

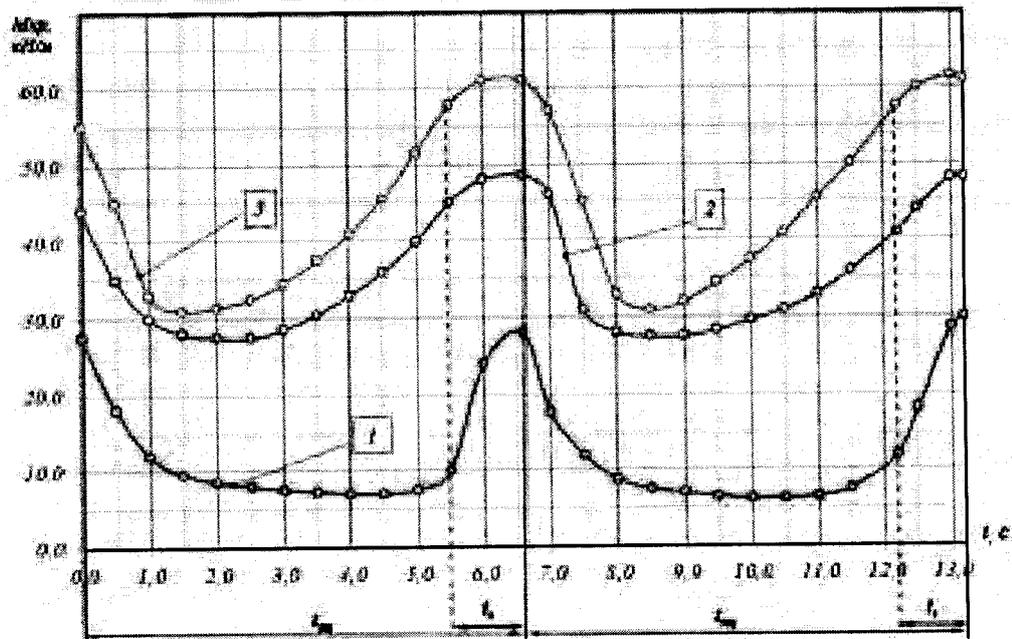


Рисунок 3.22 – Зміна крутного моменту на вісі ротора за час циклу при $t_3 = 1,1$ с: 1) $V_e = 27$ м/год, $V_p = 6$ м/с; 2) $V_e = 104$ м/год, $V_p = 9$ м/с; 3) $V_e = 104$ м/год, $V_p = 6$ м/с

Експериментальні дослідження для кожної швидкості V_e подачі РО на забій та конкретних умов ґрунту показують, що для розроблення забою рівномірними стружками в горизонтальній площині потрібно обрати відповідний час довертання ПР t_3 , при якому крутний момент $M_{кр}$ на вісі ротора буде максимально рівномірним, а його величина мінімальною. Критеріями рівномірності є мінімальне коливання значень $M_{кр}$ відносно середнього значення та наявність горизонтальної лінії на кривій навантаження.

Аналіз залежності силового навантаження на вісі РО від часу затримки t_3 повороту рами РО і швидкості V_e подачі РО на забій (рис. 3.23) показує, що крива 2 характеризується більш рівномірним крутним моментом $M_{кр}$ на вісі ротора під час роботи машини на номінальній потужності в різних ґрунтових умовах при розробці котловану шириною $b = 4,5$ м. Форма кривої у вигляді половини гілки параболі, уточнює залежність t_3 від V_e , при якій розроблення забою РО в

горизонтальній площині проводиться стружками рівномірної товщини. Дане уточнення слід враховувати для зменшення впливу просипів ґрунту на процес формування навантажень ротора.

Аналізуючи залежності (рис. 3.23), можна зробити висновок, що при низьких швидкостях V_e поздовжньої подачі РО на забій товщина стружки, що розробляється, практично не змінюється. Зі збільшенням швидкості V_e зростає вплив призми волочіння на роботу РО за рахунок просипів ґрунту. Тому, для більш рівномірного навантаження РО форма стружки має виглядати такою, як зображено на рис. 3.23 б. Описаний результат призводить до того, що лінії на графіку $t_3 = f(V_e)$ сильно викривлені порівняно з розрахунковими.

Подвійні перегини та асимптотичне наближення ліній 2 і 3 (рис. 3.23) до деякого максимального значення часу довертання ПР пояснюється тим, що в кінці напівциклу ротор наближається до бічної стінки забою під певним кутом, який зменшується в ході довертання ПР. Можливо, існує певний граничний кут наближення ротора до бічної стінки забою, і при досягненні цього кута розробка ґрунту проводиться непризначеними для цього елементами конструкції ротора, в результаті чого крутний момент та інші силові фактори зовнішнього навантаження РО різко зростають.

Таким чином, реалізація одержаного закону $t_3 = f(V_e)$ в управлінні віяльно-поступальним рухом РО дає змогу в 3,6 рази стабілізувати його навантаженість і зменшити самі навантаження в 1,5 рази, що, в свою чергу, дозволяє підвищити продуктивність УЗМ завдяки рівномірному завантаженню ківшів ротора ґрунтом протягом робочого циклу.

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити висновок, що продуктивність УЗМ можна підвищити шляхом вирівнювання значень крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора протягом напівциклу та мінімізації його абсолютних значень, які забезпечуються зміною швидкостей подачі РО на забій V_e та відповідним часом t_3 довертання ПР. Забезпечити рівномірність навантажень на роторі по $M_{кр}$ можливо шляхом автоматичного регулювання часу

довертання t_3 проміжної рами РО залежно від значення швидкості V_e поздовжньої подачі робочого органу машини на забій (рис. 3.23).

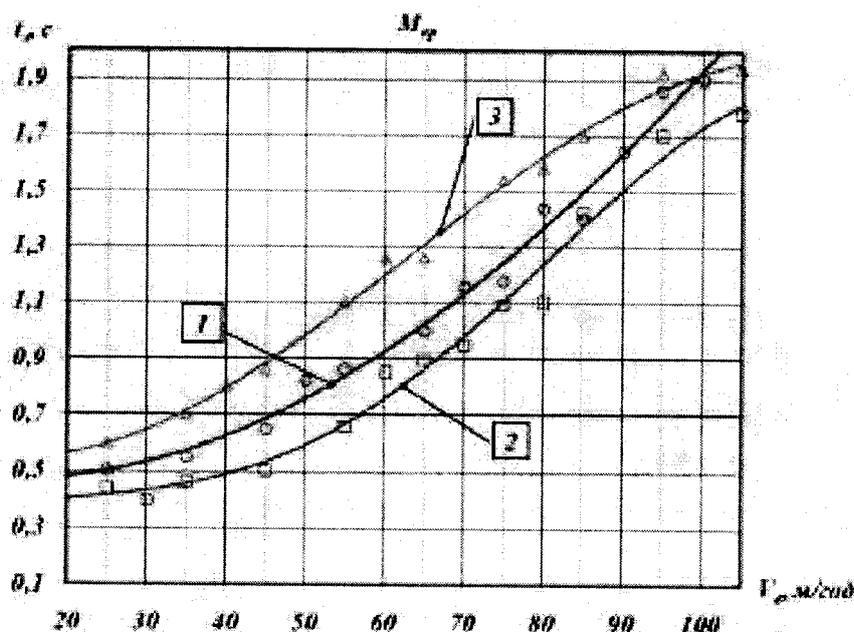


Рисунок 3.23 – Залежності часу затримки t_3 проміжної рами РО від швидкості подачі РО на забій V_e при мінімальному навантаженні від крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора для виїмок різної ширини: 1) $b = 4,5$ м; 2) $b = 3,75$ м; 3) $b = 3$ м

3.6 Висновки до розділу 3

1. Експериментально доведено, що дволанкова, двошарнірна підвіска РО на шасі з механізмом бічного руху ланок в забої забезпечує переміщення по траєкторії, що аналогічна до лемніскати Бернуллі. Це забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини в плані за рахунок довертання проміжної рами ротора в кінці кожного напівциклу робочого процесу. Величина випереджаючої подачі робочого органу на забій в кінці кожного напівциклу, повинна бути функціонально пов'язана зі швидкістю подачі машини на забій.

2. Розраховано експериментально закономірність зміни часу довертання проміжної рами РО, що забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини, залежно від швидкості подачі машини. Оптимальна тривалість

довертання проміжної рами у режимі максимальної продуктивності складає 1,1 с та дає змогу знизити максимальні значення навантажень на робочому оснащенні до 80 %. Відхилення величини розробленої товщини стружки від розрахункової становить на більше 3,7 %.

3. Доведено адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ на фізичній моделі під час розробки виїмок шириною 3 - 4,5 м у ґрунтах I - IV категорій в режимі максимальної продуктивності машини.

Силові навантаження на робочому обладнанні змінюється від нуля до певного максимуму за кожен напівцикл. Максимальні значення силового навантаження в кінці кожного напівциклу без довертання проміжної рами становлять: крутний момент на роторі – $67 \div 74$ кН·м; сила тяги на РО – $19 \div 21$ кН; бічна сила на РО – $70 \div 80$ кН; розвертаючий момент в плані – $270 \div 280$ кН·м; момент в площині корми машини – $120 \div 180$ кН·м; коефіцієнт зміни крутного моменту – 5,15.

За тих самих умов, при довертанні проміжної рами в кінці кожного напівциклу робочого процесу, силові навантаження на робочому обладнанні УЗМ знижуються і стабілізуються, а їх максимальні значення становлять: 170 крутний момент на роторі – $45 \div 48$ кНм; сила тяги на РО – $15 \div 17$ кН; бічна сила на РО – $35 \div 45$ кН; розвертаючий момент в плані – $140 \div 160$ кНм; момент в площині корми машини – $85 \div 105$ кНм; коефіцієнт зміни крутного моменту – 1,4.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист 98
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дана кваліфікаційна робота є завершеною науково-дослідною роботою, в якій теоретично узагальнено та практично вирішено важливу науково-технічну задачу підвищення ефективності універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунтах протяжні виїмки різних лінійних розмірів, шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу (РО) в забої без переналагодження робочого обладнання. Це дає можливість розширення сфери використання землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання, підвищення ефективності виробництва за рахунок збільшення обсягів серійного виробництва однотипових машин та їх подвійного застосування.

1. Аналіз існуючих конструкцій УЗМ безперервної дії, їх робочого обладнання та процесів відкопування широких виїмок в ґрунті свідчить про відсутність системного наукового підходу до вибору конструкцій робочого обладнання та машини в цілому. Технічні можливості відомих конструкцій робочого обладнання УЗМ досягли своєї досконалості, а резерви підвищення їх продуктивності практично вичерпано.

2. Встановлено, що реалізація дволанкової, двовісної схеми підвіски РО на базове шасі з індивідуальним приводом бічного переміщення кожної з ланок забезпечує розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в режимі віяльно-поступальної подачі на забій в процесі копання широких виїмок.

3. Вперше синтезовано механізм та алгоритм приводу переміщення в забої дволанкового, двовісного ґрунторозробного роторного робочого обладнання УЗМ безперервної дії, що забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини не залежно від ширини виїмки. Вирівнювання товщини стружки в плані забезпечується за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці

Лист	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 601-мММ 001-00.00.000 ПЗ		
роб.	Бакушін		28.12	Літ.	Лист	Листів
звір.	Шаповал		28.12		99	
технік	Шаповал		28.12	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ		
інтр.	Васильєв		18.01	Національний університет імені Юрія Кондратюка		
зв.	Орисенко		06.01	ННІІТМ 2023 р.		

кожного напівциклу робочого процесу.

4. Експериментально доведено адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ при розробці виїмок шириною 3 - 4,5 м у ґрунтах I - IV категорій в режимі максимальної продуктивності машини. Відхилення величини товщини розроблюваної стружки від розрахункової становить на більше 3,7 %.

5. Підтверджено експериментально можливість розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в плані роторним робочим органом УЗМ за умови його віяльно-поступального переміщення в забої по траєкторії, що аналогічна до лемніскати Бернуллі, за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу, при стабільній роботі гідроприводів РО.

Силіві навантаження на робочому обладнанні змінюється від нуля до певного максимуму за кожен напівцикл. Максимальні значення силового навантаження в кінці кожного напівциклу без довертання проміжної рами робочого органу складають: крутний момент на роторі – $67 \div 74$ кНм; сила тяги на робочому органі – $19 \div 21$ кН; бічна сила на РО – $70 \div 80$ кН.

За однакових умов, під час довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу робочого процесу, силіві навантаження на робочому обладнанні УЗМ зменшуються і стабілізуються, а їх максимальні значення складають: крутний момент на роторі – $45 \div 48$ кНм; сила тяги на робочому органі – $15 \div 17$ кН; бічна сила на РО – $35 \div 45$ кН.

6. Доведена робоча гіпотеза дослідження, що підвищення продуктивності роботи машини, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ при відкопуванні широких виїмок в ґрунті досягається шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується РО протягом робочого циклу в режимі віяльно-поступального переміщення в забої.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
1.	Лист	№ докум.	Підп.		Дата

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ПАТ “Укртранснафта”. URL: <https://www.ukrtransnafta.com/shema-sistemi-magistralnih-naftoprovodiv-ukrayini/> (Дата звернення 15.11.2021).
2. Gas Transmission System Operator of Ukraine. URL: <https://tsoua.com/gts-infrastruktura/mozhlyvosti-gts/tehnichni-dani/> (Дата звернення 18.11.2021).
3. План розвитку газотранспортної системи ТОВ “Оператор ГТС України” на 2021–2030 рр. Постанова НКРЕКП 19.05.2021 № 806./ URL: https://tsoua.com/wp-content/uploads/2021/05/Skankopiya-TYNDP-2021-2030_compressed.pdf/ (Дата звернення 15.11.2021).
4. Філіпчук І. Зроблено в Україні. Аналогів немає. Нафта і газ. - 1999. № 10. С. 12–13.
5. Василенко С.К., Мусійко В.Д. Швидкісний капітальний ремонт магістральних трубопроводів. Нафта і газ / – 2004. – № 9. – С. 42–43.
6. Мусійко В.Д. Теорія спеціальних землерийних машин безперервної дії. Видання друге доповнене : монографія / Вид. «Людмила», 2018. 280 с.
7. Про національну безпеку України : Закон України від 21.06.2018 р. № 2469-VIII (Відомості Верховної Ради (ВВР), 2018, № 31, с. 241).
8. Шевченко В.К., Волощенко О.І. Спосіб визначення величини впливу фортифікаційного обладнання на живучість системи управління військами (силами) в операції (бойових діях)./ ЦНДІ ЗСУ, К.; Сучасні інформаційні технології у сфері безпеки та оборони № 1 (37)/2020. с. 179-184.
9. Дьяков С.І. та ін. Військові фортифікаційні споруди.: підручник:/ НАСВ, Львів, 2018. 318 с.
10. Рекомендації командирам загальновійськових підрозділів по організації інженерного обладнання районів оборони (опорних пунктів, та позицій). Під ред. ген. л-та Безродного В.Д., К: ГУІВ ГШ ЗСУ, 1997. – 78 с.

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ							
	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
роб.	Бакушін		<i>[Signature]</i>	28.12	Лім.	Лист	Листів
евір.	Шаповал		<i>[Signature]</i>	28.12		101	
зник	Шаповал		<i>[Signature]</i>	28.12	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТМ 2023 р.		
онтр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	16.01			
в.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	16.01			

11. Гераськін В.М. Рекомендації щодо підвищення ефективності інженерного забезпечення. Труди академії № 12. К.: АЗСУ, 1999. – с. 12 – 16.

12. Методичні рекомендації з інженерного обладнання районів оборони (опорних пунктів та позицій), базових таборів, блокпостів. К.: ГУОЗ ЗСУ, 2018.- 221 с.

13. Оперативні розрахунки завдань інженерного забезпечення (методики та приклади) : навч.-метод. посіб. / колектив авторів. – К .: НУОУ ім. Івана Черняхівського, 2016.- 152 с.

14. Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Вдосконалення траншейного екскаватора з безквішевим роторним робочим органом. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків : Українська державна академія залізничного транспорту. 2014. Вип. 148. – С. 49-54. URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_148_ch1.pdf.

15. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Проблеми модернізації землерийних машин безперервної дії : Збірник наукових праць Центрального НДІ озброєння та військової техніки Збройних сил України, 2017., № 3т (70). С. 181-190.

16. Проведення тензометричних випробувань машини ПЗМ-3-01: Звіт про НДР / НТУ; кер. Мусійко В.Д.; вик.: Коваль А.Б. Лазарук Ю.В., Ніколаєнко В.А.. - № д.р. 0117U001719. - Київ, 2017. 61 с.

17. Lazaruk J., Musiiko V., Koval A. Experimental analysis of the universal continuous digging machine working processes. 2020. Vol. 4. – P. 429-435. DOI: <https://doi.org/10.21062/mft.2020.066>. URL: http://journalmt.com/artkey/mft-202004-0006_experimental-analysis-of-the-universal-continuous-digging-machine-working-processes.php. (SCOPUS).

18. Мусійко В.Д. Наукові основи створення спеціальних землерийних машин безперервної дії : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.04. Київ, 2016. - 379 с.

19. Коваль А.Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин : дис. ... канд. техн. наук 05.05.04. К., 2014. - 218с.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ

Лист

102

20. Ніколаєнко В.А. Створення мобільної землерийної машини безперервної дії за критерієм динамічної навантаженості. : дис. ... канд. техн. наук 05.05.04. Київ, 2020. – 259 с.

21. Дирда М.П. Підвищення ефективності робочих процесів екскаваторів поздовжнього копання у складних ґрунтових умовах : дис. ... канд. наук: 05.05.04 / М.П. Дирда. – Д., 2010. – 153 с.

22. Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Визначення параметрів силового навантаження робочого обладнання універсальних землерийних машин. //Збірник наукових праць. (Серія “Галузеве машинобудування, будівництво”) /Полтавський НТУ. – Вип. № 1(31). – Полтава: Пол НТУ, 2012. – с. 125 – 130.

23. Мусійко В.Д. Екскаватори поздовжнього копання: навч. посібник. – К.: НТУ, ЗАТ “Віпол”, 2008. 240 с.

24. Пелевін Л.Є., Горбатюк Є.В., Тетерятник О.А. Аналіз конструктивних схем існуючих траншеєкопачів та перспективи їх розвитку. КНУБА, Київ. Наук.вісник Херсонської державної морської академії № 1(10), 2014. С.223-230.

25. Juraj Gerlici, Svyatoslav Kravets, Mykhailo Honchar, Andrii Koval, Anatolii Korpach, Tomas Lack, Kateryna Kravchenko. The Mathematical Model Refinement of the Continuous Digging Machine and Its Research. Manufacturing Technology 2020, 20(5):576-581 DOI: 10.21062/mft.2020.063. URL: https://www.researchgate.net/publication/347751540_The_Mathematical_Model_Refinement_of_the_Continuous_Digging_Machine_and_Its_Research.

26. Створення траншейно-котлованих універсальних землерийних машин безперервної дії. Звіт про наук. досл. роб. НТУ; кер. Мусійко В.Д.; вик. Коваль А.Б. [та ін.]. НТУ, Київ, 2016. № д.р. 0115U002269. 164 с.

27. Удосконалення експлуатаційних показників дорожніх, землерийних машин та транспортних засобів. Звіт про НДР (проміжний) / НТУ; кер. Мусійко В.Д.; вик. Коваль А.Б., Лазарук Ю.В. [та ін.]. - № д.р. 0118U001087. -Київ, 2019. 115 с.

28. Поліпшення експлуатаційних показників технологічних машин та

транспортних засобів в транспортному будівництві. Звіт про НДР (проміжний) НТУ; кер. Мусійко В.Д.; вик. Коваль [та ін.]. - № д.р. 0121U107519. -Київ, 2022. 26 с.

29. Створення енергоефективних та екологічно безпечних мобільних землерийних машин безперервної дії подвійного призначення (остаточний) / НТУ; кер. Мусійко В.Д.; вик. Коваль, Лазарук Ю.В. [та ін.]. - № д.р. 0121U111761. - Київ, 2022. 198 с.

30. The State of the Art in Automation of Earthmoving. Sanjiv Singh. System Scientist Robotics Institute./Carnegie Mellon University Pittsburgh. PA 15213. July 1997. URL: https://www.researchgate.net/publication/2303982_The_State_of_the_Art_in_Automation_of_Earthmoving/ - (Дата звернення 17.09.2019).

31. Trencor American Augers. URL: www.trencor.com/ (Дата звернення 17.09.2019).

32. Vermeer. URL: www.vermeer.com/ (Дата звернення 17.09.2019).

33. Eagle Trenchers. URL: www.eagletrenchers.com/ (Дата звернення 17.09.2019).

34. Tesmec USA Inc. URL: www.tesmec.com/ (Дата звернення 17.09.2019).

35. Talon Trenchers. URL: www.talontrenchers.com/ (Дата звернення 17.09.2019).

36. An adaptive control system of roadheader with intelligent modelling of mechanical features of mined rock. Dariusz Jasiulek, Krzysztof Stankiewicz. //Journal of IONES Powertrain and Transport, Vol. 18, №2 2011. URL: <https://www.hindawi.com/journals/sv/2021/9918988/> (Дата звернення 16.09.2020).

37. Analysis the factors affecting conveyance rate of unbucket chain trenching machine. //Doan Dinh Diep.// Agricultural, Forest and Transport Machinery and Technologies. Volume IV – Issue 1, 2017.// URL: <https://www.hindawi.com/journals/sv/2021/9918988/> (Дата звернення 15.08.2020).

38. Універсальна землерийна машина : пат. 101931, Україна : E02F3/00; № а 012 09065 ; заявл. 23.07.2012; опубл. 13.05.2013, Бюл. № 9.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		104

39. Універсальна землерийна машина : пат. № 114779 Україна : E02F 3/00; а 2012 09065 ; заявл. 10.02.2017 Бюл. №3; опубл. 25.07.2017, Бюл. №14.

40. УЗМ Qgmc виробництва Qingzhou Honorsun Trade Co., Ltd., КНР. URL: https://www.alibaba.com/product-detail/Mechanical-blasting-digging-trenches-Wheel-mch_1978562777.html/ (Дата звернення 19.09.2020).

41. Сайт про механічні екскаватори, старої будівельної авто- і лізнодорожної техніки. URL: http://www.techstory.ru/exco_mn/baggers_nepr2.htm/ (Дата звернення 19.09.2018).

42. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Проблеми, напрямки та перспективи створення і модернізації землерийних машин безперервної дії спеціального призначення : Вісник Національного транспортного університету. Серія “Технічні науки”. 2021. Вип. № 1 (48). С. 223-232. DOI: 10.33744/2308-6645-21-1-48-223-232. URL: <http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/48/223-232.pdf>.

43. Фізика для бакалаврів. Механіка. URL: <http://physics.zffft.kpi.ua/rod/book/view.php?id=272&chapterid=692> (Дата звернення: 20.10.2021).

44. Тютюн Л.А., Тимчишена І.А. Чудові властивості та застосування мніскати Бернуллі./ Вінницький ДПУ ім. М. Коцюбинського. - с. 5. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/pmovc/pmovc/paper/viewFile/5619/4755/>. (Дата звернення: 20.10.2021).

45. Дмитриченко М.Ф., Гончар М.О., Ніколаєнко В.А. Технічна механіка: підручник для студ. вищих навч.закл. – Київ: НТУ, 2018. 364 с.

46. Гончар М.О. Теорія механізмів і машин: підручник : Київ: Вид. дім “Вінниченко”, 2011. - 456 с.

47. Карташов М. В. Імовірність, процеси, статистика. : Київ : ВПЦ Київський університет, 2007. - 504 с. URL: https://probability.knu.ua/userfiles/kmv/VPS_Pv.pdf

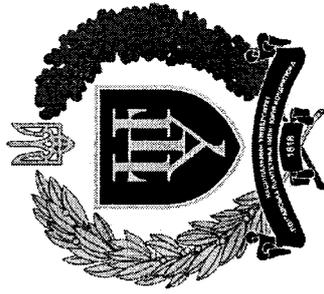
48. Кундрат А.М., Кундрат М.М. Науково-технічні обчислення засобами MathCAD та MS Excel. Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2014. 252 с. URL: <https://ep3.nuwm.edu.ua/1760/1/734733%20zah.pdf>.

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		105

ДОДАТКИ

				ГММ 601-МММ 001-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		106

КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ



**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ НА ОСНОВІ
СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМУ ЦИКЛІЧНОГО БІЧНОГО
ПЕРЕМІЩЕННЯ**

133 – Галузеве машинобудування

Здобувач вищої освіти
602-МММ групи: Бакушін І.Б.

Керівник: к.т.н., доцент Шаповал М.В.

Полтава - 2023

МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Метою дослідження є підвищення ефективності універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунті протяжні виймки різного лінійного розміру та технічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики руху робочого органу в заборі без переналаштування робочого оснащення.

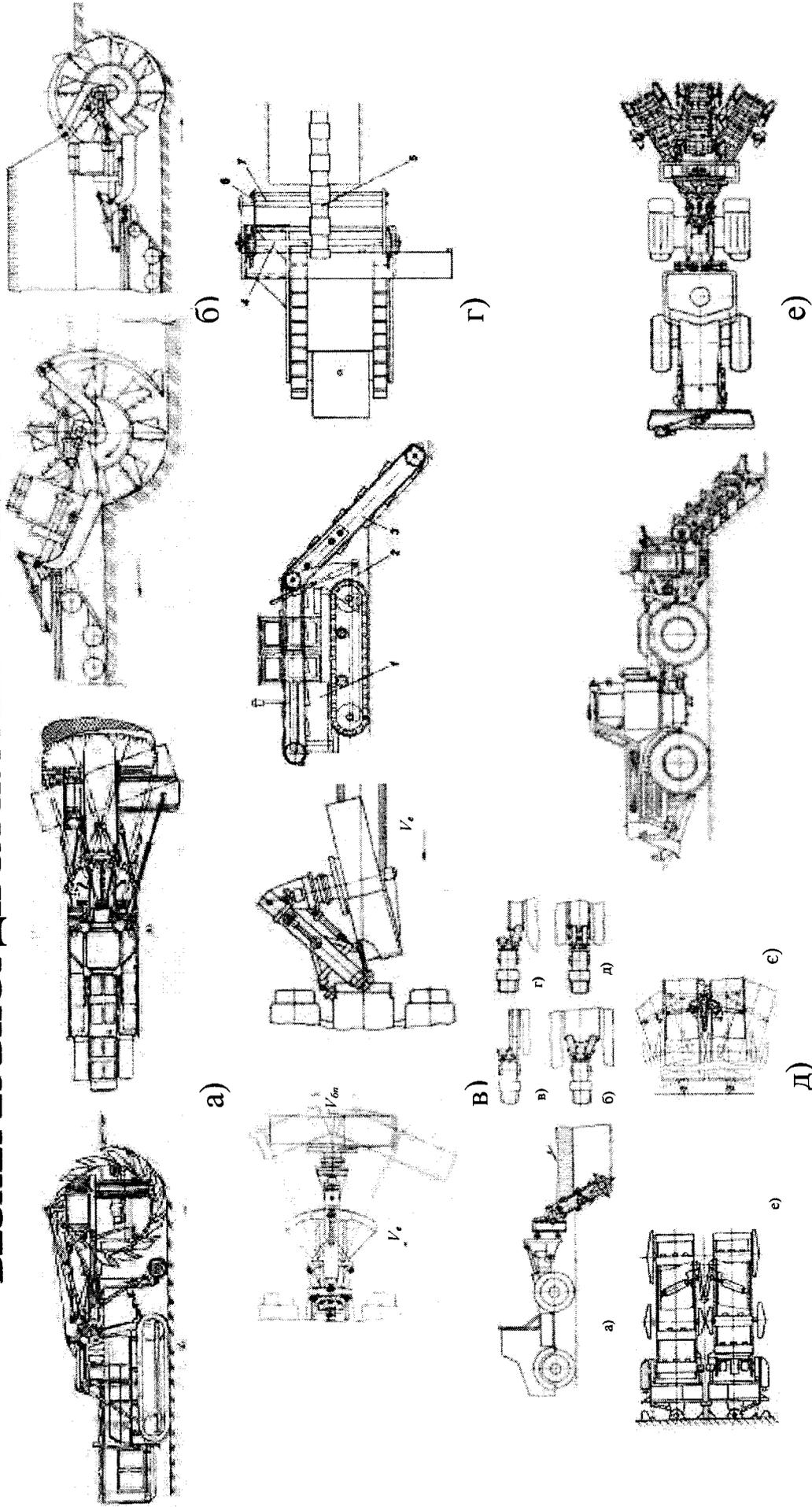
Для досягнення мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

1. Провести аналіз патентних матеріалів щодо конструкцій УЗМ та процесів їх роботи, результатів наукових досліджень, ефективності відомих конструктивних та кінематичних рішень робочих органів УЗМ безперервної дії.
2. Обґрунтувати раціональну конструктивну схему робочого оснащення УЗМ безперервної дії та схеми його руху в заборі з розробкою ґрунту стружкою рівномірної товщини в процесі копання широких виймок.
3. Синтезувати конструктивну схему та механізм приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ, розробити алгоритм руху ланок механізму та визначити кінематичні параметри приводу механізму.
4. Розробити та дослідити математичну модель механізму переміщення робочого органу УЗМ в заборі, з метою забезпечення вирівнювання та мінімізації зовнішніх навантажень на робочий орган у процесі копання ґрунту.
5. Перевірити відповідність розробленої математичної моделі функціонування робочого оснащення УЗМ реальному об'єкту (фізичній моделі), провівши експериментальне дослідження на стенді фізико-математичного моделювання. Визначити параметри силового навантаження робочого органу УЗМ.
6. Експериментально визначити закономірність руху робочого органу УЗМ в заборі, що забезпечує розробку ґрунту стружками постійної товщини.
7. Розробити практичні рекомендації та технічні пропозиції щодо створення ефективної конструкції робочого оснащення УЗМ та оцінити ефективність технічних можливостей створеного робочого оснащення УЗМ.

ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом дослідження є взаємодія роторного робочого органу універсальної землерийної машини безперервної дії з ґрунтовим середовищем у процесі копання широких виймок у ґрунті.

Предметом дослідження є конструктивно-кінематичні властивості робочого оснащення УЗМ, закономірності руху робочого органу в заборі під час копання у ґрунті протяжних виймок різних лінійних розмірів.

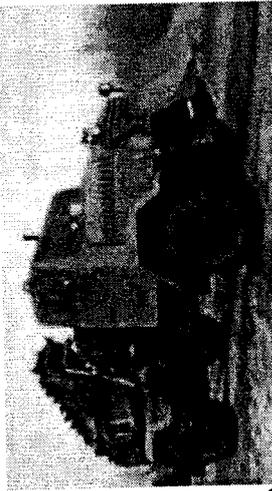


Принципові схеми: а) конструктивна схема УЕР (а) та форма стружки (б) роторний робочий орган УЗМ: а) - відкопування траншей; б) - відкопування котлованів в) робочий орган УЗМ Г) конструктивна схема багатокішцевого екскаватора: 1 - шасі; 2 - рама; 3 - робочий орган; 4 - привідний вал; 5 - гайка; 6 - кронштейн; 7 - ходовий гвинт Д) універсальна землерийна машина: а) - загальний вигляд ЗМ; б, в, г, д) - схеми відкопування виймок; е) - конструктивна схема робочого органу; е) - механізм бічних переміщень е) траншейна машина: а) - вигляд з боку; б) - вигляд в плані

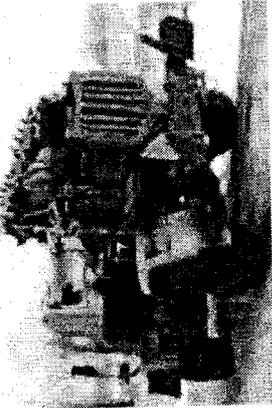
МОЖЛИВОСТІ ДИЛІННЯ І ВИКОНАННЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ



а)



б)



в)



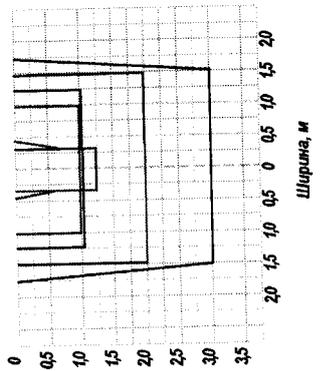
г)



д)



е)



ж)

Зображення землерийних машин: а) б) полкові землерийні машини ПЗМ-2 (а) та ПЗМ-3-01; в) землерийна машина МДК-3; г) універсальна землерийна машина Qgms (Китай); д) траншейна машина ТМК-3; е) траншейна машина БТМ-4; ж) профілі

виймок, що відкопуються УЗМ: ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01

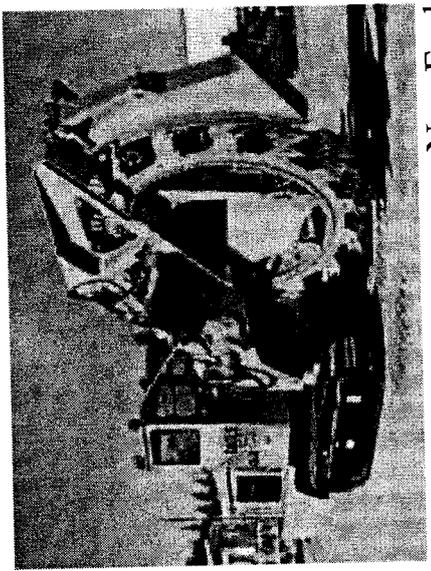
№ п/п	Назва землерийної машини	Технічна продуктивність, м/год / (м ³ /год)	Глибина виймки, м	Ширина виймки в ґрунтах, м			
				в немерзлих	в мерзлих		
				по верху	по дну	по верху	по дну
Відривання траншей ¹							
1	ПЗМ-2	180/35	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
2	ПЗМ-3	300-400/50-80	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
3	ПЗМ-3-01	225-400/50-80	1,2	0,9	0,65	0,65	0,65
4	Qgmc	180/60	1,2/2,0	0,9	0,65	0,65	0,65
5	ТМК-3	500-800/80-100	1,1/1,5	1,1	0,6	0,6	0,6
6	БТМ-4М	1000-1200/250-300	1,1/1,5	1,1	0,6	0,9	0,6
7	ЕОВ-4421	70 – 90	1,2 – 1,5	0,9	0,9	0,9	0,9
Відривання котлованів ²							
1	ПЗМ-2	140/-	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
2	ПЗМ-3	140-160/40-50	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
3	ПЗМ-3-01	140-160/40-50	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
4	Qgmc	140/-	1,0 – 3,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0	2,0 – 7,0
5	МДК-3	480 – 900	2,5 – 3,5	3,7 – 12,0	3,7 – 12,0	-	-
6	ЕОВ-4421	90 – 110	2 – 3,25	4,0 – 2,5	4,0 – 2,5	-	-

Примітки: 1 - продуктивність при відкопуванні траншей (м/год.), в чисельнику - в немерзлих, в знаменнику - в мерзлих ґрунтах;
2 - продуктивність при відкопуванні котлованів (м³/год.), в чисельнику - в немерзлих, в знаменнику - в мерзлих ґрунтах.

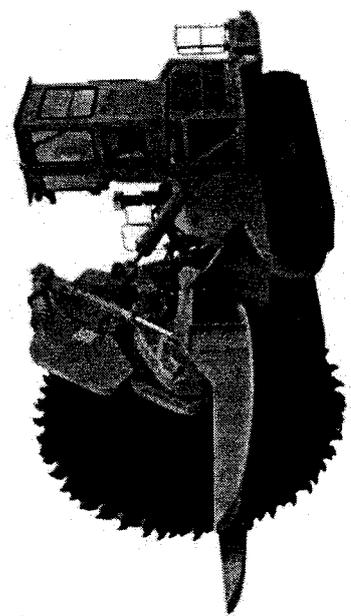
- ланцюгові безківшеві: глибина - 2,4 - 7,2 м, ширина - 0,61 - 1,83 м.
- роторні ківшеві: глибина - 1,2 - 3,0 м, ширина - 0,76 - 1,83 м.
- фрезерні дискові: глибина - 0,65 - 1,5 м, ширина - 0,18 - 0,41 м.
- фрезерні барабанні: глибина - 0,5 - 0,58 м, ширина - 3,07 - 3,75 м.



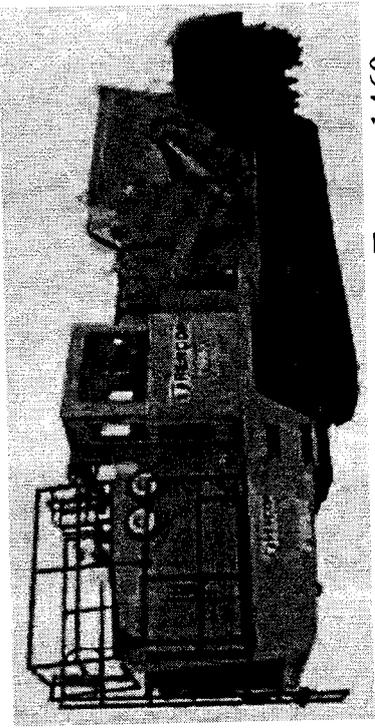
Ланцюговий траншейний екскаватор Testmec 1675XL EVO



Роторний траншейний екскаватор New Eagle 7500



Фрезерний траншейний екскаватор Testmec 1075



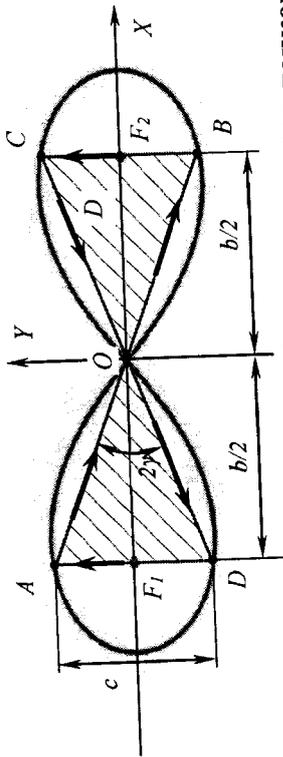
Фрезерний траншейний екскаватор Trepsog 1460

ВІЙМОК СТРУЖКАМИ ІРВНОМІРНОЇ ТОВЩИНИ

У декартовій системі координат лемніска Бернуллі описується рівнянням $(x^2+y^2)^2 - 2a^2(x^2-y^2) = 0$.

Лемніска Бернуллі має низку унікальних геометричних властивостей [44], а саме:

- складається з двох пелюсток, симетричних відносно точки O , що є центром між її фокусами F_1 і F_2 ;
- крива – це геометричне місце точок, симетричних відносно точки O , які можуть бути окреслені за допомогою описової точки вихідної ланки;
- крива має два максимуми, які рівновіддалені від точки O і дорівнюють її фокусам F_1 і F_2 , та два мінімуми, які є центром відрізка між її фокусами;
- крива має два максимуми до мінімуму (F_1O або OF_2) по одну сторону від центрального перпендикуляру відрізка між фокусами точки O ;
- відстань від максимуму до мінімуму (або мінімуму) до точки O ;
- дорівнює відстані від максимуму (або мінімуму) до точки O ;
- механізми, за допомогою яких описова точка вихідної ланки описує лемніскату, є механізмами циклічної дії.

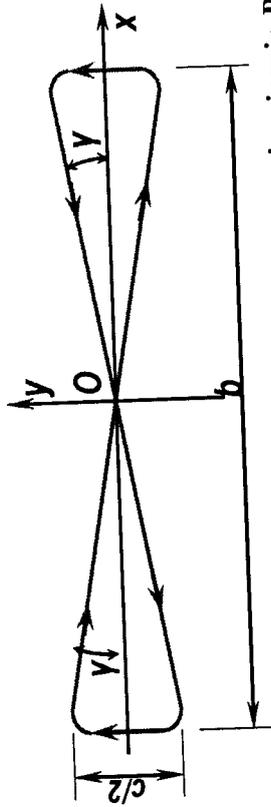


Лемніска Бернуллі. Траєкторія, що описується точкою M

Траєкторію руху ріжучих периметрів РО, як деякої функції $y = f(x)$ у декартовій системі координат, можна описати залежністю:

$$y = \frac{V_e}{V_{6n}} x \sqrt{1 - \frac{22n}{b^{2n}} x^{2n}}, \quad y = 1,27 \cdot \frac{V_e}{V_{6n}} \cdot x \sqrt{1 - \frac{4,3 \cdot 10^9}{b^{32}} \cdot x^{32}}$$

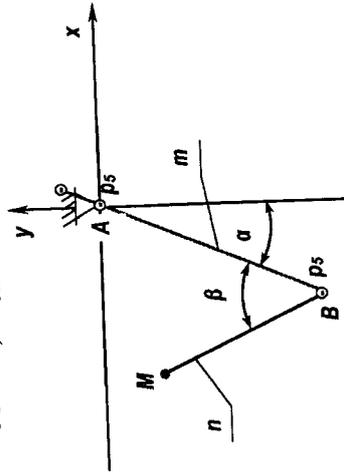
де, V_e , V_{6n} – швидкості подачі машини на забій та бічної подачі РО; x – поточне значення координати, що характеризує бічне переміщення РО; n – натуральне число з $N = 1, 2, \dots$, причому $n \rightarrow \infty$.



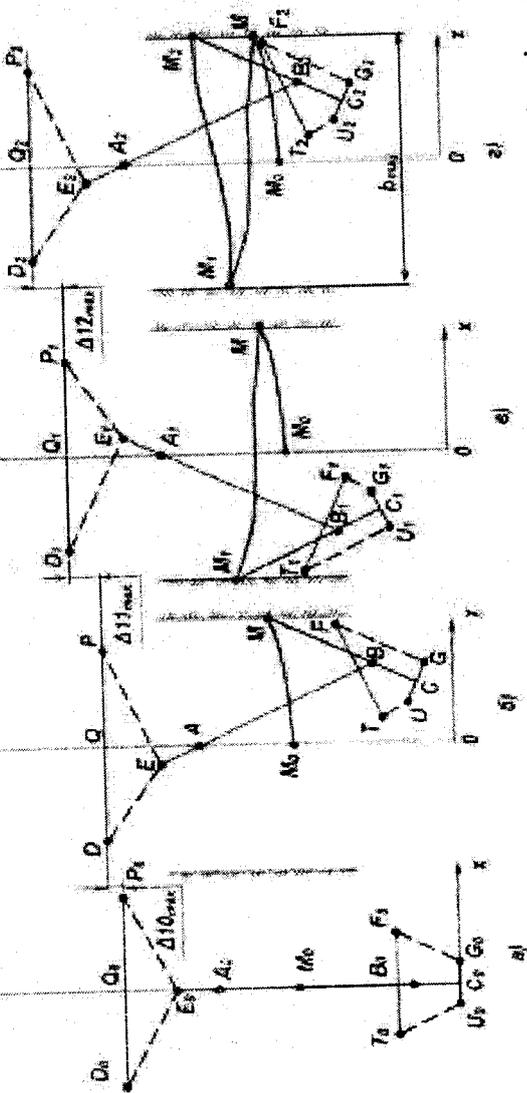
Траєкторія руху центру (точка M) ріжучих периметрів ківшів РО

$$c = y_{max} = 2b \frac{V_e}{V_{6n}},$$

де, $b = const$, $V_{6n} = const$, $V_e = var$



Конструктивна схема навіски робочого органу



Розрахункові схеми механізму подачі РО на забій: а) початкове (вихідне) положення механізму – відповіднає повздовжній вісі машини; б) перший етап – переміщення механізму з початкового положення в крайне праве положення; в) другий етап – переміщення механізму з крайнього правого в крайне ліве положення; г) третій етап – переміщення механізму з крайнього лівого в крайнє праве положення

Операторною функцією $f_1(a, b, R_1, c, d, R_2; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок перетину двох кіл: кола з радіусом R_1 та центром у точках (a, b) , та кола з радіусом R_2 і центром у точках (c, d) . Цей алгоритм розв'язує систему рівнянь для перетину двох кіл:

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 - R_1^2 = (x - c)^2 + (y - d)^2 = R_2^2$$

Розв'язком системи рівнянь (2.4), є координати перетину двох кіл у точках 1 і 2, які дорівнюють:

$$x_{1,2} = k_2 + k_1 \frac{-k_4 \pm \sqrt{k_4^2 - 4k_3k_5}}{2k_3}$$

$$y_{1,2} = \frac{-k_4 \pm \sqrt{k_4^2 - 4k_3k_5}}{2k_3}$$

$$k_2 = \frac{a^2 + b^2 - R_1^2 - c^2 - d^2 + R_2^2}{2(a - c)}$$

$$k_3 = \left(\frac{b - d}{c - a}\right)^2 + 1;$$

$$k_4 = 2(k_1k_2 - ak_1 - b) \text{ і}$$

$$k_5 = a^2 + b^2 - R_1^2 + k_2^2 - 2ak_2$$

Операторною функцією $f_2(x_C, y_C, x_U, y_U, L_{CM}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок $M_1(x_1, y_1)$ і $M_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, яка проходить через точку $C(x_C, y_C)$ перпендикулярно до прямої, що проходить через точки $U(x_U, y_U)$ і S , і кола з центром у точці S , радіусом L_{CM} (рис. поз б). Рівняння функції має вигляд:

$$\frac{x - x_C}{x_U - x_C} = \frac{y - y_C}{y_U - y_C};$$

$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{CM}^2$$

$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{CM}^2$$

Координати точок перетину прямої та кола визначаються:

$$x_{1,2} = x_C \pm \frac{L_{CM}}{\sqrt{k_6}}$$

$$y_{1,2} = y_C \pm \frac{L_{CM}(x_C - x_U)}{\sqrt{k_6}(y_U - y_C)}$$

$$\text{де } k_6 = 1 + \left(\frac{x_C - x_U}{y_U - y_C}\right)^2$$

Операторною функцією $f_3(x_A, y_A, x_B, y_B, x_O, y_O, L_{TF}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок $F_1(x_1, y_1)$ і $F_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, яка проходить через точку $T(x_T, y_T)$ перпендикулярно до прямої AB , і кола, проведеного з точки T радіусом L_{TF} . Рівняння зазначених ліній мають вигляд:

$$y - y_T = \frac{x - x_T}{a};$$

$$(x - x_T)^2 + (y - y_T)^2 = L_{TF}^2$$

Розв'язок системи рівнянь відносно координат точок F_1 і F_2 :

$$x_{1,2} = \frac{k_9 \pm \sqrt{k_9^2 - 4k_8k_{10}}}{2k_8};$$

$$y_{1,2} = y_T - \frac{x_{1,2} - x_T}{k_7}$$

де $k_7 = \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A}$;

$$k_8 = k_7^2 + 1;$$

$$k_9 = -2x_T(k_7^2 + 1);$$

$$k_{10} = x_T^2 k_7^2 + x_T^2 - k_7^2 L_{TF}^2.$$

Операторною функцією $f_4(x_C, y_C, x_G, y_G, L_{UC}; x_1, x_2, y_1, y_2)$ позначено алгоритм визначення координат точок $U_1(x_1, y_1)$ і $U_2(x_2, y_2)$ перетину прямої, що проходить через точки $C(x_C, y_C)$ і $G(x_G, y_G)$, та кола, проведеного радіусом L_{UC} із центра C (рис. поз б). Рівняння прямої і кола можна записати у вигляді системи:

$$\frac{x - x_C}{x_G - x_C} = \frac{y - y_C}{y_G - y_C};$$

$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{UC}^2.$$

Розв'язок системи рівнянь відносно координат точок U_1 і U_2 :

$$x_{1,2} = \frac{-k_{13} \pm \sqrt{k_{13}^2 - 4k_{12}k_{14}}}{2k_{12}};$$

$$y_{1,2} = k_{10}x_{1,2} + k_{11}$$

де $k_{10} = \frac{y_G - y_C}{x_G - x_C}$;

$$k_{11} = \frac{x_C y_G + y_C x_G}{x_G - x_C};$$

$$k_{12} = 1 + k_{10}^2;$$

$$k_{13} = -2x_C + 2(k_{11} - y_C)k_{10};$$

$$k_{14} = x_C^2 + (k_{11} - y_C)^2 - L_{UC}^2.$$

Для визначення відстані між двома точками введена операторна функція $L(x_1, y_1, x_2, y_2; L)$:

$$L_{1,2} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}$$

Дослідженню переміщення важільного механізму бічної подачі РО на забій на першому етапі (рис. поз а) передусе визначення:

- координат характерних точок рами РО та проміжної рами і елементів їх конструкцій у вихідному положенні $A_0(x_{A0}, y_{A0}), B_0(x_{B0}, y_{B0}), C_0(x_{C0}, y_{C0}), E_0(x_{E0}, y_{E0}), D_0(x_{D0}, y_{D0}), P_0(x_{P0}, y_{P0}), T_0(x_{T0}, y_{T0}), F_0(x_{F0}, y_{F0}), U_0(x_{U0}, y_{U0}), G_0(x_{G0}, y_{G0}), M_0(x_{M0}, y_{M0}), Q_0(x_{Q0}, y_{Q0});$

- довжин жорстких стержнів $L_{A0B0}, L_{A0P0}, L_{A0E0}, L_{A0V0}, L_{B0T0}, L_{B0G0}, L_{B0U0}, L_{B0C0}, L_{V0C0};$

- положень штоків гідропідшипників механізму повороту, які характеризуються відстанями $L_{P0E0} (L_{D0E0})$ і $L_{F0G0} (L_{T0U0})$.

Ордината точки M , як функція поточної координати x розраховується апроксимацією набору за методом найменших квадратів, застосовуючи поліном третього ступеня:

$$f(x) = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2(x)^2 + \beta_3(x)^3,$$

$$x = -\frac{b}{2}, -\frac{b}{2} + \frac{b}{N-1}, \dots, \frac{b}{2}$$

N – кількість точок поділу інтервалу від $-b/2$ до $b/2$

Коефіцієнти поліному розраховуються за допомогою функції `linfit` системи автоматизованого проектування `Mathcad`:

$$\beta = \text{linfit}(x_M, y_M, F) = \begin{pmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \end{pmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} 1 \\ x_M \\ (x_M)^2 \\ (x_M)^3 \end{bmatrix}$$

де

векторна функція для визначення коефіцієнтів полінома

Формулу для визначення ординати точки M_1 , як функції поточної координати x , на другому етапі (рис. поз. в), можна записати рівнянням

$$f_1(x_{M_1}) = \beta_1 x_{M_1} + \beta_2(x_{M_1})^2 + \beta_3(x_{M_1})^3.$$

Формулу для визначення ординати точки M_2 , як функції поточної координати x , на третьому етапі (рис. поз. г), можна записати рівнянням:

$$f_2(x_{M_2}) = \beta_2 x_{M_2} + \beta_3(x_{M_2})^2 + \beta_4(x_{M_2})^3.$$

Перша та друга похідна функції поточної координати x , виражають лінійні швидкість та прискорення кромки ротора відповідно:

$$f'(x) = \beta_1 + 2\beta_2 \cdot x + 3\beta_3 \cdot (x)^2,$$

$$f''(x) = 2\beta_2 + 6\beta_3 \cdot x.$$

Товщина стружки δ , яка зрізується ріжучими крайками ківшів ротора при розробці широкої виймки може бути записана рівнянням:

$$\delta(x) = f_2(x) - f_1(x)$$

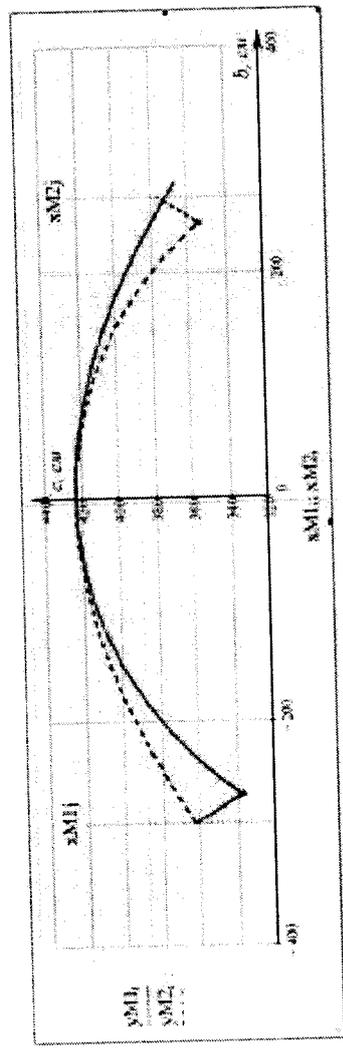
Синтез механізму в'язно-поступального переміщення робочого органу УЗМ в заборі здійснено для натурного зразка.

Вихідні параметри, які характеризують положення робочого органу:

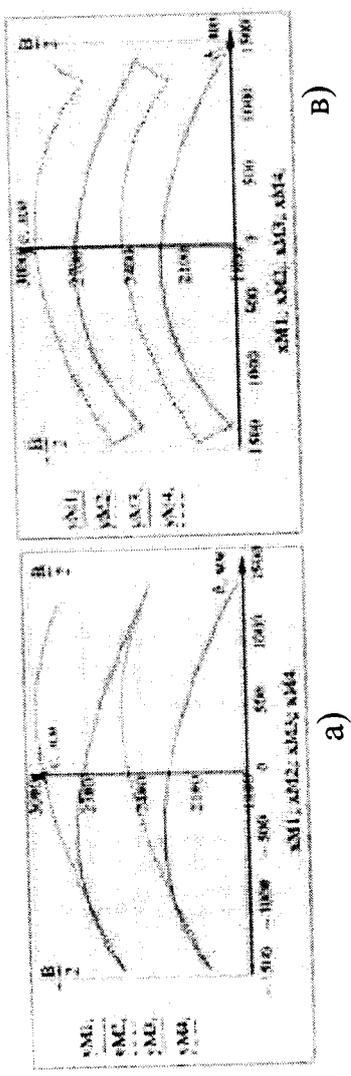
- максимальна ширина траншеї, $b_{max} = 3,9$ м;
- відстань між крайніми положеннями центрів ріжучих периметрів ківшів РО, $B_{max} = 3,2$ м;
- швидкість переміщення машини, $V_e = 0 \dots 0,031$ м/с;
- час напівциклу при максимальній ширині траншеї, $t_{max} = 12,7$ с;
- хід штоків гідроциліндрів проміжної рами $S_{78} = 0,385$ м і гідроциліндрів рами робочого органу $S_{56} = 0,905$ м.

На основі моделі УЗМ визначено положення характерних точок РО в заборі, що рухається важільним двошарнірним механізмом подачі в заданій системі координат (рис. 2.10, а): $A_0(0; 3160)$, $B_0(0; 640)$, $M_0(0; 2115)$, $D_0(-1275; 4465)$, $E_0(0; 3720)$, $F_0(685; 820)$, $G_0(265; 0)$, $C_0(0; 0)$, $I_0(0; 820)$, $P_0(1275; 4465)$, $T_0(-685; 820)$, $U_0(-265; 0)$ і $Q_0(0; 4465)$.

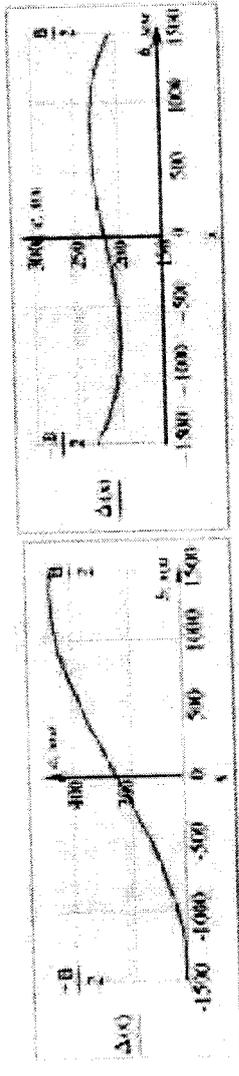
ОРГАНУ ПРИ РОЗРОБЦІ ШИРОКИХ ВІЙМОК



Траскторія точки *M* в координатах переміщення x_{Mi} , y_{Mi} при виключенні руху шасі ($V_e = 0$)

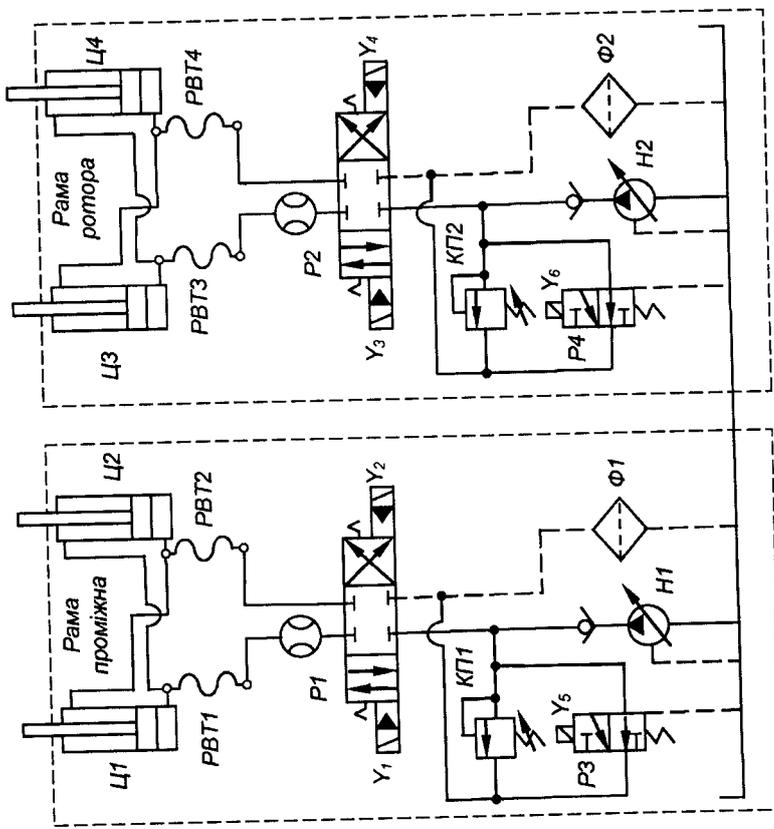


а)



б)

Траскторія описової точки *M* в координатах її переміщення x_{Mi} , y_{Mi} та товщина стружки Δ за напівцикл ($V_e = const$, $V_{\delta n} = const$) одержані розрахунковим шляхом: а, б – без довертання ІР; в, г – з довертанням ІР



Типова гідравлічна схема механізму вільно-поступального руху робочого органу УЗМ

РУХУ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ БІЧНОЇ ПОДАЧІ РО НА ЗАБІЙ

Отже, на відрізу $q - a$ (рис. поз. а) виконується випереджувальне повертання РО на необхідний кут 2γ , який відповідає заданій швидкості позовдужної подачі машини V_e яка визначає величину співвідношення:

$$\operatorname{tg} \gamma = V_e / V_{em},$$

де, V_e – швидкість позовдужної подачі машини;

V_{em} – швидкість бічної подачі РО.

Після проведення перетворень, з урахуванням довжини ланок одержано залежності між кутом випереджаючої подачі γ і часом затримки t_3 повороту ланки l відносно ланки m (рами ротора відносно ГР):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{b \cdot t_3}{1,2 \cdot R_m \cdot t_{пл}},$$

де, b – ширина котловану;

R_m – довжина ланки m ;

$t_{пл}$ – час напівциклу бічного переміщення РО.

Поеднуючи робочі рухи в процесі копання широких виїмок, можна розробити забій стружками ґрунту рівномірної товщини в горизонтальній площині, якщо виконується рівність:

$$t_3 = \frac{12V_e \cdot R_m \cdot t_{пл}}{b \cdot V_{\delta n}},$$

Алгоритм керування бічним переміщенням РО в забой (зокрема враховує фактичний час t_3 випереджаючої подачі, який можна виразити у наступному вигляді:

$$t_3 = t_3^e + \Delta t_3;$$

де t_3^e – час затримки подачі керуючого електромагнітного сигналу (рис. поз б);

Δt_3 – сумарна похибка спрацювання виконавчих механізмів.

Похибка спрацювання Δt_3 , як алгебраїчна сума складових:

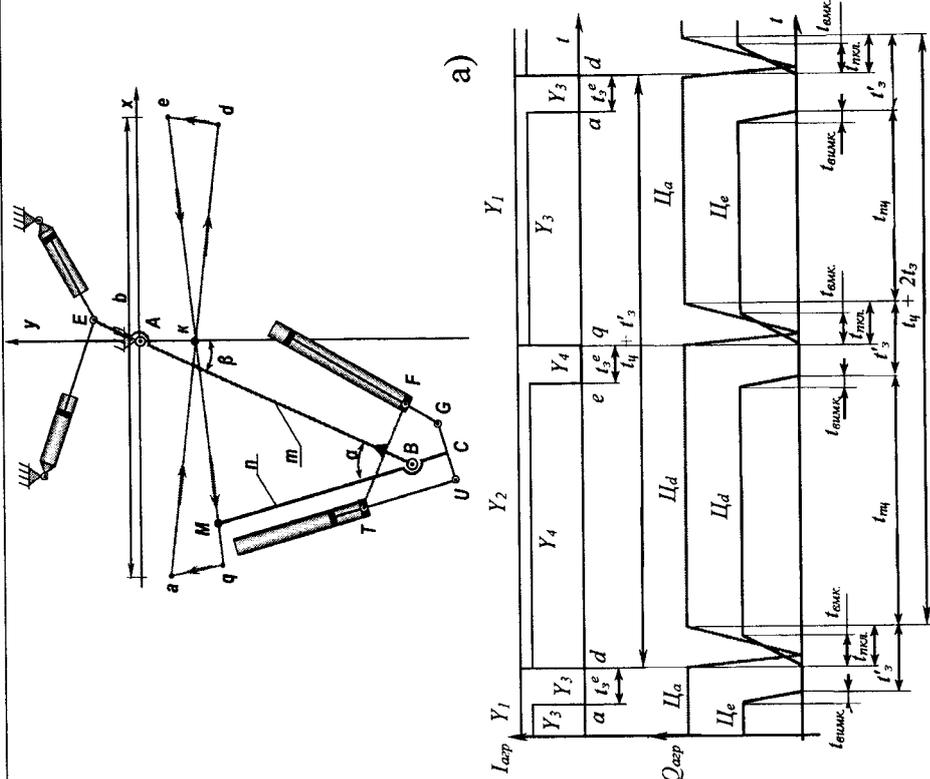
$$\Delta t_3 = \Delta t_e + \Delta t_{em} + \Delta t_e + \Delta t_M$$

Δt_e – запізнєння подачі сигналу в електричному блоці керування;

Δt_{em} – час спрацювання елементів електромагнітв гідросистеми;

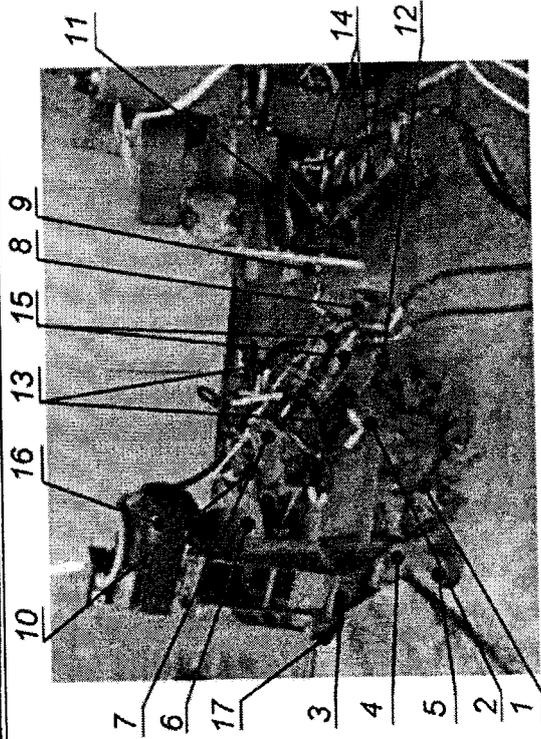
Δt_e – наявність перехідних процесів в гідросистемі, до яких входять час повного відкриття золотника, час включення виконавчого елемента (гідроциліндрів); час збільшення тиску в трубопроводах;

Δt_M – час передачі силового впливу від виконавчого елемента через його конструкцію на точку механізму бічної подачі, що розглядається (враховуються зазори в кінематичних парах, жорсткість металоконструкції, швидкість базової машини відносно прийнятої системи координат).

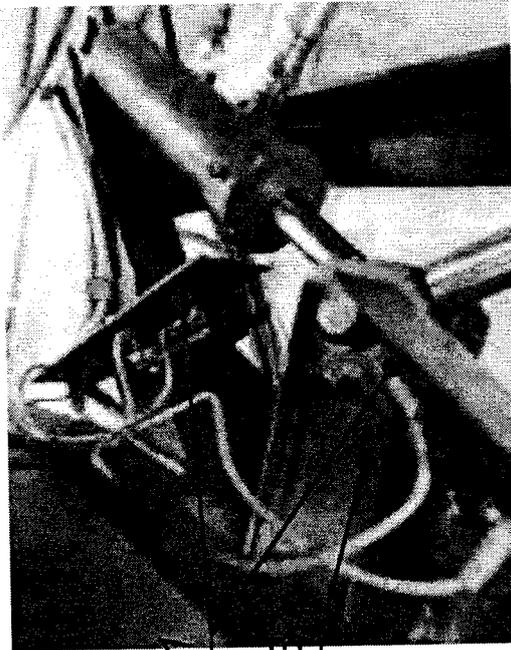
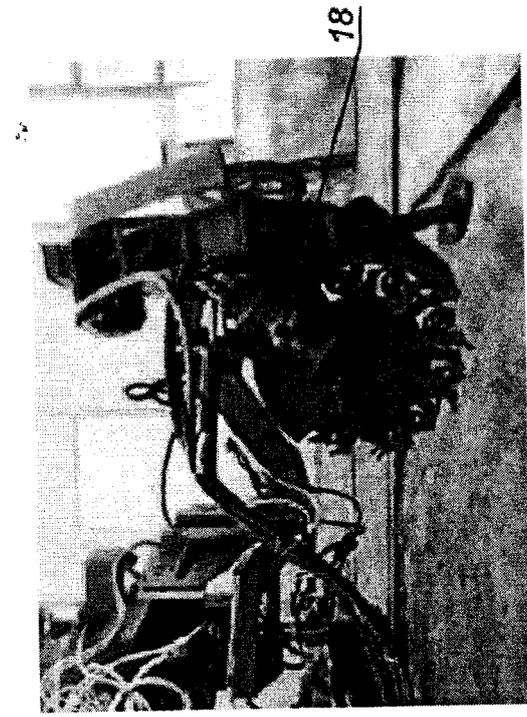


Алгоритм керування робочим процесом УЗМ з вирівнюванням товщини стружки

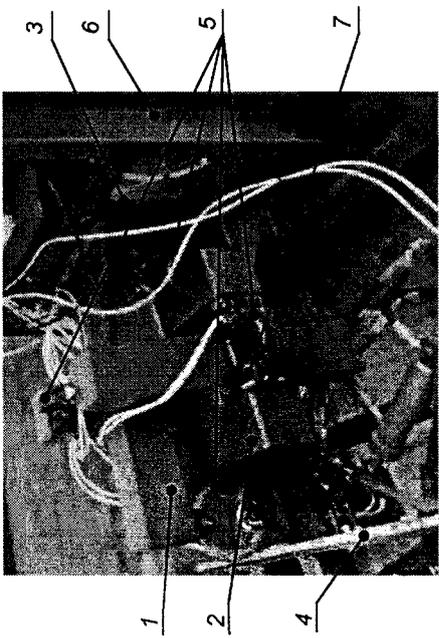
Коли точка M досягає межі відрізу $k - q$, що відповідає координаті $x = b/2$, електричний сигнал знімається з електромагніту Y_3 і призупиняється подача рідини в гідроциліндри ЦЗ і Ц4. Оскільки рух ланки m продовжується деякий час t_3 , точка M описує дугу кола радіусом $b/2$ відносно точки A .



Конструктивна схема фізичної моделі робочого обладнання УЗМ: а - вид справа; б - захисний кожух; 3 - лопатевий роторний металік; 4 - зачисний башмак; 5 - опорна лижа; 6 - рама РО; 7 - проміжна рама; 8 - рама передня; 9 - тензоіздвіска; 10, 11 - вертикальні шарніри; 12 - горизонтальний шарнір; 13 - гідроциліндри повороту рами РО; 14 - гідроциліндри підйому-опускання РО; 15 - електродвигун приводу металіка; 16 - ланцюгова передача; 17 - гідродвигун приводу ківшевого ротора.



Встановлення кінцевих вимикачів: а) - повороту рами РО; б) - повороту ІР; 1 - вимикачі кінцеві; 2 - рама ротора; 3 - проміжна рама.



Універсальна тензометрична підвіска (УТП): 1, 2 - металоконструкції УТП; 3 - 3'єднувальна плита УТП; 4 - 3'єднувальна плита РО; 5 - тензометричні ланки (ТЛ); 6 - рухома каретка стенда; 7 - кронштейни кріплення ТЛ.

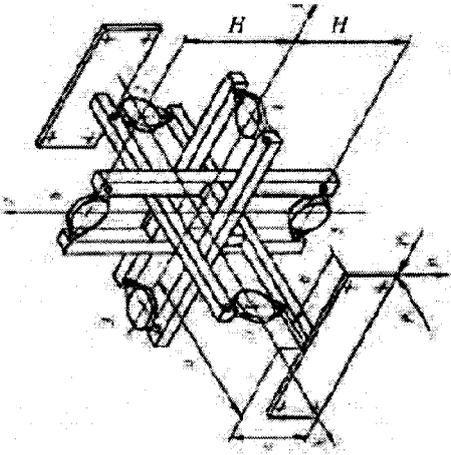


Схема розміщення тензоланок на УТП

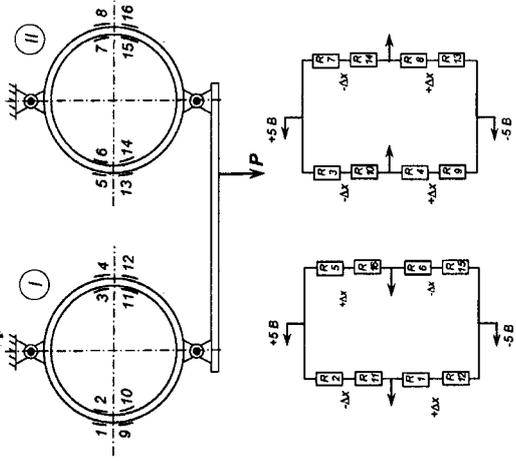


Схема з'єднання тензорезисторів типу "напівміст"

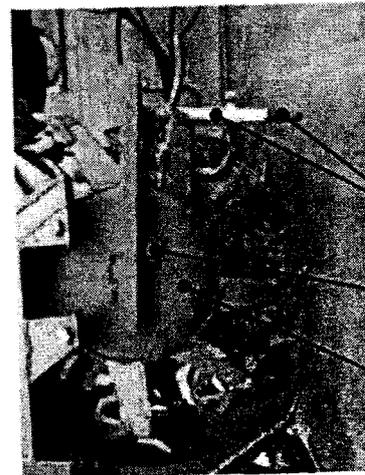
Кожна тензоланка працює лише на стиснення, або розтягування. Реакції в ТЛ позначимо $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$. Тоді система рівнянь матиме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{iy} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{iz} = 0 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} R_3 + R_4 - P_x = 0; \\ R_5 + R_6 - P_y = 0; \\ R_1 + R_2 - P_z = 0; \\ (R_5 - R_6)H - P_y \cdot c - P_z \cdot b = 0; \\ (R_2 - R_1)H + P_z \cdot a + P_x \cdot c = 0; \\ (R_3 - R_4)H + P_x \cdot b - P_y \cdot a = 0; \end{array} \right.$$

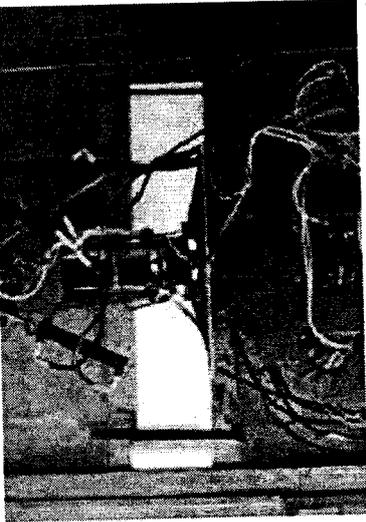
За вимірними абсолютними значеннями реакцій $R_1 \dots R_6$ у відповідних тензоланках розв'язується система з шести лінійних рівнянь з шістьма невідомими P_x, P_y, P_z, a, b, c . У результаті визначаються моменти сил P_x, P_y, P_z відносно обраного центру координат.

Усі шість ТЛ працюють попарно: $(R_1; R_2), (R_3; R_4), (R_5; R_6)$. Для обчислення сил потрібно алгебраїчне складання моментів сил - віднімання абсолютних значень реакцій сил у відповідних парах тензоланок, тобто:

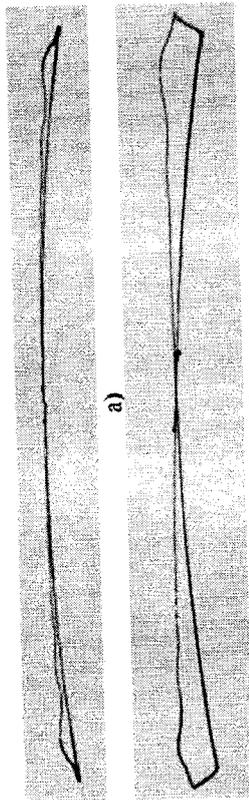
$$\left\{ \begin{array}{l} P_x = R_3 + R_4; \\ P_y = R_5 + R_6; \\ P_z = R_1 + R_2; \\ M_x = (R_5 - R_6) \cdot H; \\ M_y = (R_2 - R_1) \cdot H; \\ M_z = (R_3 - R_4) \cdot H \end{array} \right.$$



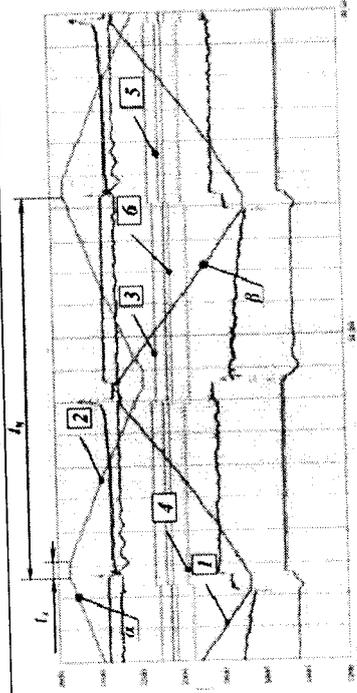
Імігатор процесу утворення стружки ґрунту: 1 – барабан ротора; 2 – кронштейн; 3 – трубкасті направляючі



Процес запису траєкторій руху РО із застосуванням імігатора в режимі циклічного бічного переміщення без подачі ротора на забій ($V_e = 0$ мм/с): а) $t_3 = 0$ с; б) $t_3 = 1,2$ с.



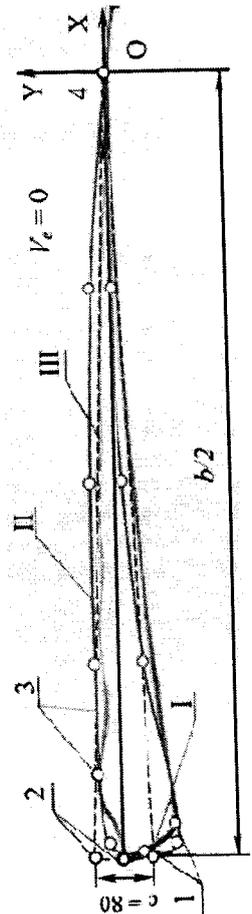
Траєкторії руху ріжучих периметрів ротора РО в режимі без подачі РО на забій ($V_e = 0$): а) $t_3 = 0$ с; б) $t_3 = 1,2$ с



Стандартний запис показів датчиків кутового положення РО: $t_3 = 0,25$ с, $V_e = 90$ м/год

Нумерація каналів осцилографа

№ каналів осцилографа	Датчик виміральної апаратури	Позначення
1	Датчик кута повороту рами РО (β)	У1
2	Датчик кута повороту ПР (α)	У2
3	Кінцевий вимикач ПР (правий)	В1
4	Кінцевий вимикач ПР (лівий)	В2
5	Кінцевий вимикач РРО (правий)	В3
6	Кінцевий вимикач РРО (лівий)	В4



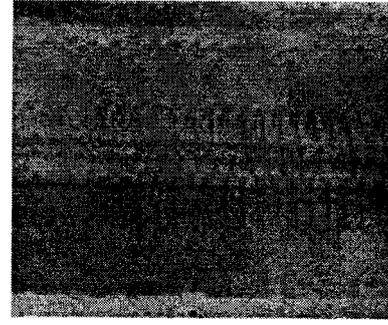
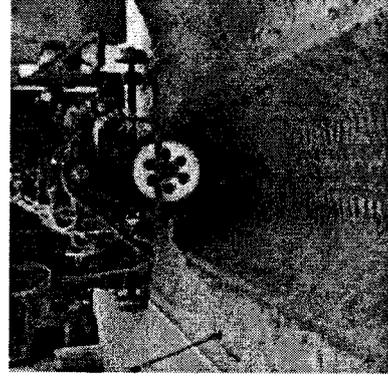
Траєкторія руху описової точки М центру ріжучих периметрів ківнів РО: I – накреслена імігатором; II – розрахунково-експериментальна; III – “ідеальна”

ЗАСТОСОВУВАННЯМ ІМІТАТОРА В РЕЖИМІ ПОДАЧІ РО НА ЗАБІЙ: $V_e = 0,011$ м/с,

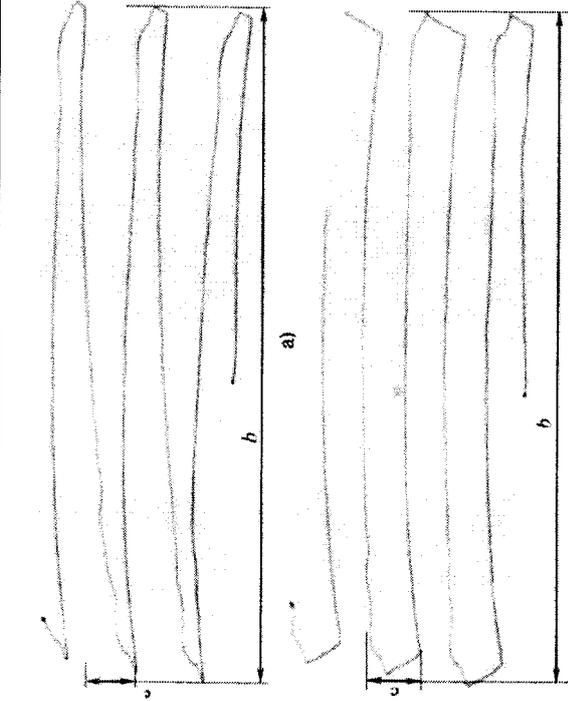
$t_3 = 0,5$ с.



Процес запису траєкторій утворення стружки ґрунту РО із застосуванням імітатора в режимі подачі РО на забій: $V_e = 0,011$ м/с, $t_3 = 0,5$ с.



Сліди від опорної ліжжі в процесі розроблення широкої виймки



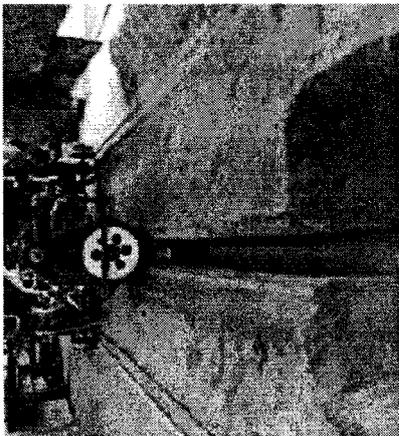
Траєкторії руху ріжучих периметрів кінців ротора в режимі подачі РО на забій: а) $V_e = 0,013$ м/с; $t_3 = 0$ с; б) $V_e = 0,013$ м/с; $t_3 = 0,5$ с

Причини даних розбіжностей не залежить від режиму роботи машини траєкторії руху є робота самого гідروприводу:

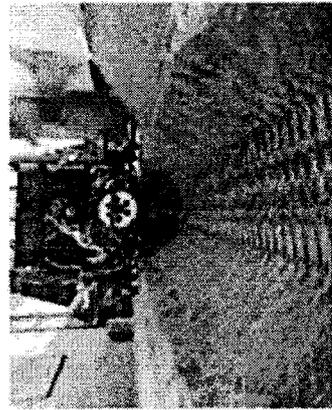
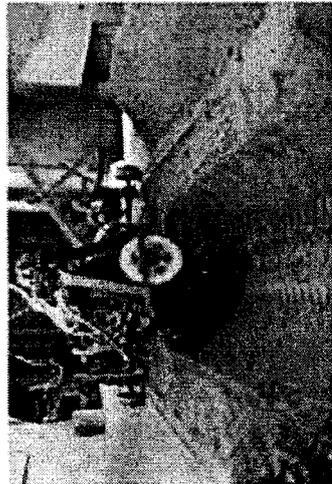
- складність перехідних процесів у направляючих і регулюючих вузлах об'ємних гідроприводів механізму бічного переміщення РО, особливо під час їх запуску та зупинки;
- час спрацювання вузлів та агрегатів об'ємних гідроприводів;
- гнучкість гідроприводів і механічної системи, що забезпечують бічний рух РО.
- динамічні навантаження за рахунок сил інерції під час запуску-зупинки механізму бічного переміщення.

- зазори в кінематичних парах тощо.

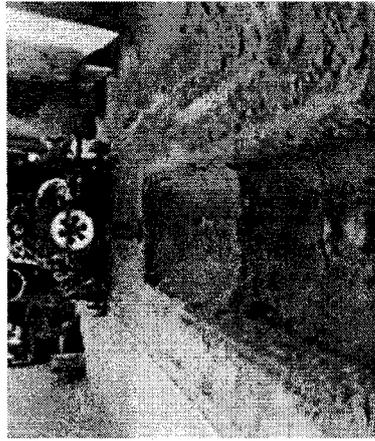
ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ



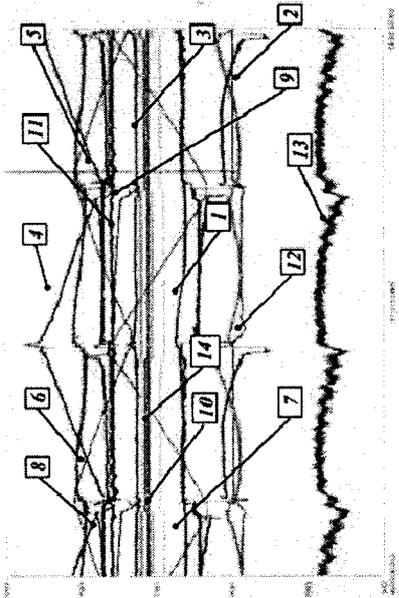
Профіль траншеї, ширина якої відповідає ширині РО



Розробка широкої траншеї за один прохід



Розробка широкої траншеї за два проходи

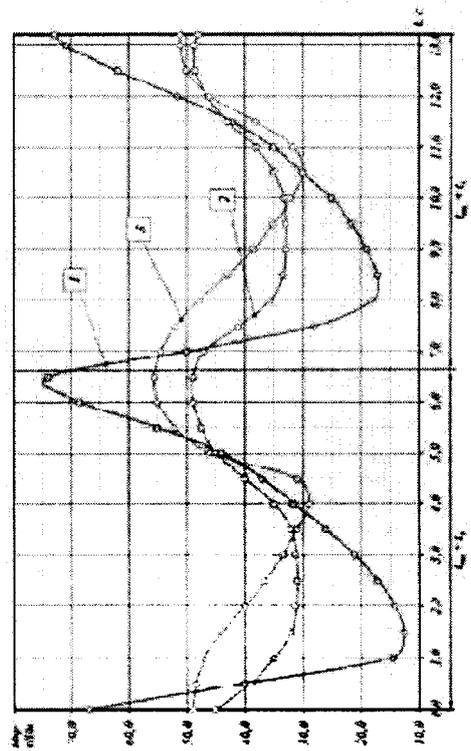


Осцилограма робочого процесу

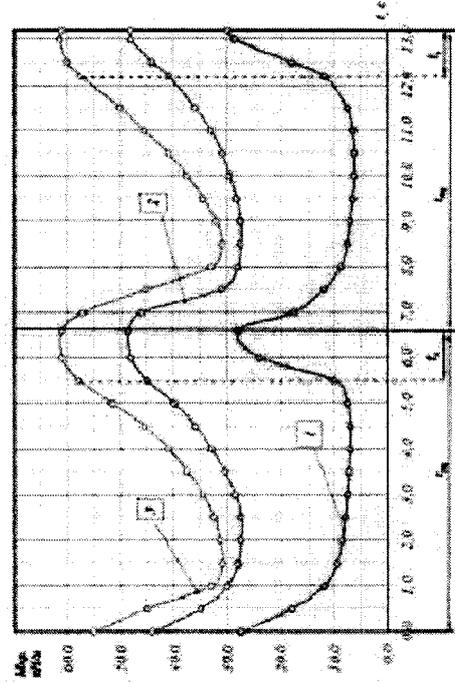
Нумерація каналів осцилографа

№ каналів осцилографа	Датчик виміральної апаратури	Позначення
1	Канал ТП (ближній – дільний)	T_z
2	Канал ТП (ближній – дільний)	M_y
3	Канал ТП (верхній – нижній)	T_y
4	Канал ТП (верхній – нижній)	M_x
5	Канал ТП (лівий – правий)	T_x
6	Канал ТП (лівий – правий)	M_z
7	Датчик кута повороту рами РО	(β)
8	Датчик кута повороту ГР	(α)
9	Датчик тиску в гідросистемі ПР (правий) /11	P_1
10	Датчик тиску в гідросистемі ПР (лівий) /12	P_2
11	Датчик тиску в гідросистемі рами РО (правий) /13	P_3
12	Датчик тиску в гідросистемі рами РО (лівий) /14	P_4
13	Датчик крутного моменту на роторі	M_{op}
14	Датчик швидкості поздовжньої подачі	V_c

РОБОЧОГО ОРГАНУ



Зміна крутного моменту на вісі ротора РО за час циклу при $C=5$, $V_e=104 \text{ м/год}$; $V_{bn}=0,7 \text{ м/с}$, час довертання ПР: 1) $t_3=0 \text{ с}$; 2) $t_3=1,5 \text{ с}$; 3) $t_3=1,7 \text{ с}$



Зміна крутного моменту на вісі ротора за час циклу при $t_3=1,1 \text{ с}$: 1) $V_e=27 \text{ м/год}$, $V_p=6 \text{ м/с}$; 2) $V_e=104 \text{ м/год}$, $V_p=9 \text{ м/с}$; 3) $V_e=104 \text{ м/год}$, $V_p=6 \text{ м/с}$

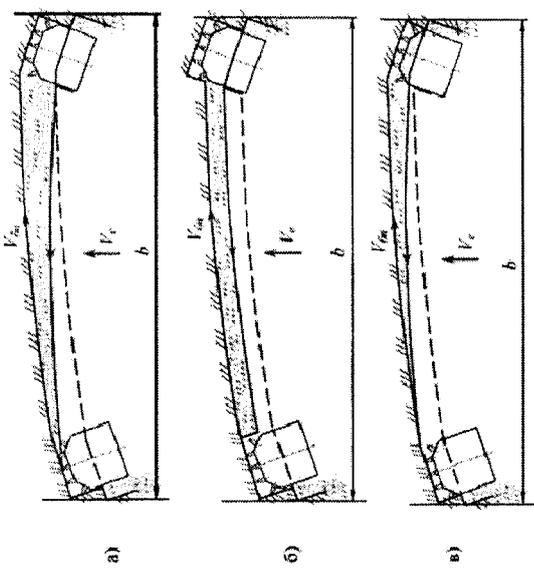
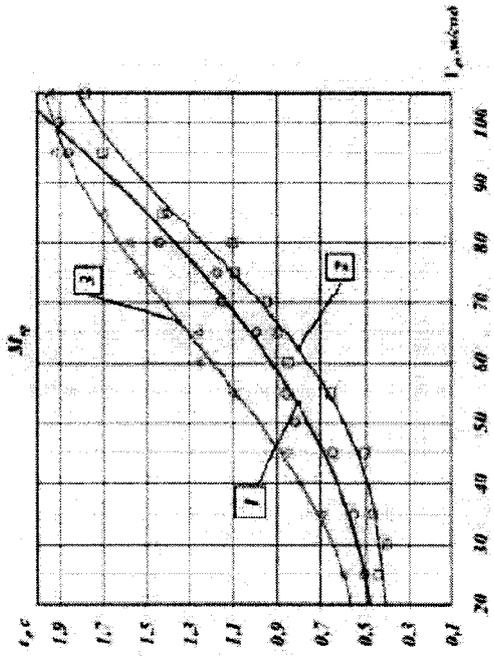


Схема забою та форми стружок, які розробляються робочим органом УЗМ при $C=5$, $V_e=104 \text{ м/год}$; $V_{bn}=0,7 \text{ м/с}$: 1) $t_3=0 \text{ с}$; 2) $t_3=1,5 \text{ с}$; 3) $t_3=1,7 \text{ с}$



Залежності часу затримки t_3 проміжної рами РО від швидкості подачі РО на забій V_e при мінімальному навантаженні від крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора для виїмок різної ширини: 1) $b=4,5 \text{ м}$; 2) $b=3,75 \text{ м}$; 3) $b=3 \text{ м}$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дана кваліфікаційна робота є завершеною науково-дослідною роботою, в якій теоретично узагальнено та практично вирішено важливу науково-технічну задачу підвищення ефективності універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунтах протяжні виймки різних лінійних розмірів, шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу (РО) в заборі без переналагодження робочого обладнання. Це дає можливість розширення сфери використання землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання, підвищення ефективності виробництва за рахунок збільшення обсягів серійного виробництва однотипових машин та їх подвійного застосування.

1. Аналіз існуючих конструкцій УЗМ безперервної дії, їх робочого обладнання та процесів відкопування широких виймок в ґрунті свідчить про відсутність системного наукового підходу до вибору конструкцій робочого обладнання та машини в цілому. Технічні можливості відомих конструкцій робочого обладнання УЗМ досягли своєї досконалості, а резерви підвищення їх продуктивності практично вичерпано.
2. Встановлено, що реалізація дволанкової, двовісної схеми підвіски РО на базове шасі з індивідуальним приводом бічного переміщення кожної з ланок забезпечує розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в режимі віяльно-поступальної подачі на забій в процесі копання широких виймок.
3. Вперше синтезовано механізм та алгоритм приводу переміщення в заборі дволанкового, двовісного ґрунторозробного роторного робочого обладнання УЗМ безперервної дії, що забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини не залежно від ширини виймки. Вирівнювання товщини стружки в плані забезпечується за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу.

УЗМ при розробці виймок шириною 3 - 4,5 м у ґрунтах I - IV категорій в режимі максимальної продуктивності машини. Відхилення величини товщини розроблюваної стружки від розрахункової становить на більше 3,7 %.

5. Підтверджено експериментально можливість розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини в плані роторним робочим органом УЗМ за умови його віяльно-поступального переміщення в забої по траєкторії, що аналогічна до лемніскати Бернуллі, за рахунок довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу, при стабільній роботі гідроприводів РО.

Силові навантаження на робочому обладнанні змінюється від нуля до певного максимуму за кожен напівцикл. Максимальні значення силового навантаження в кінці кожного напівциклу без довертання проміжної рами робочого органу складають: крутний момент на роторі – $67 \div 74$ кНм; сила тяги на робочому органі – $19 \div 21$ кН; бічна сила на РО – $70 \div 80$ кН.

За однакових умов, під час довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу робочого процесу, силові навантаження на робочому обладнанні УЗМ зменшуються і стабілізуються, а їх максимальні значення складають: крутний момент на роторі – $45 \div 48$ кНм; сила тяги на робочому органі – $15 \div 17$ кН; бічна сила на РО – $35 \div 45$ кН.

6. Доведена робоча гіпотеза дослідження, що підвищення продуктивності роботи машини, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ при відкопуванні широких виймок в ґрунті досягається шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується РО протягом робочого циклу в режимі віяльно-поступального переміщення в забої.