НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЛАЗАРУК ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 624.132.3:621.879.4

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКТИВНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів
мають посилання на відповідне джерело
_____ Ю.В. Лазарук

Наукові керівники: Мусійко Володимир Данилович
доктор технічних наук, професор

Гончар Михайло Олександрович
кандидат технічних наук, доцент

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Лазарук Ю.В. Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». – Національний транспортний університет, Київ, 2023.

Транспортне, цивільне та промислове будівництво, фортифікаційне обладнання позицій, рубежів, районів та пунктів управління під час підготовки і ведення війн і збройних конфліктів, як в Україні, так і за її межами, пов’язано з розробкою та переміщенням сотень тисяч кубічних метрів ґрунту. Виконання таких об’ємів робіт можливе виключно з використанням високопродуктивних землерийних машин, в першу чергу екскаваторів безперервної дії продуктивність яких в чотири – шість разів більша продуктивності одноківшевих екскаваторів. Такими землерийними машинами швидко та ефективно можуть бути розроблені траншеї різного цільового призначення,- канали, котловани, дренажні системи. Використання з цією метою екскаваторів безперервної дії дозволяє підвищити в декілька разів продуктивність праці і тим самим прискорити темпи будівництва наприклад трубопроводів різного призначення, електро- та телекомунікаційних мереж, обладнання фортифікаційних споруд.

Конструкції та технічні рішення землерийних машин (ЗМ) безперервної дії, відомі на цей час, мають принциповий недолік – малу універсальність, а опубліковані результати наукових досліджень, у напрямку створення універсальних землерийних машин безперервної дії (УЗМ), носять несистемний характер та не враховують в повній мірі особливості, що характерні саме для цього класу машин. Традиційні конструкції машин мають, як правило, високу енергоємність розробки ґрунту, більшу металоємність, меншу надійність. Без врахування необхідності усунення

вказаних недоліків неможливе створення ефективних конструкцій робочого обладнання землерийних машин безперервної дії, оптимального його завантаження у процесі розробки ґрунту і, як результат, – забезпечення високої продуктивності під час розроблення ґрунтів різних категорій складності.

Саме тому, створення принципово нових конструкцій землерийних машин безперервної дії здатних одним і тим самим робочим органом (РО), без його конструктивних змін, здійснювати відкопування протяжних виїмок різних лінійних розмірів (УЗМ) у різних ґрунтових умовах є актуальним завданням. Вирішення цього завдання значною мірою розширить сферу використання високоефективних землерийних машин під час будівництва капітальних об‘єктів різного технологічного призначення, при виконанні робіт по рекультивації ґрунтів на забруднених територіях, фортифікаційному обладнанні місцевості та об’єктів, збільшить ефективність виробництва машин завдяки підвищенню обсягів серійного виготовлення однотипових машин подвійного використання.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

Дисертація 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 та технологічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу (РО) в забої без переналагодження робочого обладнання. Це дає можливість розширення сфери застосування землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання, підвищення ефективності виробництва завдяки збільшенню обсягів серійного виготовлення однотипових машин та їх подвійного використання.

1. Аналіз існуючих конструкцій УЗМ безперервної дії, їх робочого обладнання та процесів копання 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 навіски РО на базове шасі з індивідуальним приводом бічного переміщення кожної з ланок забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини в режимі віяльно-поступальної подачі на забій під час копання широких виїмок.

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

4. Експериментально підтверджено адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ при розробленні виїмок шириною 3 – 4,5 м в режимі максимальної продуктивності машини. Відхилення величини товщини розроблюваної стружки від розрахункової не перевищує 3,7 %.

5. Експериментально підтверджено можливість розробки ґрунту стружками рівномірної товщини в плані роторним робочим органом УЗМ за умови його віяльно-поступального переміщення в забої по траєкторії, що подібна до лемніскати Бернуллі, завдяки довороту 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, становлять: крутний момент на роторі – 67 ÷ 74 кНм; сила тяги на робочому органі – 19 ÷ 21 кН; бічна сила на РО – 70 ÷ 80 кН.

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: крутний момент на роторі – 45 ÷ 48 кНм; сила тяги на робочому органі – 15 ÷ 17 кН; бічна сила на РО – 35 ÷ 45 кН.

Результати експериментальних досліджень отримано з величиною відносної похибки вимірювань 10 % за довірчої вірогідності 0,95 і повторюваністю дослідів 5.

Застосування створеного механізму переміщення РО в забої з адаптивним до швидкості руху машини керуванням дозволяє зменшити: крутний момент на роторі – на 34 %; силу тяги на робочому обладнанні – на 20 %; бічну силу на робочому органі – на 47 %.

6. Експериментально визначено закономірність зміни тривалості довертання проміжної рами РО, що забезпечує розроблення ґрунту стружками незмінної товщини в залежності від швидкості подачі машини, що покладено в основу алгоритму керування переміщенням робочого органу в забої. Оптимальна тривалість довертання проміжної рами у режимі максимальної продуктивності складає 1,1 с, що дозволяє зменшити максимальні навантаження на робочому обладнанні до 80 %.

7. Технічна пропозиція по створенню конструкції робочого обладнання УЗМ полягає в оригінальності механізму навішування ґрунторозробного ротора на базовому шасі та алгоритму його переміщення в забої в процесі копання ґрунту, захищена патентом України на винахід № 114779, а її реалізація забезпечує збільшення технічної продуктивності робочого обладнання машини в 1,9 – 2 рази порівняно з відомими аналогами УЗМ безперервної дії.

8. Підтверджена робоча гіпотеза дослідження, що підвищення продуктивності роботи машини, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ в процесі копання широких виїмок в ґрунті забезпечується шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується робочим органом впродовж робочого циклу в режимі віяльно-

поступального переміщення в забої.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у вирішенні важливої науково-технічної задачі – створення нового типу роторного робочого обладнання універсальної землерийної машини безперервної дії підвищеної продуктивності, що досягається завдяки переміщенню робочого органу в забої по траєкторії, яка описується рівнянням лемніскати Бернуллі та обумовлює вирівнювання і зниження зовнішніх навантажень на робочому органі завдяки розробленню ґрунту стружками рівномірної товщини.

Вперше: – розроблено алгоритм та механізм переміщення дволанкового, двошарнірного ґрунторозробного робочого органу УЗМ в забої, що забезпечує розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини не залежно від ширини виїмки;

– створено математичну модель функціонування УЗМ безперервної дії відповідно до розробленого алгоритму переміщення робочого органу в процесі віяльно-поступальної подачі робочого обладнання на забій;

– встановлено функціональну залежність тривалості довертання проміжної рами ґрунторозробного роторного робочого органу в кінці кожного напівциклу копання широких виїмок в ґрунті, залежно від швидкості подачі РО.

Удосконалено схему та механізм реалізації адаптивного переміщення роторного робочого органу УЗМ в забої залежно від швидкості подачі машини.

Отримали подальшого розвитку методологія фізичного і фізико-математичного моделювання в процесі проведення тензометричних випробувань моделі робочого органу УЗМ з використанням стенда фізико-математичного моделювання та універсальної тензометричної підвіски для визначення просторового навантаження робочого обладнання УЗМ під час копання ґрунту.

Практичне значення отриманих результатів полягає у:

- розробленні технічної пропозиції по створенню конструкції робочого обладнання УЗМ, що працює у режимі віяльно-поступальної подачі на забій зі спроможністю копання в ґрунті широких протяжних виїмок різних лінійних розмірів без конструктивного переналаштування;

- підвищенні ефективності робочого обладнання УЗМ удосконаленням кінематики приводу переміщення дволанкового, двошарнірного робочого органу в забої, що забезпечує копання широких протяжних виїмок в ґрунті стружками рівномірної товщини та мінімізацію зовнішнього силового навантаження машини;

- розробленні механізму переміщення дволанкового, двошарнірного ґрунторозробного роторного робочого органу УЗМ з адаптивним керуванням в процесі копання широких виїмок у ґрунті.

Реалізація результатів досліджень, дозволила розробити технічну пропозицію для створення високоефективної УЗМ, що захищена патентом України на винахід № 114779, технічна продуктивність якої у 1,9 – 2 рази вища існуючих аналогів.

Теоретичні та практичні результати роботи, що отримані при проведенні дисертаційних досліджень використовують у навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) на кафедрі інженерії машин транспортного будівництва при підготовці фахівців спеціальності 133 – “Галузеве машинобудування”, а також використовуються в діяльності ПрАТ Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів “Нафтогазбудізоляція”.

Ключові слова: універсальна землерийна машина, землерийні машини безперервної дії, роторний робочий орган, універсальна землерийна техніка, машини для земляних робіт, ґрунт, копання ґрунту, планування траєкторії, керування рухом, модель, математична модель, фізична модель, масштаб, експеримент, переміщення, швидкість, швидкість руху, поперечна площина, сила, навантаження, крутний момент, ефективність, конструктивні параметри, кінематичні параметри, алгоритм, процес, ротор, навіска.

Список публікацій здобувача

Публікації у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. 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).

2. Lazaruk J., Musiiko V., Honchar M., Nikolaienko V., Korpach A. Optimization of the motion algorithm and reduction of the external dynamic load of the machinery actuator in translational and rotational modes. Symmetry 2022, 14, 51. DOI: https://doi.org/10.3390/sym14010051.
URL: https://www.mdpi.com/2073-8994/14/1/51 (ORCID).

Публікації у наукових фахових виданнях України:

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

4. 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". Науково-технічний збірник.* К.: НТУ, Вип. № 1 (48). 2021. С. 223-232. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-223-232.
URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/48/223-232.pdf.

Публікації апробаційного характеру:

5. Лазарук Ю.В., Холодний Ю.Ф., Довбня В.В. Модернізація полкової землерийної машини ПЗМ-3 з метою придання об'єкту нових тактико-технічних властивостей : тези доп. *Міжн. наук.-техн. конф. "Перспективи розвитку озброєння та військової техніки СВ"*. (Львів, 18 – 20 трав. 2016) / Львів, нац. акад. сух. Військ - Львів, 2016. С. 281 – 282.

URL: https://www.asv.mil.gov.ua/content/nauka/2016/18-20-05-2016_conf.pdf.

6. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б., Холодний Ю.Ф. Напрямки створення та модернізації землерийних машин інженерного озброєння. *Збірн. тез доп. IV Всеукр. наук.-практ. конф.* (Одеса, 07 – 08 вер. 2017). Воєн. акад. - Одеса, 2017.: С. 116 – 117. URL: https://vaodesa.mil.gov.ua/.

7. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Модернізація землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ. *Матеріали LXXIII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структ. підрозд.* - К.: НТУ, 2017. С. 21.
URL: https://drive.google.com/file/d/1GyK8BsnakngvopAADyWv3l4kEA22yhEs/view.

8. Лазарук Ю.В., Коваль А.Б., Гончар М.О. Проблеми модернізації землерийних машин безперервної дії. *Тези доп. V Міжн. наук.-практ. конф. XIV Міжн. спец. вист. "Зброя і безпека-2017".* (Київ, 11-12 жов. 2017). - К.: 2017. С. 345-346.

9. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Підвищення продуктивності універсальних траншейно-котлованних землерийних машин. *Тези доп. LXXIV наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2018. С. 18-19.
URL:https://drive.google.com/file/d/1_uA1WGugEVOGtLukG_ZMX71VgXPIq98l/view.

10. Лазарук Ю.В., Коваль А.Б., Горковенко О.В. Перспективи створення військово-інженерних землерийних машин безперервної дії. *Тези доп. VI Міжн. наук.-практ. конф. XV Міжн. спец. вист. "Зброя і безпека – 2018".* (Київ, 11-12 жов. 2018) - К.: 2018, С. 281-283.

11. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Досвід модернізації машин подвійного призначення. *Матеріали LXXV наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2019. С. 21.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

12. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Експериментальні дослідження універсальних землерийних машин на стенді фізичного

моделювання. *Тези доп. LXXVI наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2020. С. 20-21.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

13. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Варфоломєєв Ю.М. Теоретичні передумови оптимізації конструктивних і кінематичних параметрів робочого обладнання універсальних землерийних машин. *Тези доп. LXXVII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2021. С. 20.
URL:https://drive.google.com/file/d/1ueDfCu-mBO1oTk1-nKHgyDCsnBy_sab5/view.

14. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Синтез алгоритму функціонування робочого органу універсальної землерийної машини та комп'ютерне моделювання його переміщення. *Тези доп. LXXVIII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2022. - С. 15.
DOI:10.33744/2786-6459-2022-78. URL: https://drive.google.com/file/d/1yhVlySe-r3EHbJt98UoRZEW94NhxOzk7/view.

15. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Розвиток засобів механізації дорожніх та земляних робіт в сучасних умовах : *Тези доп. Наук.-практ. семінар*. (Київ, 28 жов. 2021) / Центр. наук.-досл. інст. озбр. та військ. техн. Збр. Сил Укр. – К.: 2021. С. 24 – 30.

Патенти на винахід:

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

ABSTRACT

Lazaruk Yu.V. Improving the efficiency of universal earthmoving machinery by perfecting structural and kinematic parameters. – Research paper printed as manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of philosophy on a specialty 133 – Industrial Engineering. – National Transport University, Kyiv, 2023.

When preparing and conducting wars and armed conflicts both in Ukraine and abroad, transport, civil and industrial construction, fortification of positions, boundaries, districts and control points is associated with the development and movement of hundreds of thousands of cubic meters of soil. Such work is possible due to high-performance earthmoving machinery, primarily continuous excavators, the productivity of which is four to six times more than the productivity of single-bucket excavators. Such earthmoving machinery can quickly and efficiently develop trenches for various purposes, such as canals, pits, drainage systems. The use of continuous excavators for this purpose enables to improve labor productivity several times. Therefore, the construction pace of pipelines of various purposes, electrical and telecommunication networks, fortification structures, for example, is accelerated.

Currently known designs and technical solutions of continuous earthmoving machinery (EM) have a fundamental drawback - low universality. Moreover, the research results, published in regard to creating universal continuous earthmoving machinery (UEM), are non-systematic and do not fully take into account the peculiarities typical for this type of machinery. As a rule, compared to single-bucket universal excavators, traditional machinery designs have high energy consumption of soil development, higher metal capacity, lower reliability. Unless the specified disadvantages are eliminated, it is impossible to create effective designs of the continuous earthmoving machinery operating equipment and to optimally load it when developing the soil. As a result, it makes it impossible to ensure high productivity of soil development of different complexity.

Thus, the creation of fundamentally new designs of continuous earthmoving

machinery capable with the same activator, without its structural changes, to excavate long trenches of different linear sizes (by UEM) in different soil conditions is an urgent problem. Solving this problem will greatly expand the scope of the use of highly efficient earthmoving machinery when constructing the facilities of various technological purposes, when reclamating the soils on contaminated territories, fortifying the area and facilities. It will also improve the efficiency of machinery manufacture due to the increase in serial production of the same type machinery for dual use.

According to the results of the thesis, the following findings were established.

The thesis is a completed research paper which theoretically summarizes and practically solves the important scientific and technical problem of improving the efficiency of continuous universal earthmoving machinery (UEM). It is capable to excavate long trenches of various linear sizes and technological purposes in the soil without readjusting the operating equipment by improving structural parameters and the kinematics of the actuator movement in the face. It makes it possible to expand the scope of application for continuous earthmoving machinery of longitudinal digging, to improve the efficiency of production due to the increase in serial production of machinery of the same type and its dual use.

1. The analysis of the existing continuous UEM designs, its operating equipment and the processes of digging wide trenches in the soil shows the lack of a systems scientific approach to selecting the operating equipment designs and the machinery as a whole. The technical capabilities of the known UEM operating equipment designs have reached their perfection

2. It has been established that the implementation of a two-link, double-axis scheme of the actuator mounting on the base chassis with an individual drive for lateral movement of each of the links ensures soil development with shavings of uniform thickness in the mode of translational and rotational supply to the face when digging wide trenches.

3. The drive mechanism and algorithm for moving the two-link, double-axis soil development rotor operating equipment of continuous UEM in the face have been

synthesized for the first time. It provides soil development with shavings of uniform thickness regardless of the trench width. The shaving thickness is aligned in the plan by additional rotation of the actuator intermediate frame at the end of each half cycle of the operating process.

4. The adequacy of the developed mathematical model of the UEM operating equipment operation has been confirmed experimentally when developing 3-4.5 m wide excavations in the mode of maximum machinery performance. The deviation of the developed shaving thickness from the calculated value does not exceed 3.7%.

5. It has been experimentally confirmed the possibility to develop the soil with shavings of uniform thickness in the plan by the UEM rotor actuator under the condition of its translational and rotational movement in the face along a trajectory similar to Bernoulli's lemniscate. It is possible due to the additional rotation of the rotor intermediate frame at the end of each half-cycle of the operating process and with stable operation of the actuator hydraulic drives.

The loads on the operating equipment vary from zero to a certain maximum for each half cycle. The maximum values of the load at the end of each half-cycle without the additional rotation of the intermediate frame are: torque on the rotor – 67 ÷ 74 kNm; traction force on the operating equipment – 19 ÷ 21 kN; lateral force on the operating equipment – 70 ÷ 80 kN.

Under the same conditions, when the intermediate frame is additionally rotated at the end of each half-cycle of the operating process, the loads on the UEM operating equipment decrease and stabilize. Their maximum values are: torque on the rotor – 45 ÷ 48 kNm; traction force on the operating equipment – 15 ÷ 17 kN; lateral force on the operating equipment – 35 ÷ 45 kN.

The results of experimental studies were obtained with a relative error of 10% at a confidence level of 0.95 and a repeatability of experiments of 5.

The use of the developed mechanism for the actuator movement in the face with the control adaptive to the speed of the machinery enables to reduce torque on the rotor by 34%; traction force on the operating equipment by 20%; lateral force on the actuator by 47%.

6. The regularity of the change in the duration of the actuator intermediate frame additional rotation has been determined experimentally. It ensures the soil development with shavings of constant thickness depending on the speed of the machinery supply. It has been the basis of the algorithm for controlling the actuator movement in the face.

The optimal duration of the intermediate frame additional rotation in the mode of maximum productivity is 1.1 s. It enables to reduce the maximum loads on the operating equipment by up to 80%.

7. A technical proposal has been developed regarding the creation of the UEM operating equipment design. The proposal implies the originality of the mechanism for hanging the soil development rotor on the base chassis and the algorithm of its movement in the face when digging the soil. The suggested technical proposal was protected by a patent for the invention of Ukraine No. 114779. Its implementation ensures the increase of operational productivity of the machinery operating equipment by 1.9-2 times compared to the known similar continuous UEM.

8. The working hypothesis has been confirmed that machinery productivity improvement, minimization and equalization of external loads on the actuator of the continuous UEM when digging wide excavations in the soil is due to the alignment of the thickness of the soil shavings cut by the actuator in translational and rotational movement in the face during the operating cycle.

The scientific novelty of the obtained results lies in the solution of an important scientific and technical problem – the creation of a new type of rotor operating equipment for a continuous universal earthmoving machinery with improved productivity. It is achieved due to the movement of the actuator in the face along a trajectory described by the Bernoulli lemniscate equation and causes the equalization and reduction of external loads on the actuator due to the soil development with shavings of uniform thickness.

A mechanism and algorithm for moving the two-link, two-swivel soil development actuator of the UEM in the face have been developed for the first

time, ensuring soil development with shavings of uniform thickness regardless of the width of the excavation.

A mathematical model for the continuous UEM operation has been created for the first time in accordance with the developed algorithm for the actuator movement in translational and rotational supply of the operating equipment to the face.

The functional dependence of the duration of the intermediate frame additional rotation of the soil development rotor actuator at the end of each half-cycle when digging wide trenches in the soil on the speed of the operating equipment supply has been established for the first time.

The scheme and the mechanism for adaptive movement of the UEM rotor actuator in the face have been improved depending on the speed of the machinery supply.

When determining the spatial load of the UEM operating equipment during soil digging, the methods of physical and physical and mathematical modeling have been further developed based on tensometric testing of the UEM actuator model with the use of a physical and mathematical modeling testbed and a universal tensometric mounting.

The practical significance of the obtained results implies the following:

- the development of a technical proposal for creating a design of the UEM operating equipment which operates in the mode of translational and rotational supply to the face with the ability to dig wide, long excavations of various linear sizes without constructive reconfiguration;

- improving the efficiency of the UEM operating equipment by perfecting the movement drive kinematics of the two-link, double-swivel actuator in the face, which ensures the digging of wide, long excavations in the soil with soil shavings of uniform thickness and the minimization of the machinery external load;

- the development of a mechanism for moving the UEM two-link double-swivel soil development rotor actuator in the face with adaptive control when digging wide excavations in the soil.

The implementation of the research results enabled to develop the technical proposal for the creation of a highly efficient UEM protected by a patent for the invention of Ukraine No. 114779, operational productivity of which is 1.9-2 times higher than of existing similar machinery.

The theoretical and practical results obtained in the dissertation research are used in the educational process of National Transport University (Kyiv) at the Department of transport construction machinery engineering when training students majoring in “Industrial engineering” (133), and are also used in the activities of PJSC Industrial and Production Institute of Welding and Insulation Technologies in the construction of pipelines by “Naftogazbudizolyatsiya”.

Key words: universal earthmoving machinery, continuous earthmoving machinery, rotor actuator, universal earthmoving equipment, earthmoving machinery, soil, soil digging, trajectory planning, motion control, model, mathematical model, physical model, scale, experiment, displacement, speed, movement speed, transverse plane, force, load, torque, efficiency, design parameters, kinematic parameters, algorithm, process, rotor, hitch.

List of publications of the applicant

Articles in publications of foreign countries or in publications of Ukraine, which are included in international scientometric bases:

1. Lazaruk J., Musiiko V., Koval A. Experimental analysis of the universal continuous digging machine working processes. Vol. 4, 2020. – Pp. 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).

2. Lazaruk J., Musiiko V., Honchar M., Nikolaienko V., Korpach A. Optimization of the motion algorithm and reduction of the external dynamic load of the machinery actuator in translational and rotational modes. Symmetry 2022, 14, 51. DOI: https://doi.org/10.3390/sym14010051.
URL: https://www.mdpi.com/2073-8994/14/1/51 (ORCID).

Articles in scientific and professional publications of Ukraine:

3. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B., Nikolaenko V.A. Problems of

modernization of continuous earthmoving machinery: / Collection of scientific papers. Central Research Institute of Armaments and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine, № 3 (70). Kyiv, 2018. P. 181-190.

4. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B. Problems, directions, and prospects in the creation and modernization of specialized continuous earthmoving machinery. / The Herald of National Transport University. Series “Technical sciences”. Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2021. – Issue 1 (48). P. 223-232. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-223-232. URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/48/223-232.pdf

Published approbation papers:

5. Lazaruk Yu.V., Kholodnyi Yu.F., Dovbnya V.V. The modernization of the PZM-3 regimental earthmoving machinery in order to give the object new tactical and technical properties.: abstracts at the *International scientific and technical conference. “Prospects for the development of weapons and military equipment of the ground forces”*. (Lviv, May 18-20, 2016). - Lviv, 2016. P. 281 – 282.
URL: https://www.asv.mil.gov.ua/content/nauka/2016/18-20-05-2016_conf.pdf.

6. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B., Kholodnyi Yu.F., Directions of creation and modernization of earthmoving machinery for engineering weapons: abstracts at the *IV All-Ukrainian Scientific and Practical Conference. “Common problems of military formations and state law enforcement agencies: problems and prospects”*. (Odesa, September 07-08, 2017). Odesa, 2017. P. 116 – 117. URL: https://vaodesa.mil.gov.ua/.

7. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D. Modernization of earthmoving machinery for fortification of army positions: abstracts at the *LXXIII Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate departments of NTU*. Kyiv: *NTU* – 2017. P. 21.
URL: https://drive.google.com/file/d/1GyK8BsnakngvopAADyWv3l4kEA22yhEs/view.

8. Lazaruk Yu.V., Koval A.B., Gonchar M.O., Nikolayenko V.A. Problems of modernization of continuous earthmoving machinery: abstracts at the *V International Scientific and Practical Conference. “Problems of coordination of*

military and technical and defense and industrial policy in Ukraine. Prospects for the development of weapons and military equipment" within the framework of the 14th International Specialized Exhibition "Arms and Security - 2017". (Kyiv, October 11 – 12, 2017). – Kyiv, 2017, P. 345 – 346.

9. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D. Improving the productivity of universal trench and pit earthmoving machinery: abstracts at the *LXXIV Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate departments of NTU*. Kyiv: NTU – 2018. P. 18 – 19.
URL:https://drive.google.com/file/d/1_uA1WGugEVOGtLukG_ZMX71VgXPIq98l/view.

10. Lazaruk Yu.V., Koval A.B., Horkovenko O.V. Prospects for the creation of military and engineering continuous earthmoving machinery: abstracts at the *VI international scientific and practical conference "Problems of coordination of military and technical and defense and industrial policy in Ukraine. Prospects for the development of weapons and military equipment" within the framework of the 15th International Specialized Exhibition "Arms and Security - 2018"*. (Kyiv, October 11 – 12, 2018). – Kyiv, 2018 , P. 281 – 283.

11. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D. Experience in modernizing dual-purpose machines: abstracts at the *LXXIV Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate departments of NTU*. Kyiv: NTU – 2018. P. 18 – 19.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

12. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B. Experimental studies of universal earthmoving machines on a physical modeling stand: abstracts at the *LXXVI Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate departments of NTU*. Kyiv: NTU – 2020. P. 20 – 21.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

13. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Varfolomeev Yu.M. Theoretical prerequisites for optimizing the structural and kinematic parameters of the working equipment of universal earthmoving machines: abstracts at the *LXXVII Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate*

departments of NTU. Kyiv: NTU – 2021. P. 20. URL:https://drive.google.com/file/d/1ueDfCu-mBO1oTk1-nKHgyDCsnBy_sab5/view.

14. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B. Synthesis of the algorithm for the functioning of the working body of a universal earthmoving machine and computer modeling of its movement: abstracts at the *LXXVIII Scientific conference of teaching staff, post-graduates, students and staff of separate departments of NTU*. Kyiv: NTU – 2022. P. 15. DOI:10.33744/2786-6459-2022-78. URL: https://drive.google.com/file/d/1yhVlySe-r3EHbJt98UoRZEW94NhxOzk7/view.

15. Lazaruk Yu.V., Musiiko V.D., Koval A.B. The development of means of mechanization of road and earthworks under current conditions. / *Scientific and practical seminar* / Central Research Institute of Armaments and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine. - Kyiv, 2021, P. 24 – 30.

Invention patents:

16. Patent for the invention of Ukraine № 114779, Ukraine, MPK(2017.01) E02F 3/00. Universal earthmoving machinery. / Applicant and patent holder: National Transport University, State number: a 2016 09428; application: 12.09.2016, Vol. № 3; published: 25.07.2017, Vol. № 14.

ЗМІСТ

СПИСОК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ …… 23
ВСТУП …… 24
РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ……..... 32
1.1 Сучасні тенденції створення та використання землерийних машин безперервної дії ……..... 32
1.1.1 Проблеми ремонту магістральних трубопроводів транспортної системи України ……..... 33
1.1.2 Проблеми виконання земляних робіт в ході фортифікаційного обладнання позицій, опорних пунктів та районів управління …….. 35
1.2 Аналіз результатів наукових досліджень УЗМ безперервної дії 37
1.3 Аналіз технічних рішень та конструкцій робочого обладнання УЗМ безперервної дії за патентними матеріалами …… 49
1.4 Аналіз використання ЗМ та їх можливостей для підвищення ефективності механізації виконання земляних робіт ……..... 62
Висновки до розділу 1. ……..... 71
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ …… 72
2.1 Організація руху робочого органу УЗМ безперервної дії …….. 72
2.2 Аналіз процесу утворення стружки ґрунту рівномірної товщини під час відкопування широких виїмок робочим органом УЗМ …… 74
2.3 Обґрунтування траєкторії руху РО, для розроблення широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини ……..... 77
2.4 Структурний аналіз механізму циклічного бічного переміщення робочого органу в процесі копання ґрунту ……. 80
2.5 Кінематичний аналіз механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ ……...……..... 83

2.5.1 Кінематична схема механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ …….. 83
2.5.2 Визначення положення ланок механізму бічного переміщення РО та його характерних точок в процесі копання ґрунту …… 86
2.6 Синтез алгоритму функціонування робочого обладнання УЗМ в процесі копання ґрунту ……...…….. 90
2.6.1 Синтез алгоритму функціонування робочого органу УЗМ …..…….. 90
2.6.2 Комп'ютерне моделювання переміщення робочого органу УЗМ в забої 100
2.6.3 Аналіз функціонування важільного механізму подачі РО при розробленні широких виїмок. Відповідність розрахованої траєкторії переміщення робочого органу УЗМ, до проектної ("ідеальної") при виключенні переміщення шасі ……... 101
2.7 Алгоритм забезпечення циклічного зворотно-поступального переміщення ланок механізму бічної подачі РО на забій ..……..... 103
Висновки до розділу 2. ……..…..... 108
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ …….. 109
3.1 Мета, завдання і методи експериментальних досліджень …….. 109
3.1.1 Об'єкт експериментальних досліджень ……... 110
3.2 Експериментальне обладнання для проведення досліджень …….. 115
3.2.1 Стенд фізико-математичного моделювання робочих процесів ЗМ….. 115
3.3 Вимірювальні пристрої. Конструкція та схеми їх установки ……... 120
3.3.1. Універсальна тензометрична підвіска ……..... 120
3.3.2 Тензометричні датчики тиску робочої рідини …… 123
3.3.3 Датчики вимірювання кінематичних параметрів ……... 126
3.3.4 Датчики кутових переміщень робочого органу ……. 126
3.3.5 Імітатор відображення процесу утворення стружки ґрунту ……. 128
3.4 Дослідна апаратура та обладнання. Тарування вимірювальних пристроїв 129
3.5 Методика експериментальних досліджень кінематики РО УЗМ ….. 134
3.6 Методика експериментальних досліджень силового навантаження робочого обладнання УЗМ ……... 135

Висновки до розділу 3 ……... 139
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕННЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ ……..... 141
4.1 Кінематика віяльно-поступального переміщення робочого органу УЗМ 141
4.2 Експериментальні дослідження силового навантаження фізичної моделі робочого обладнання УЗМ ……... 148
4.2.1 Крутний момент на роторі робочого органу ……... 152
4.2.2 Аналіз сил і моментів сил, що діють на робоче обладнання УЗМ …. 159
Висновки до розділу 4 ……... 169
Розділ 5 ПРИНЦИПОВЕ ТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ 171
5.1 Технічне рішення конструкції робочого обладнання УЗМ ……... 171
5.2 Технічні пропозиції для розроблення локальної САУ механізму приводу бічного переміщення робочого органу …… 174
5.3 Оцінка конструктивної продуктивності УЗМ ……..... 176
5.4 Інженерна методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів механізму поперечного переміщення робочого органу УЗМ 178
Висновки до розділу 5 ……... 182
ВИСНОВКИ ……... 183
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ …….. 186
ДОДАТОК А ..…… 195
ДОДАТОК Б ...……...……..... 198
ДОДАТОК В ..…… 211
ДОДАТОК Г ...…… 216
ДОДАТОК Д ..…… 227
ДОДАТОК Е ...…… 228
ДОДАТОК Є ……... 229
ДОДАТОК Ж …….. 230

СПИСОК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

БШ – базове шасі;

ГНТС – газо- і нафтотранспортна системи;

ГТС – газотранспортна система;

ЗМ – землерийна машина;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПР – проміжна рама;

РО – робочий орган;

САУ – система автоматичного управління;

ТЕ – траншейний екскаватор;

ТЛ – тензометрична ланка;

УЗМ – універсальна землерийна машина;

УТП – універсальна тензометрична підвіска;

ВСТУП

Актуальність теми.

Транспортне, цивільне та промислове будівництво, фортифікаційне обладнання позицій, рубежів, районів та пунктів управління під час підготовки і ведення війн і збройних конфліктів, як в Україні, так і за її межами, пов’язано з розробкою та переміщенням сотень тисяч кубічних метрів ґрунту. Виконання таких об’ємів робіт можливе виключно з використанням високопродуктивних землерийних машин, в першу чергу екскаваторів безперервної дії продуктивність яких в чотири – шість разів більша продуктивності одноківшевих екскаваторів. Такими землерийними машинами швидко та ефективно можуть бути розроблені траншеї різного цільового призначення – канали, котловани, дренажні системи. Використання з цією метою екскаваторів безперервної дії дозволяє підвищити в декілька разів продуктивність праці і тим самим прискорити темпи будівництва, наприклад, трубопроводів різного призначення, електро- та телекомунікаційних мереж, обладнання фортифікаційних споруд.

Конструкції та технічні рішення землерийних машин безперервної дії, відомі на цей час, мають принциповий недолік – малу універсальність, а опубліковані результати наукових досліджень, у напрямку створення універсальних землерийних машин безперервної дії (УЗМ), носять несистемний характер та не враховують в повній мірі особливості, що характерні саме для цього класу машин. Традиційні конструкції машин мають, як правило, високу енергоємність розробки ґрунту, більшу металоємність, меншу надійність. Без врахування необхідності усунення вказаних недоліків неможливе створення ефективних конструкцій робочого обладнання землерийних машин безперервної дії, оптимального його завантаження у процесі розробки ґрунту і, як результат, – забезпечення високої продуктивності під час розроблення ґрунтів різних категорій складності.

Саме тому, створення принципово нових конструкцій землерийних машин безперервної дії здатних одним і тим самим робочим органом (РО), без його конструктивних змін, здійснювати відкопування протяжних виїмок різних лінійних розмірів у різних ґрунтових умовах є актуальним завданням. Вирішення цього завдання значною мірою розширить сферу використання високоефективних землерийних машин під час будівництва капітальних об‘єктів різного технологічного призначення, при виконанні робіт з рекультивації ґрунтів на забруднених територіях, фортифікаційному обладнанні місцевості та об’єктів, збільшить ефективність виробництва машин завдяки підвищенню обсягів серійного виготовлення однотипових машин подвійного використання.

Зв‘язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації відповідає напряму та завданням державних і господарських тем науково-дослідних робіт кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету (м. Київ): “Проведення тензометричних випробувань машини ПЗМ-3-01” (№ держреєстрації 0117U001719); “Удосконалення експлуатаційних показників дорожніх, землерийних машин та транспортних засобів” (№ держреєстрації 0118U001087); “Поліпшення експлуатаційних показників технологічних машин та транспортних засобів в транспортному будівництві” (№ держреєстрації 0121U107519); “Основні напрямки розвитку озброєння та військової техніки на довгостроковий період” схвалені розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14.06.2017 р. № 398-р.

Мета і завдання дослідження. Мета досліджень – підвищення ефективності універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, здатних відкопувати в ґрунтах протяжні виїмки різних лінійних розмірів та технологічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу в забої без переналагодження робочого обладнання.

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

1. Провести аналіз конструкцій УЗМ та їх робочих процесів, результатів наукових досліджень і патентних матеріалів щодо ефективності відомих конструктивних та кінематичних рішень робочих органів УЗМ безперервної дії.

2. Обґрунтувати раціональну конструктивну схему робочого обладнання УЗМ безперервної дії та схему його переміщення в забої з забезпеченням розробки ґрунту стружками рівномірної товщини в процесі копання широких виїмок.

3. Синтезувати конструктивну схему і механізм приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ, розробити алгоритм руху ланок механізму, визначити кінематичні параметри приводу механізму.

4. Розробити і дослідити математичну модель механізму переміщення робочого органу УЗМ в забої на предмет забезпечення вирівнювання та мінімізації зовнішніх навантажень на робочому органі в процесі копання ґрунту.

5. Підтвердити адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ реальному об’єкту (фізичній моделі) шляхом проведення експериментальних досліджень на стенді фізико-математичного моделювання. Визначити параметри силового навантаження робочого органу УЗМ.

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

7. Розробити практичні рекомендації та технічну пропозицію по створенню ефективної конструкції робочого обладнання УЗМ, провести оцінку ефективності технічних можливостей створеного робочого обладнання УЗМ.

Об‘єкт дослідження – роторний робочий орган універсальної землерийної машини безперервної дії, його взаємодія з ґрунтовим середовищем в процесі копання широких виїмок в ґрунті.

Предмет дослідження – конструктивні та кінематичні характеристики робочого обладнання УЗМ, закономірності переміщення робочого органу в

забої під час копання у ґрунті протяжних виїмок різних лінійних розмірів.

Гіпотеза дослідження. Підвищення продуктивності роботи, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ в процесі копання широких виїмок в ґрунті можливі шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується робочим органом впродовж робочого циклу в режимі віяльно-поступального переміщення в забої.

Методи дослідження. В ході виконання дисертаційної роботи використовувались методи експериментального і теоретичного дослідження процесів взаємодії робочого органу УЗМ безперервної дії із ґрунтовим середовищем. Теоретичні дослідження базуються на застосуванні методів структурного аналізу закономірностей формування зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ безперервної дії. Експериментальні дослідження ґрунтуються на застосуванні методів подібності, фізичного та фізико-математичного моделювання робочих процесів взаємодії РО землерийних машин безперервної дії з ґрунтовим середовищем при копанні протяжних виїмок в ґрунті різних лінійних розмірів, методів тензометричних вимірювань для визначення кількісних і якісних характеристик взаємодії робочого обладнання УЗМ із ґрунтовим середовищем.

Обґрунтованість наукових висновків і рекомендацій підтверджено: адекватністю розробленої математичної моделі результати якої підтверджено проведеними експериментальними дослідженнями фізичної моделі робочого обладнання УЗМ; достатнім обсягом тензометричних вимірювань на стенді фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин, що задовольняють заданим показникам точності та надійності; задовільним рівнем збігу результатів теоретичних та експериментальних досліджень, що можуть бути практично реалізовані у процесі конструювання землерийних машин та їх промислового виробництва.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у вирішенні важливої науково-технічної задачі – створення нового типу роторного робочого обладнання універсальної землерийної машини безперервної дії

підвищеної продуктивності, що досягається завдяки переміщенню робочого органу в забої по траєкторії, яка описується рівнянням лемніскати Бернуллі та обумовлює вирівнювання і зниження зовнішніх навантажень на робочому органі завдяки розробленню ґрунту стружками рівномірної товщини.

Вперше: – розроблено алгоритм та механізм переміщення дволанкового, двошарнірного ґрунторозробного робочого органу УЗМ в забої, що забезпечує розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини не залежно від ширини виїмки;

– створено математичну модель функціонування УЗМ безперервної дії відповідно до розробленого алгоритму переміщення робочого органу в процесі віяльно-поступальної подачі робочого обладнання на забій;

– встановлено функціональну залежність тривалості довертання проміжної рами ґрунторозробного роторного робочого органу в кінці кожного напівциклу копання широких виїмок в ґрунті, залежно від швидкості подачі РО.

Удосконалено схему та механізм реалізації адаптивного переміщення роторного робочого органу УЗМ в забої залежно від швидкості подачі машини.

Отримали подальшого розвитку методологія фізичного і фізико-математичного моделювання в процесі проведення тензометричних випробувань моделі робочого органу УЗМ з використанням стенда фізико-математичного моделювання та універсальної тензометричної підвіски для визначення просторового навантаження робочого обладнання УЗМ в процесі копання ґрунту.

Практичне значення отриманих результатів полягає у:

- розробленні технічної пропозиції по створенню конструкції робочого обладнання УЗМ, що працює у режимі віяльно-поступальної подачі на забій зі спроможністю копання в ґрунті широких протяжних виїмок різних лінійних розмірів без конструктивного переналаштування;

- підвищенні ефективності робочого обладнання УЗМ удосконаленням кінематики приводу переміщення дволанкового, двошарнірного робочого органу в забої, що забезпечує копання широких протяжних виїмок в ґрунті

стружками рівномірної товщини та мінімізацію зовнішнього силового навантаження машини;

- розробленні механізму переміщення дволанкового, двошарнірного ґрунторозробного роторного робочого органу УЗМ в забої з адаптивним керуванням рухом робочого обладнання в процесі копання широких виїмок.

Теоретичні та практичні результати роботи, що отримані при проведенні дисертаційних досліджень використовують у навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) на кафедрі інженерії машин транспортного будівництва при підготовці фахівців спеціальності 133 – “Галузеве машинобудування” (Додаток Є), а також використовуються в діяльності ПрАТ Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів “Нафтогазбудізоляція” (Додаток Ж).

Особистий внесок здобувача Автором дисертаційної роботи самостійно визначено мету та завдання дослідження, отримано основні результати теоретичних та експериментальних досліджень.

У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачем особисто виконано наступне:

- проведено аналіз процесів розроблення широких виїмок робочим органом УЗМ безперервної дії та результатів експериментальних досліджень силового навантаження землерийної машини ПЗМ-3-01 з ланцюгово-балковим РО в процесі копання виїмок, визначено шляхи модернізації робочого обладнання [26];

- виконано аналіз ефективності конструкцій робочого обладнання УЗМ безперервної дії, обґрунтовано конструктивну схему дволанкового, двошарнірноного механізму навіски роторного робочого органу УЗМ безперервної дії на базове шасі [18];

- на основі кінематичного аналізу робочого обладнання УЗМ безперервної дії з двоважільною, двошарнірною навіскою РО визначено закономірності та алгоритм його переміщення в забої, що забезпечить

копання широких виїмок стружками рівномірної товщини [81];

- розроблено розрахункову схему та математичну модель переміщення ґрунторозробного робочого органу в забої з використанням методу координат планів [81];

- виконано експериментальні дослідження моделі робочого обладнання роторного УЗМ, визначено закономірності вирівнювання та мінімізації зовнішніх сил, які діють на робоче обладнання, що працює в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій з довертанням проміжної рами [69].

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні положення, наукові та практичні результати досліджень доповідались, обговорювались та отримали позитивну оцінку на науково-практичних, науково-технічних міжнародних та вузівських конференціях і семінарах, серед яких (Додаток А): Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ” (Львів, 2016 р.); інформаційно-комунікативний захід Міністерства освіти і науки України “Наука: безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу”; IV Всеукраїнська науково-практична конференція “Спільні проблеми військових формувань і правоохоронних органів держави: проблеми та перспективи” (Одеса, 2017 р.); LXXIII – LXXVIII наукові конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ (Київ, 2017 – 2022 років); V Міжнародна науково-практична конференція “Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки” в рамках проведення XIV Міжнародної спеціалізованої виставки “Зброя і безпека – 2017” (Київ, 2017 р.); Науково-практична конференція на тему: “Удосконалення та модернізація озброєння, військової та спеціальної техніки, що знаходиться на озброєнні Збройних Сил України, шляхом впровадження технічних рішень, що охороняються патентами України на винахід та корисну модель” (Київ, 2017 р.); VI міжнародна науково-практична конференція “Проблеми

координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки” в рамках проведення XV Міжнародної спеціалізованої виставки “Зброя і безпека – 2018” (Київ, 2018); Науково-практичний семінар Центрального науково-дослідного інституту озброєння і військової техніки Збройних Сил України (Київ, 2021).

Завершену дисертаційну роботу було представлено та позитивно оцінено на розширених засіданнях кафедри інженерії машин транспортного будівництва (раніше – дорожніх машин) Національного транспортного університету (НТУ) (Київ, 2023 р.).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 4 наукових статті, у тому числі: 2 статті у наукових фахових виданнях, що входять до переліку затверджених ДАК України, 2 статті у наукових виданнях, що входить в наукометричну базу Scopus, 11 праць апробаційного характеру, а також отримано 1 патент України на винахід (Додаток Д, Е).

Структура та обсяг роботи. Дисертаційну роботу викладено на 230 сторінках машинопису (основного тексту – 156 сторінок). Дисертація складається зі вступу, п’яти розділів, висновків, списку використаних джерел, який містить 100 найменувань та 7 додатків. Роботу ілюстровано 10 таблицями та 93 рисунками.

РОЗДІЛ 1
ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1.1 Сучасні тенденції створення та використання землерийних машин безперервної дії

Транспортне, цивільне та промислове будівництво, фортифікаційне обладнання позицій, рубежів, районів розташування військ та пунктів управління (ФО) під час підготовки і ведення війн і збройних конфліктів пов’язано з розробкою та переміщенням сотень тисяч кубічних метрів ґрунту. Виконання таких обсягів робіт можливо виключно з використанням високопродуктивних ЗМ, в першу чергу екскаваторів безперервної дії, продуктивність яких в 4 – 6 разів більша ніж екскаваторів циклічної дії. Вони забезпечують швидке та ефективне відривання траншей різного призначення в ході будівництва газо- та нафтопроводів, газорозподільних систем, телекомунікаційних та кабельних мереж, каналів іригаційних систем, водогонів і каналізацій, відривання окопів, траншей та котлованів при ФО.

Важливої уваги заслуговує створення універсальних землерийних машин (УЗМ) безперервної дії, які здатні здійснювати відривання у ґрунті протяжних виїмок різних лінійних розмірів без конструктивних змін робочого обладнання. Це значною мірою розширює сферу їх використання у галузях національної економіки та в сфері оборони, підвищує продуктивність праці, темпи і якість виконання земляних робіт, збільшує ефективність виробництва машин завдяки їх подвійному призначенню, а також підвищенню об’ємів серійного виготовлення однотипних машин.

1.1.1 Проблеми ремонту магістральних трубопроводів транспортної системи України

Однією з складових національної безпеки України є енергетична безпека. Газо- нафтотранспортна система (ГНТС) України являє собою мережу магістральних трубопроводів та трубопроводів-відгалужень, які формують єдиний технологічний комплекс, що працює в безперервному режимі. За величиною коефіцієнту транзитності, Україна на 2001 рік займала перше місце в Європі, а за обсягами транзитних вантажопотоків через Україну трубопровідний транспорт був першим в країні [1]. ГНТС України забезпечувала постачання енергоносіїв як для внутрішніх потреб країни, так і до країн Центральної і Західної Європи.

Система магістральних нафтопроводів України (ПАТ “Укртранснафта”), включає 19 нафтопроводів діаметром до 1220 мм включно має загальну протяжність 3 506,6 км, а в одну нитку – 4 767,4 км. Потужність системи на вході – 114 млн.т/рік, на виході – 56,3 млн.т/рік. Загальна номінальна ємність резервуарних парків системи магістральних нафтопроводів 1083 тис.м^3 [2]. Загальний ступінь зношеності нафтопроводів – більше 50 %

Газотранспортна система (ГТС) України (ПАТ «Укртрансгаз»), на цей час, включає 33,079 тис. км магістральних газопроводів, 1389 газорозподільних та 57 компресорних станцій [3].

Узагальнений технічний стан об’єктів магістрального трубопровідного транспорту газу Оператора ГТС (ТОВ “Оператор ГТС України”), станом на 15.10.2020: з терміном експлуатації до 25 років – 11 842 км; від 25 до 40 років – 3 793 км; понад 40 років – 17 444 км [4], при допустимому терміні служби трубопроводу – 25 років.

Поточний стан ГТС України, здатен в цілому забезпечувати транспортування газу до споживачів. Проте, частина магістральних трубопроводів потребують ремонту та реконструкції, поліпшення технічних характеристик для забезпечення їх безпечної експлуатації. Відповідно до Плану розвитку газотранспортної системи ТОВ “Оператор ГТС України” на 2021-2030 рр. [4]

передбачається капітальний ремонт та реконструкція газопроводів.

Для виконання земляних робіт під час проведення ремонту, реконструкції та будівництва газопроводів ГТС на забезпеченні обслуговуючих підприємств знаходяться одноківшеві екскаватори, бульдозери та фронтальні навантажувачі, що уповільнює темпи проведення земляних робіт та збільшує їх обсяги, залежно від діаметра трубопроводу, а в загальному й ефективність виконання [5].

Для вирішення стратегічної задачі збереження та забезпечення надійної експлуатації ГНТС країни, необхідно в декілька разів збільшити темпи виконання ремонтних робіт на трубопроводах, значну частку яких складають земляні роботи [6, 7].

Об’єми земляних робіт при цьому визначаються діаметрами трубопроводів, що підлягають ремонту, властивостями ґрунтів де вони прокладені та вимогами безпеки виконання ремонтних робіт на трубі і можуть сягати від 8 до 12 м^3 ґрунту на один погонний метр трубопроводу, а їх вартість орієнтовано складає половину повної вартості капітального ремонту (КР) трубопроводу.

Очевидно вбачається необхідність зменшення об’ємів земляних робіт під час КР трубопроводів та підвищення темпів їх виконання, що можливо насамперед з використанням ЗМ безперервної дії [8].

Наприклад, при відкритті трубопроводів з використанням екскаваторів безперервної дії повністю виключається необхідність виконання додаткових земляних робіт. Виконання капітального ремонту магістральних трубопроводів, з використанням спеціалізованих ЗМ безперервної дії, забезпечує зменшення об’ємів земляних робіт на 35…45 %, порівняно з використанням традиційної техніки [9].

Таким чином, забезпечення ефективного виконання земляних робіт під час будівництва, реконструкції та ремонту трубопроводів ГНТС, підвищення темпів їх проведення можливо з використанням високопродуктивних ЗМ безперервної дії.

1.1.2 Проблеми виконання земляних робіт в ході фортифікаційного обладнання позицій, районів розташування військ та пунктів управління

Однією з головних складових національної безпеки України є оборона, захист її суверенітету, територіальної цілісності і недоторканності, яка покладається на Збройні Сили України [10].

Розвиток озброєння та військової техніки, засобів вогневого ураження і розвідки та зростання мобільності військ породили багато завдань у всіх галузях військового мистецтва. Найважливішим є завдання забезпечення живучості військ і об’єктів від засобів вогневого ураження противника головна роль у вирішенні якої покладається на фортифікаційне обладнання (ФО) [11]. Фортифікаційне обладнання [12] завжди пов’язано з виконанням великих обсягів земляних робіт, значними витратами часу, сил і засобів та високою інтенсивністю їх проведення. Тому визначення способів і забезпечення засобами для виконання ФО залишається завжди актуальною проблемою.

Основу ФО складають фортифікаційні споруди (траншеї, ходи сполучень, окопи для бойових машин, укриття для техніки і матеріально-технічних засобів, котловани для закритих споруд (бліндажів),що забезпечують більш ефективне застосування в бою зброї, бойової техніки і ведення ними вогню, підвищення стійкості управління військами, прихований маневр під вогнем противника, захист особового складу і матеріальної частини озброєння та військової техніки від засобів вогневого ураження противника [13].

Наприклад, досвід ведення бойових дій свідчить, що позиції, опорні пункти, райони оборони обладнані в фортифікаційному відношенні та організованою системою вогню забезпечують стійкість підрозділів, що ведуть оборону, в співвідношенні до наступаючих підрозділів 1:3 або 1:4 [14].

Для збереження бойових можливостей військ, показники живучості на позиціях і в районах повинні підтримуватись на рівні понад 70 %, в районах розгортання пунктів управління – понад 80 %, а приховування реальних об’єктів і дій військ, за рахунок фортифікаційного обладнання та заходів маскування з ймовірністю виявлення не вище 0,4 – 0,5 [14].

Значимість оперативно-тактичних заходів для забезпечення живучості, які знижують втрати військ від засобів ураження противника при розташуванні в районі зосередження складає: маневр – 5 %; роззосередження військ – 10 %; використання захисних властивостей місцевості – 15 %; маскування військ – 20 %; фортифікаційне обладнання місцевості – 50 %. З усього обсягу робіт ФО в обороні, 70 % складають земляні роботи [14].

Створення глибокоешелонованої системи оборонних рубежів та позицій з розвинутою мережею фортифікаційних спруд та обладнання оборонних позицій до кругової оборони шляхом створення суцільної системи траншей і ходів сполучення, забезпечить підвищення бойових можливостей на 20 – 25 %, проте обсяги земляних робіт, при цьому, збільшуються у 4 рази [14].

Як свідчить досвід ФО районів оборони в ході ведення бойових дій на сході України, загальні обсяги земляних робіт опорного пункту облаштованого до ведення кругової оборони складають 9145 м^3 у порівнянні з класичним 1410 м^3 і збільшились більше ніж у 6 разів. Протяжність траншей і ходів сполучень складають 2,7 – 3,4 км та 0,9 км відповідно. При цьому, обсяги робіт, що виконуються землерийною технікою зросли у 5,3 рази, а особовим складом – у 2,9 разів [15].

При ФО широко застосовуються ЗМ – ПЗМ-2, ПЗМ-3, ЕОВ-4421 та МДК-3 експлуатаційна продуктивність яких, з урахуванням умов експлуатації, технологічних та організаційно-експлуатаційних операцій, складає: ПЗМ-2 – 85 м^3/год., ПЗМ-3, ПЗМ-3-01 – 120 м^3/год., ЕОВ-4421 – 60 м^3/год., МДК-3 – до 535 м^3/год. Тому, на виконання зазначеного обсягу земляних робіт необхідно 4862 чол.-год. особового складу, 70,8 маш.-год. Землерийні машини ПЗМ-2 і 20,8 маш.-год. екскаватора ЕОВ-4421 [16].

Проведені розрахунки свідчать, що лише на виконання земляних робіт при обладнанні опорного пункту штатним підрозділом та наявності зазначених ЗМ необхідно понад 20 діб за нормативних вимог 2 доби [16]. Виконання таких обсягів земляних робіт потребують значного підсилення, достатнього часу та відсутності безпосереднього зіткнення з противником, або створення

спеціальних ЗМ безперервної дії необхідної захищеності, продуктивності та технологічних можливостей споруджувати виїмки в ґрунті заданих розмірів.

Таким чином, на сьогоднішній день виникає суттєва невідповідність між обсягами необхідних фортифікаційних робіт, які постійно зростають та термінами на їх виконання, що постійно скорочуються з мінімальним залученням сил і засобів.

Усунення цього протиріччя вбачається шляхом вирішення наступних завдань:

– створення високопродуктивних ЗМ безперервної дії, які здатні розробляти ґрунти різного ступеню складності розроблення, споруджувати виїмки в ґрунті різних лінійних розмірів та конфігурації без зміни конструкції робочого обладнання [17, 18];

- модернізація існуючих зразків ЗМ з метою більш повного використання потужностей їх силових установок та технологічних можливостей [18, 19];

- вибір найефективніших методів і способів виконання земляних робіт [20].

Це дасть можливість виконувати ФО в необхідні, задані терміни.

На наш погляд найбільш дієвим підходом щодо підвищення інтенсивності виконання ФО слід вважати створення високомобільних, високопродуктивних і надійних багатофункціональних УЗМ безперервної дії, які здатні розробляти ґрунти різного ступеню складності розроблення за різних природних умов.

1.2 Аналіз результатів наукових досліджень УЗМ безперервної дії

Випробування перших зразків ланцюгових ківшевих УЗМ (ПЗМ-1) виявили, що за доволі низької продуктивності енергоємність розробки ґрунту є досить значною та сягає $0{,}4 \div 0{,}6$ кВт·год/м^3. Дослідження проведені Биковим О.В. [21], показали, що 50 % сил опору, що виникає при роботі жорстко направлених ланцюгів, ґрунторозробного РО складає опір тертя ланцюгів по направляючим, або об раму РО, якого слід було би уникнути.

Розробка та дослідження ланцюгових безківшевих РО, показали його переваги над ківшевими РО. З часом було розроблено ланцюг однобічного перегину [22] і, зрештою, ланцюгово-балковий РО [23, 24] (рис. 1.1), якому не характерні вище приведені недоліки. Використання на машині ПЗМ-2 ланцюгово-балкового РО дозволило зменшити енергоємність розробки ґрунту до 0,17 – 0,29 кВт·год./м^3 за рахунок підвищення ККД власне самого РО, покращити розвантаження робочого органу і тим самим підвищити продуктивність УЗМ.

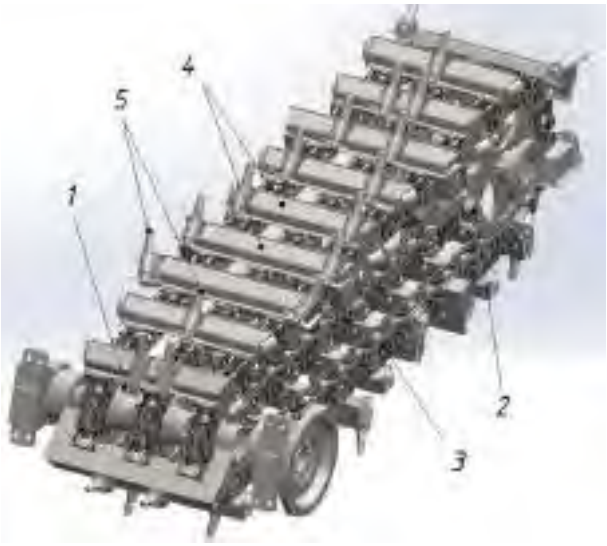


Рисунок 1.1 – Ланцюгово-балковий робочий орган УЗМ:
1 – привідний вал; 2 – натяжний вал; 3 – ланцюг; 4 – балки; 5 – різці.

Використання на УЗМ ланцюгово-балкового робочого органу, забезпечило розробку мерзлих ґрунтів з енергоємністю на приводі робочого органу 0,8-0,9 кВт·год./м^3 [21].

Дослідження УЗМ з ланцюгово-балковим РО проведені Биковим О.В. [21] при відриванні котловану РО на номінальному режимі роботи (швидкість ланцюга $V_л$ = 2,05 м/с, швидкість подачі машини V_e = 56 м/год) розкрили характер зміни потужності приводу РО, сили тяги і сили опору його поперечному переміщенню за час робочого циклу. З графіка (рис. 1.2) видно, що витрати потужності N_{po} на привід РО мінімальні в момент, коли фрези відійшли від стінок котловану і РО знаходиться поблизу центру виїмки по мірі підходу РО до стінок котловану – потужність приводу різко зростає. Відношення

максимального значення потужності до середнього складає 1,7 – 2,5.

Сила опору $P_б$ бічному переміщенню РО (рис. 1.2) плавно зростає від мінімального значення на початку циклу поворотного руху до певного значення і досягає максимуму при включенні в роботу бічних фрез. Відношення максимального до середнього значення цієї сили складає 3 – 3,2.

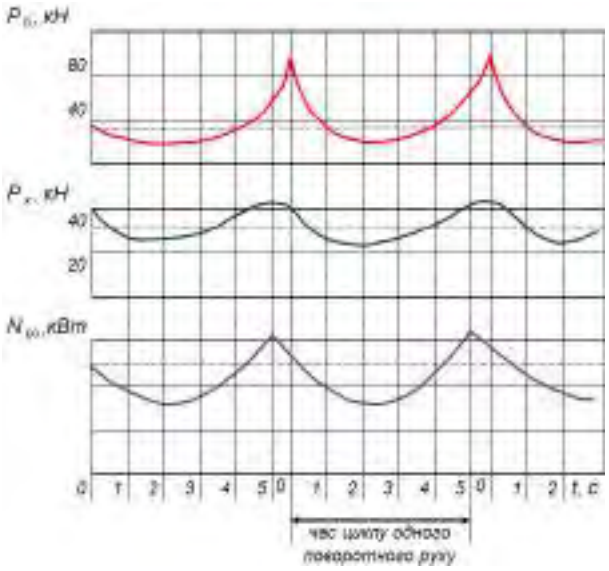


Рисунок 1.2 – Характер зміни потужності приводу РО N_{PO}, сили тяги P_x і сили опору бічному переміщенню $P_б$ робочого органу у процесі його бічного переміщення в забої.

Сила тяги P_x (рис. 1.2) для забезпечення поздовжнього переміщення РО поступово зростає протягом циклу поворотного руху до максимального значення при включенні в роботу бічних фрез. Відношення максимального значення цієї сили до середнього складає 1 – 1,5.

Аналізуючи результати досліджень, можна стверджувати, що головною причиною зміни навантажень на РО є циклічна зміна від мінімуму до максимуму сумарної площі стружок, що зрізуються усіма різцями, які знаходяться в забої.

Аналіз результатів тензометричних досліджень УЗМ ПЗМ-3-01 з ланцюгово-балковим РО (рис. 1.1), проведених нами [25, 26] підтверджують цей висновок.

На виконання робіт машиною ПЗМ-3-01, в режимі максимальної продуктивності, витрати потужності на відривання траншей становить 196 – 223 кВт, що складає 81 – 92 % потужності двигуна, а при відриванні котлованів – 124 кВт – 51 %.

Енергоємність розробки ґрунту, як універсальний показник ефективності робочого процесу ЗМ, при відриванні траншей складає 0,35 – 0,43 кВт·год/м^3, а котлованів – 0,408 кВт·год/м^3. Висока енергоємність пояснюється недостатньою ефективністю розвантаження розробленого ґрунту і переносом його знову в забій про що свідчать залишкові просипи на дні ґрунтової виїмки, вони сягають 0,10 – 0,25 м, що складає 10 – 20 % глибини траншеї, а на дні котловану, біля бічних стінок відритої виїмки, досягають 0,10 – 0,12 м – 12 – 14 % глибини котловану. При розроблені в’язких та перезволожених ґрунтів, залишкові просипи збільшуються [25, 26]. Не розвантажений ґрунт, накопичуючись на дні забою, біля бічних стінок котловану, створює додаткові навантаження на РО, чим обумовлюється надлишкова потужність, що реалізується на приводі.

Аналізуючи ефективність роботи військових УЗМ ПЗМ-2, ПЗМ-3 і ПЗМ-3-01 з ланцюгово-балковими РО слід зазначити, що резерви підвищення їх продуктивності, при відриванні поздовжніх виїмок заданих розмірів, практично вичерпано. Не вирішеним залишається питання оптимізації процесу копання ґрунту УЗМ в котловинному режимі шляхом мінімізації та вирівнювання зовнішніх навантажень, що діють на ґрунторозробний РО. Це, на наш погляд, має забезпечити значне підвищення продуктивності розроблення ґрунту.

Колективом кафедри дорожніх машин НТУ (з 27.01.2022 – кафедра інженерії машин транспортного будівництва) було проведено комплекс наукових робіт по створенню роторних УЗМ [27, 28]. Об’єктами експериментальних досліджень були фізичні моделі робочого обладнання УЗМ з безківшевими (рис. 1.3 а) [27] та ківшевими (рис. 1.3 б) роторними РО [28], виконаними в масштабі 1:5.

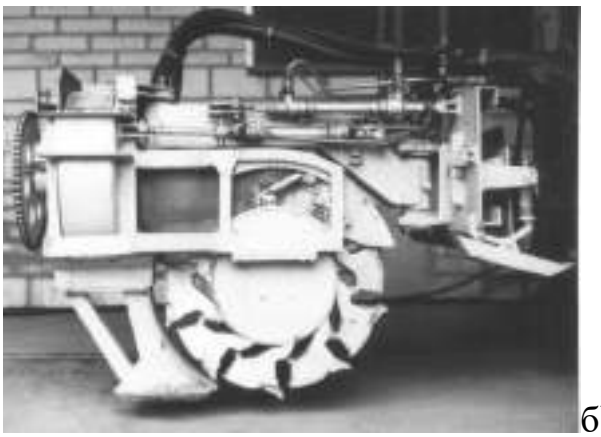
а)

б)

Рисунок 1.3 – Моделі робочого обладнання УЗМ:

а) з безківшевим ротором; б) з ківшевим ротором.

При проведенні досліджень з використанням створеного обладнання (рис. 1.3), розробка котлованів забезпечується суміщенням обертання РО з швидкістю ω_p, поздовжнім переміщенням його зі швидкістю подачі V_n та бічною подачею на забій зі швидкістю $V_{бп}$.

При суміщенні поступального і віяльного (зворотно-поступального в плані) руху РО розробка забою здійснюється стружками серповидної форми. Товщина стружок, що зрізуються ріжучими елементами ротора змінюються від 0 до визначеної величини (рис. 1.4), що негативно впливає на конструкцію та навантаженість приводу робочого органу УЗМ, зменшує його потенційну продуктивність по виносу розробленого ґрунту із забою.

Експериментальними дослідженнями УЗМ з ківшевим роторним РО із відцентровим розвантаженням, який змонтовано на двохшарнірному механізмі поперечного (бічного) переміщення (рис. 1.4 б) встановлено, що силове навантаження РО залежить від режимів роботи і в значній мірі від форми стружки, яку розробляє РО в горизонтальній площині. Характер змін, наприклад, крутного моменту $M_{кр}$ на роторі за час циклу залишається однаковим на різних режимах роботи, проте абсолютні значення $M_{кр}$ суттєво змінюються (рис. 1.5).

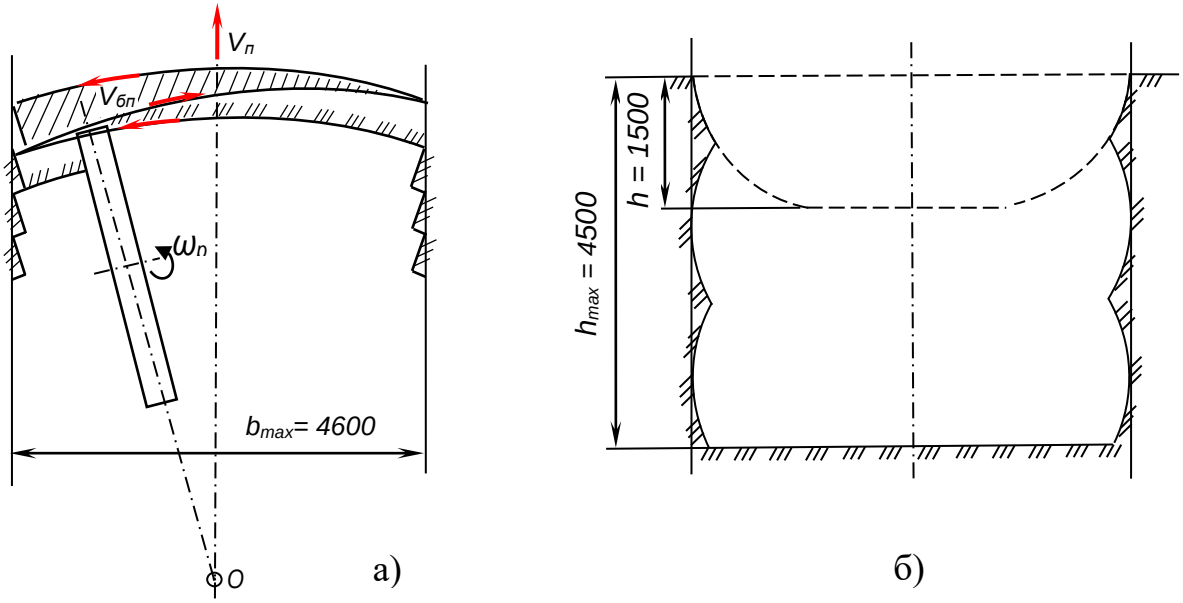


Рисунок 1.4 – Схема розроблення котловану:

а) – вид в плані; б) – поперечний переріз виїмки сформований за три проходи машини

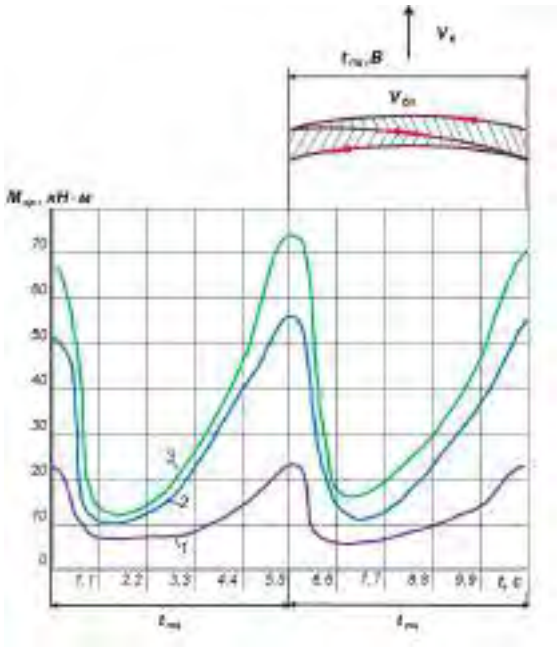


Рисунок 1.5 – Циклова форма стружки, що розробляється робочим органом УЗМ в плані та відповідні зміни крутного моменту на роторі:

1) V_e = 27 м/год; V_p = 6 м/с; $t_з$ = 0 с; 2) V_e = 104 м/год; V_p = 9 м/с; $t_з$ = 0 с; 3) V_e = 104 м/год; V_p = 6 м/с; $t_з$ = 0 с.

Найбільш навантаженим є режим максимальної продуктивності під час розробки ґрунту ротором на швидкості різання V_p = 6 м/с та бічної подачі $V_{бп}$ = 0,7 м/с. При цьому, значення крутного моменту складає: максимальне $M_{кр}$ = 74 кНм, мінімальне – 14 кНм [28], коефіцієнт зміни зовнішнього навантаження за напівцикл становить $k_{Мкр}$ = 5,3. Зменшення величини крутного моменту від максимального до мінімального, в момент зміни напрямку бічного переміщення ротора, відбувається на протязі 0,8 – 1,1 с. Така різка зміна навантаження приводу ротора при роботі за кожен напівцикл є негативним явищем, який значно знижує надійність приводу РО.

Крутний момент на приводі ротора є головним параметром, який характеризує силове навантаження роторного РО УЗМ. Наведені результати дозволяють стверджувати про існуючу можливість вирівнювання і мінімізації величини зовнішніх сил на роторі при його бічному переміщенні в забої та крутного моменту на його приводі, шляхом надання РО необхідної кінематики руху, за якої в горизонтальній площині ґрунт в забої буде розроблятися стружками постійної (незмінної) товщини на різних швидкостях поздовжньої подачі машини на забій. Це також дозволить забезпечити підвищення продуктивності УЗМ по виносній здатності РО майже в два рази.

Дослідженням та створенням високопродуктивних ЗМ безперервної дії, конструкцій їх РО та приводів займалися багато науково-дослідних і наукових установ під керівництвом відомих вчених і конструкторів. Опубліковані результати їх досліджень і конструкторських розробок стали основою, що дає можливість конструкторам і дослідникам вирішувати основні питання розрахунку і конструювання ЗМ безперервної дії.

Однак створення високопродуктивних і надійних УЗМ безперервної дії потребує додаткового вирішення численних, до цих пір не розв’язаних, завдань.

Дослідженню робочих процесів ланцюгових і роторних робочих органів ЗМ присвячені роботи Бикова О.В. [21], Мусійка В.Д. [29], Коваля А.Б. [29], Ніколаєнка В.А. [31], Хмари Л.А. [32], Дирди М.П. [33], Домбровського М.Г. [34], Кравця С.В. [35], Кириченка І.Г., Федорова Д.І.,

Ніколаєва С.Н., Вайнсона А.А., Гарбузова З.Е. та інших.

За виконаних даними досліджень вищезгаданих дослідників, встановлено, що розподіл потужності двигуна на копання, підйом ґрунту, переміщення машини і розвантаження конвеєра в роторних екскаваторів більш сприятливе ніж у ланцюгових. Витрати потужності на роботу копання при швидкості ходу 100 м/год в роторних траншейних екскаваторів (ТЕ) складають 78 – 81 % для малих машин і 67 – 69 % для великих, проти, відповідно, 64 – 66 % і 39 – 41 % у ланцюгових. При збільшенні швидкості ходу до 200 м/год ці показники складають 66 – 70 % і 52 – 54 % відповідно у роторних ЗМ проти 53 – 55 % і 31 – 34 % у ланцюгових. Такі витрати потужності, в ланцюгових екскаваторів, пов’язані із витратами енергії на підйом ґрунту і переміщення РО, подолання сил тертя у великій кількості шарнірних з’єднань ланцюгів, наявності значних просипів ґрунту та витрат потужності на переміщення ґрунту скребками чи ківшами по схилу забою. Витрати енергії на підйом і переміщення ґрунту для ланцюгових РО складають 36 – 38 %, тобто наближаються до витрати енергії на копання, а в роторних вони становлять не більше 7 – 9 %. Разом з тим, при рівній встановленій потужності і місткості ківшів, вага ланцюгових ТЕ на 12 – 15 % вище ваги роторних, а продуктивність в 1,7 – 2 рази нижча. Сили, що реалізуються на копання РО в однакових за потужністю траншейних екскаваторах, в роторних вища, ніж у ланцюгових, що дозволяє розробляти більш міцні ґрунти. Необхідно також зазначити, порівняно низьку енергоємність розробки ґрунту роторними РО екскаваторів [36, 37].

Разом з тим, продуктивність роторних ківшевих ТЕ обмежується ємністю ківшів і умовами їх розвантаження. Наприклад, при розробленні ґрунтів II – III категорій екскаваторами ЕТР-224 допустима швидкість подачі машини за умовами розвантаження ківшів складає до 265 м/год, а швидкість різання ґрунту – 1,43 м/с [38].

Підвищити продуктивність ЗМ, при відриванні протяжних виїмок, можна шляхом збільшення швидкості подачі машини V_e на забій та відповідного підвищення швидкості різання РО в режимі копання ґрунту V_p

до межі, що визначає умови розвантаження розробленого ґрунту з РО та граничну продуктивність РО по виносній здатності. Розрізняють продуктивність РО ЗМ безперервної дії по забою $П_з$ та виносу $П_в$ розробленого ґрунту РО за межі виїмки. Розроблення ґрунтів ЗМ можливе лише за виконання умови $П_в > П_з$, тобто гранична продуктивність машин визначається виносною здатністю їх РО. Швидкість різання ґрунту $V_р$, як характеристика виносної здатності, визначається частотою обертання роторного, або швидкістю переміщення ланцюга РО і характеризується кількістю розвантажень скребків чи ківшів за хвилину [38].

Швидкості подачі відомих конструкцій ТЕ на забій змінюються в межах від 0,005 – 0,11 м/с у ланцюгових і до 0,2 м/с у роторних машин. Зазначені параметри відповідають межам раціональної роботи відомих моделей з лінійною швидкістю переміщення 18 – 400 м/год для ланцюгових і 18 – 700 м/год – роторних машин.

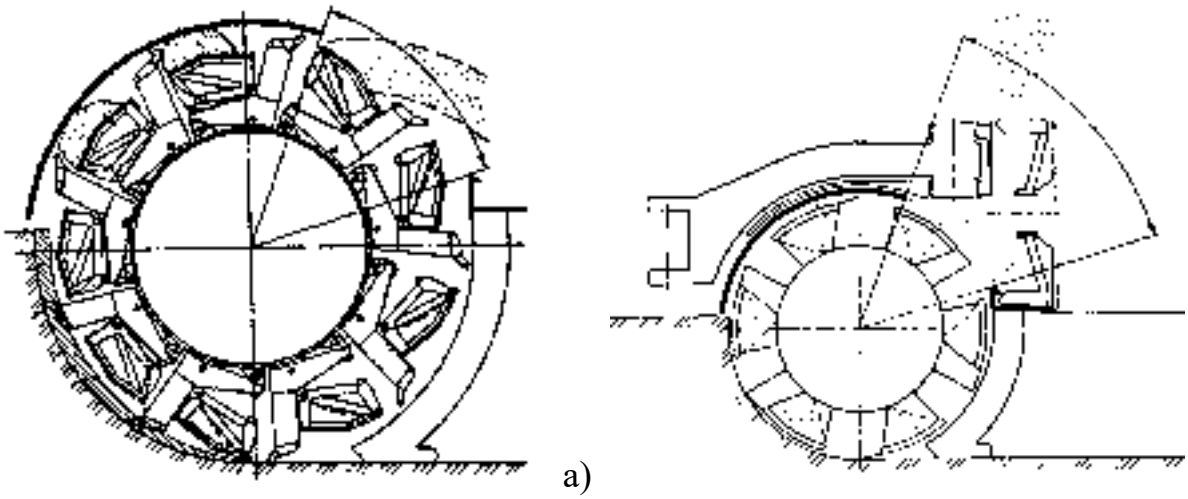
Швидкість різання РО знаходиться в межах: у ланцюгових ківшевих екскаваторів – 0,6 – 1,6 м/с; у роторних екскаваторів (при діаметрі ротора 1,8 – 2,0 м) – 1,9 – 5,5 м/с; у ланцюгових балкових – 0,6 – 1,2 м/с, роторних (при діаметрі ротора 1,5 – 5,0 м) – 1,5 – 3,2 м/с. При роботі в дуже міцних ґрунтах швидкості різання можуть бути зменшені в 3 – 4 рази.

З вищевикладеного слідує, що більш ефективними є роторні РО і це не залежить від умов їх експлуатації. Будучи більш перспективними з точки зору жорсткості конструкції, металоємності та реалізації швидкостей різання, роторні ківшеві РО мають певні недоліки. Продуктивність роторних РО обмежується ємністю ківшів та умовами їх розвантаження. Діаметр та ширина ротора є величинами заданими і обумовлюються розмірами виїмки, тому єдиним дієвим способом підвищення продуктивності – збільшення швидкості різання $V_р$, що приводить до необхідності відцентрового (інерційного) розвантаження.

Відцентрове розвантаження ківшів роторного РО, за результатами виконаних досліджень, можливе за умови забезпечення швидкості різання

ґрунтів V_p понад 6 м/с. Робота за таких умов, супроводжується значними динамічними навантаженнями, особливо при відриванні траншей у мерзлих і міцних ґрунтах, тому для забезпечення задовільного розвантаження ківшів швидкості різання ґрунтів V_p доводиться знижувати до мінімуму.

Для роботи в таких умовах може використовуватися нова конструкція ківшів [39], що мають просторову форму, а днища ківшів виготовлені з ланцюгів (рис. 1.6).



а) б)

Рисунок 1.6 – Конструкція роторного ківшевого РО:

а) – вид з боку; б) – відривання траншеї, або котловану

Таким чином, з урахуванням розглянутих переваг і недоліків ланцюгових і роторних РО, з точки зору їх застосування в конструкції УЗМ, раціональним слід вважати використання в конструкції УЗМ роторного ківшевого РО з відцентровим розвантаженням ґрунту.

Вибір раціональних конструкцій РО та режимів їх роботи полягає в забезпеченні мінімуму енергоємності розробки ґрунтів з одночасною реалізацією технологічного призначення машини [32, 40].

Протягом останніх років у процесі пошуку нових технічних рішень створення нових та модернізації існуючих ЗМ безперервної дії основна увага приділялась вирішенню питань: підвищення продуктивності та зниження енергоємності динамічних робочих органів траншейних машин [41];

створення спеціальних землерийних машин безперервної дії для виконання земляних робіт різного технологічного призначення під час капітального ремонту магістральних трубопроводів [42]; створення багатоярусних землерийних робочих органів для прокладання підземних комунікацій [35]; підвищення ефективності робочих процесів екскаваторів поздовжнього копання у складних ґрунтових умовах [33, 43].

Аналіз опублікованих останнім часом результатів досліджень землерийних машин безперервної дії свідчить, що конструкції та робочі процеси УЗМ у напрямку їх оптимізації практично не досліджувались, за винятком робіт, що виконувались колективом кафедри інженерії машин транспортного будівництва НТУ [25-31, 44-47].

У гірничій промисловості та будівництві, де земляні роботи становлять значні обсяги, а їх виконання характеризується значними витратами часу, підвищення продуктивності, ефективності виконання робіт, безпеки персоналу під час виконання робіт, стали основними напрямками створення та модернізації ЗМ. Після десятиліть збільшення розмірів та потужностей ЗМ, продуктивні можливості їх робочого обладнання було досягнуто, а саме обладнання досягло своєї конструктивної досконалості. Стрімкий розвиток інформаційних технологій виробничих процесів, засобів автоматизації робочих процесів машин стали новим важливим напрямком у розвитку ЗМ безперервної дії останніх десятиліть [48]. Це підтверджується аналізом конструкцій ЗМ та їх особливостей провідних іноземних виробників, а саме Trencor American Augers (США) [49], Vermeer (США) [50], Eagle Trenchers (США) [51], Tesmec USA Inc. (Італія/США) [52], Talon Trenchers (США) [53], Wolfe Heavy Equipment [54] тощо.

Заслуговують уваги дослідження проведені Технологічним університетом Аньхой (Китай) [55] де для вирішення проблеми зменшення питомих витрат енергії на різання розроблюваної породи, визначення реакції на зміну зовнішніх навантажень при керуванні прохідницьким комбайном в процесі розробки вугілля та кам’яних порід, розроблено адаптивний метод

автоматичного керування процесом різання породи, що ґрунтується на оптимізації швидкостей обертання ріжучої головки і бічного повороту спеціального важеля, що забезпечує подачу.

Коливання величини зовнішніх навантажень та питоме споживання енергії при різанні породи були обрані як цілі оптимізації, а параметри різання було взято як змінні для оптимізації. Аналіз результатів оптимізації показав, що коливання величини зовнішнього навантаження, за рахунок автоматизації синхронізації відповідних швидкостей, зменшується, а питомі витрати енергії на різання породи знижуються на 10,16 %.

Запропонована система забезпечує адаптування виконавчих механізмів машини до середовища, що розробляється, збільшує ефективність використання технічного потенціалу машин тим самим підвищує її продуктивність [55].

На підставі отриманих результатів теоретичних досліджень проведено аналіз факторів, що визначають продуктивність безківшевої ланцюгової траншейної машини в процесі різання ґрунту (залежність продуктивності машини від глибини траншеї, ширини, кутів різання ґрунту, відстані між різцями, тангенціальної швидкості різців та швидкості переміщення машини) [56]. Результати дослідження використано в процесі проектування нової траншейної машини – фактичного аналога землерийній машині ПЗМ-2.

Узагальнюючи вищевикладене, можна стверджувати, що створення високопродуктивної УЗМ безперервної дії для розроблення широких виїмок в ґрунті рівномірними стружками заданої товщини потребує додаткового дослідження процесу розроблення ґрунту роторним РО, визначення закономірностей його руху під час копання ґрунту в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій по раціонально вибраній траєкторії, реалізація якої ґрунторозробним робочим органом забезпечить мінімізацію та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі та підвищення продуктивності роботи машини.

1.3 Аналіз технічних рішень та конструкцій робочого обладнання УЗМ безперервної дії за патентними матеріалами

В машинобудуванні відома досить велика кількість патентних рішень зі створення УЗМ безперервної дії, які викликають увагу.

Вперше спроба реалізації конструктивної схеми УЗМ була здійснена на експериментальному зразку роторного екскаватора УЭР на базі дизель-електричного екскаватора ЭР-5. УЭР відрізнявся від серійних зразків подібних машин поперечним коливальним переміщенням РО в горизонтальній площині (за типом маятника) (рис. 1.7) завдяки чому розроблявся котлован у ґрунті шириною до 2,2 м, що в 2 рази перевищував ширину РО.

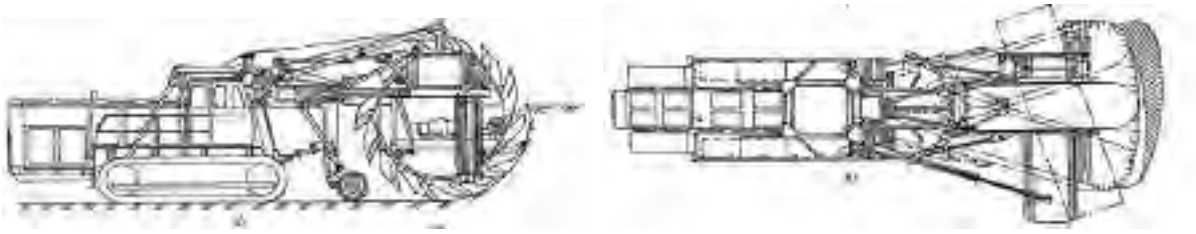


Рисунок 1.7 – Конструктивна схема УЕР (а) та форма стружки, що розробляється (б).

У результаті суміщення поздовжнього і поперечного переміщення РО машини, переріз стружки по ширині забою змінний (рис. 1.7, б), а максимальне його значення в кінці кожного напівциклу відповідало умові повного заповнення ківшів ротора ґрунтом. Використання повної ємності ківшів за час робочого напівциклу було неможливим, а максимальне значення коефіцієнта нерівномірності наповнення ківшів ґрунтом складало 0,7. Крім того, при такій схемі переміщення РО в забої на початку і в середині кожного напівциклу мало місце надмірне подрібнення ґрунту, та в результаті збільшення енергоємності його розробки.

При створенні УЭР передбачалось отримати ефект від вільного та напіввільного різання ґрунту різцями ківшів, проте очікуваного ефекту не було отримано. При відриванні траншей шириною понад 1,5 м енергоємність

розробки ґрунту машиною УЭР-301 в порівнянні, наприклад з екскаватором ЭТР-251 була на 10 – 15 % вищою.

Перевагою УЭР була його універсальність, тобто можливість відривання виїмок різної ширини одним РО. Принциповим недоліком роботи – надмірна динамічність навантажень на трансмісію та двигун, яка спричинена розробкою ківшами стружок змінного перерізу під час бічного переміщення ротора. При відриванні траншей шириною 2,2 м нерівномірність навантаження двигуна сягала 60 %, у порівнянні з 20 % в звичайних траншейних екскаваторах, що призводило до зниження навантаження двигуна і неповного (до 25%), використання його потужності.

За результатами досліджень та випробувань через недоліки кінематики переміщення РО в забої, конструктивного виконання, масо-габаритних параметрів УЭР та УЭР-301 в серійне виробництво не поступили.

Відомий роторний робочий орган УЗМ Бандурова В.М. та інш. включає базове шасі, раму з метальником ґрунту, ротор з маточиною і ківшами, привід РО та зачисний башмак (рис. 1.8) і здійснює відривання траншей і котлованів за різних ґрунтових умов.

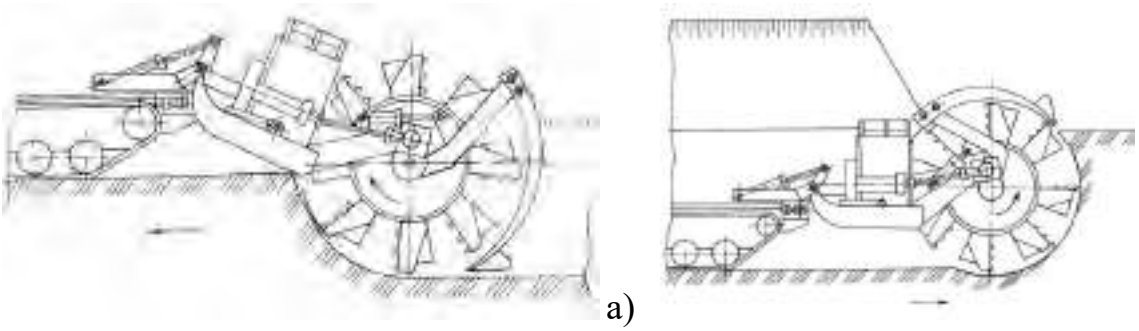


Рисунок 1.8 – Роторний робочий орган УЗМ:

а) – відривання траншей; б) – відривання котлованів.

При відриванні траншеї машина переміщується по денній поверхні ґрунту, РО обертається за годинниковою стрілкою (рис. 1.8, а), а розроблений ґрунт під дією відцентрових сил із ківшів через розвантажувальні вікна ротора потрапляє в метальник. Відривання котловану (рис. 1.8, б) здійснюється

шляхом руху машини заднім ходом по дну котловану. Для переведення робочого орогану в котлованний режим ківші повертаються на 180º, напрям обертання РО змінюється на протилежний, а зачисний башмак піднімається доверху і слугує кожухом для розвантаження ґрунту в метальник. Поперечні переміщення РО здійснюються за допомогою гідроциліндра, їх величина регулюється залежно від призначення виїмки.

Ще одна відома конструкція УЗМ (рис. 1.9) являє собою роторний ківшевий РО, з поперечним розташуванням ківшів на рамі відносно поздовжньої вісі машини. Рама виконана з двох частин, які з'єднані між собою вертикальним шарніром, а частини рами мають силовий привід для повертання у горизонтальній площині відносно тягача.

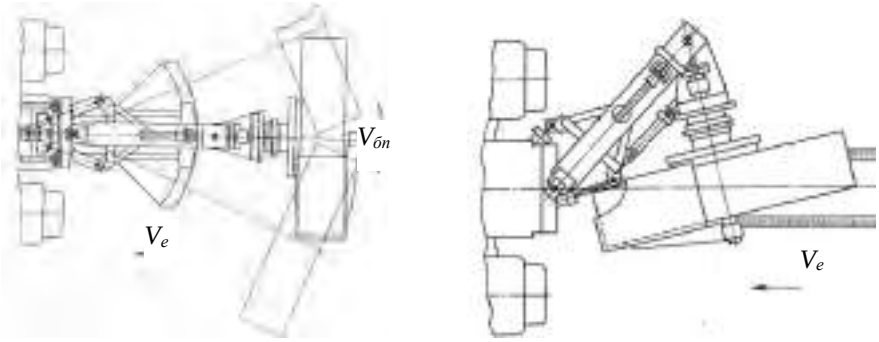


Рисунок 1.9 – Робочий орган УЗМ

Розроблення котлованів здійснюється завдяки бічним коливальним переміщенням РО у горизонтальній площині зі швидкістю $V_{бп}$ відносно поздовжньої вісі машини, що рухається з швидкістю V_e (рис. 1.9, а). У результаті таких коливальних рухів утворюється виїмка, ширина якої є більшою за максимальну габаритну ширину машини, що забезпечує останній можливість переміщення по дну розробленої виїмки. При відриванні траншей РО встановлюється під кутом відносно поздовжньої вісі машини та виключає бічні коливальні переміщення (рис. 1.9, б).

З розвитком землерийних машин безперервної дії, було запропоновано низку технічних рішень УЗМ з ланцюговим робочим органом.

Відоме технічне рішення багатоківшевого екскаватора з ланцюговим ківшевим РО Царевського В.І. та інш. (рис. 1.10). Відривання виїмок змінної

ширини екскаватором здійснювалась шляхом забезпечення зворотно-поступального руху РО відносно поздовжньої вісі машини, механізмом поперечного переміщення виконаного за принципом “гвинт-гайка”.

Це досягається тим, що у кронштейнах (6) рами (2) тягача (1) змонтовано привідний вал (4) РО (3), з можливістю вільного обертання. Усередині направляючої рами встановлено ходовий гвинт (7), що взаємодіє з гайкою (5), яка жорстко закріплена на рамі РО (рис. 1.10). На привідному валу (4), що має можливість вільного обертання, змонтована направляюча рама поперечного переміщення РО (3). При обертанні ходового гвинта (7) гайка (5) переміщується в поперечному напрямку разом з РО. Ширина виїмки встановлюється обмежувачами ширини, а зміна глибини копання забезпечується поворотом направляючої рами відносно привідного вала з допомогою приводу і рейкової передачі. Ґрунт із забою відводився в бруствер по стрічковому конвеєру, який висувався в будь-який бік тягача.

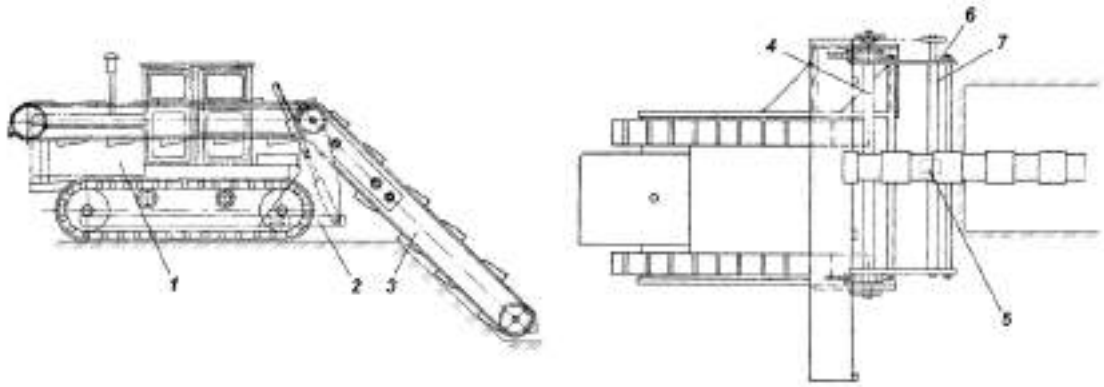


Рисунок 1.10 – Конструктивна схема багатоківшевого екскаватора:
1 – шасі; 2 – рама; 3 – робочий орган; 4 – привідний вал;
5 – гайка; 6 – кронштейн; 7 – ходовий гвинт

У конструкції екскаватора розробленого колективом під керівництвом Кавалерова А.А. поперечне переміщення ланцюгово-ківшевого РО відносно поздовжньої вісі базового шасі, на відміну екскаватора Царевського В.І., здійснювалось силовим гідроциліндром, а транспортування розробленого ґрунту в бруствер – лопатевим метальником (рис. 1.11).

Під дією силового гідроциліндра рама РО переміщувалась по ширині екскаватора вздовж направляючих і фіксувалась гідроциліндром у будь-якому проміжному та кінцевих положеннях.

Розробка виїмок насамперед в тріщинуватих скельних породах та мерзлих ґрунтах здійснювалась наступним чином. При нерухомому шасі машини РО переміщується в правий, або лівий бік відносно вісі машини і заглиблюється в ґрунт. Потім РО підіймається, зміщується в інший бік і знову заглиблюється. У цьому положенні екскаватор переміщується вперед на 2 – 3 м. Після цього РО виглиблюється, зміщується в початкове положення, знову заглиблюється і екскаватор переміщується на 2 – 3 м.

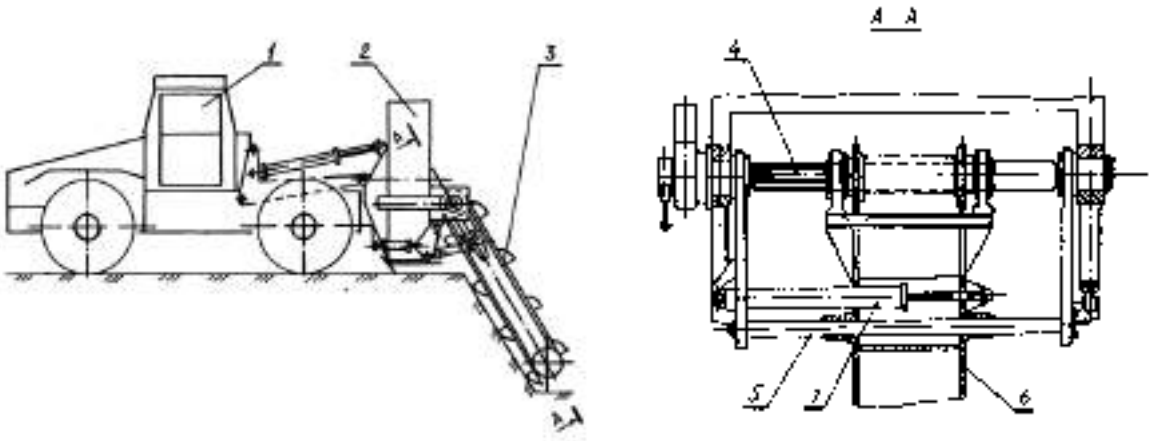


Рисунок 1.11 – Багатоківшевий ланцюговий екскаватор:

1 – шасі; 2 – метальник; 3 – робочий орган; 4 – привідний вал;

5 – направляючі; 6 – рама робочого органу; 7 – силовий гідроциліндр.

Така конструкція УЗМ мала ряд принципових недоліків: циклічність роботи, з наявністю технологічних, непродуктивних витрат часу на переміщення тягача та маніпулювання РО. Нерівномірність величини бічних навантажень РО, були причиною значних динамічних навантажень. Автоматизацію робочого процесу при відриванні котлованів здійснити неможливо – привід ходу тягача працював у режимі частих пусків і зупинок. При відриванні котлованів мали місце утворення значних залишкових просипів на дні відпрацьованої виїмки.

В конструкції ЗМ Бородіна Н.Г. та інш., розроблення в ґрунті широких виїмок здійснювалось двосекційним ланцюговим РО. Для регулювання ширини виїмки та підвищення продуктивності, підвіска кожної секції РО утворювала 4-х ланковий шарнір, який має можливість повороту в горизонтальній площині (рис. 1.12).

Конструкція зазначеної УЗМ має низку принципових недоліків: складний двосекційний ланцюговий РО; багатоланкова підвіска РО з великою кількістю шарнірних з'єднань; розробку забою стружками рівної товщини у горизонтальній площині забезпечити неможливо; немає повної врівноваженості РО за величиною бічних навантажень; значні пульсуючі навантаження на валу приводу ланцюгових секцій та інших вузлах конструкції ЗМ внаслідок недосконалості організації робочого процесу.

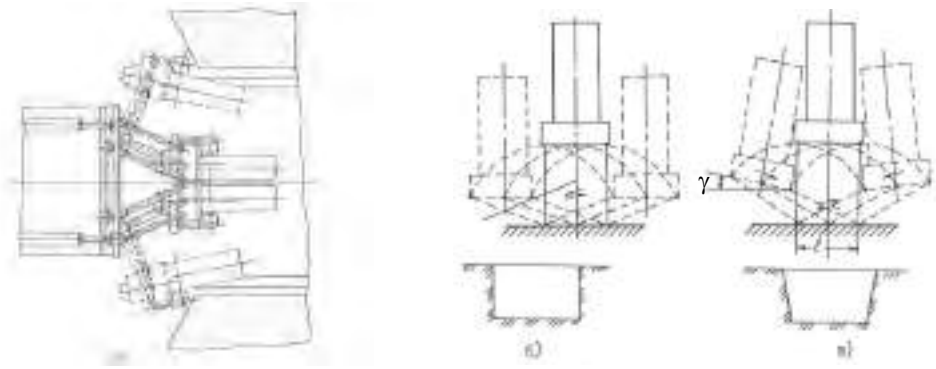


Рисунок 1.12 – Конструктивна схема робочого органу:
а, б, в) – схеми розробки забою РО

Інший пристрій Бородіна Н.Г. та інш., для відривання нешироких (до 2 м) та широких (до 5 м) виїмок, складався з базового шасі, двосекційного ланцюгового РО з метальниками, які кріпилися окремими шарнірами до рами підйому і шарнірно з'єднувались між собою системою важелів та механізму поперечних переміщень (рис. 1.13). Завдяки такій конструкції передбачалось забезпечити зниження зусиль, які передаються від РО на БШ та підвищити її курсову стійкість під час розробки широких виїмок.

Універсальність РО, забезпечує можливість розробки виїмок різної ширини (рис. 1.13) з поперечним переміщенням обох працюючих секцій (б),

без поперечного переміщення однієї секції при непрацюючій другій (в), з поперечним переміщенням однієї секції при непрацюючій другій (г), без поперечного переміщення двох працюючих секцій (д).

Статична врівноваженість РО суттєво підвищує стійкість машини та точність проходження поздовжньої вісі виїмки у ґрунті. Проте, при роботі обома секціями посередині траншеї залишається масив ґрунту, який не розробляється, адже підхід секцій РО впритул одна до одної є неможливим. Існуюча кінематика руху РО та характер його взаємодії з ґрунтом не можуть знизити пульсації крутного моменту на приводі ланцюгів секцій і тягового зусилля машини у цілому. У зв'язку з тим, що ланцюговий РО є основним споживачем енергії в балансі потужності, така пульсація негативно відбивається на усіх показниках роботи машини.

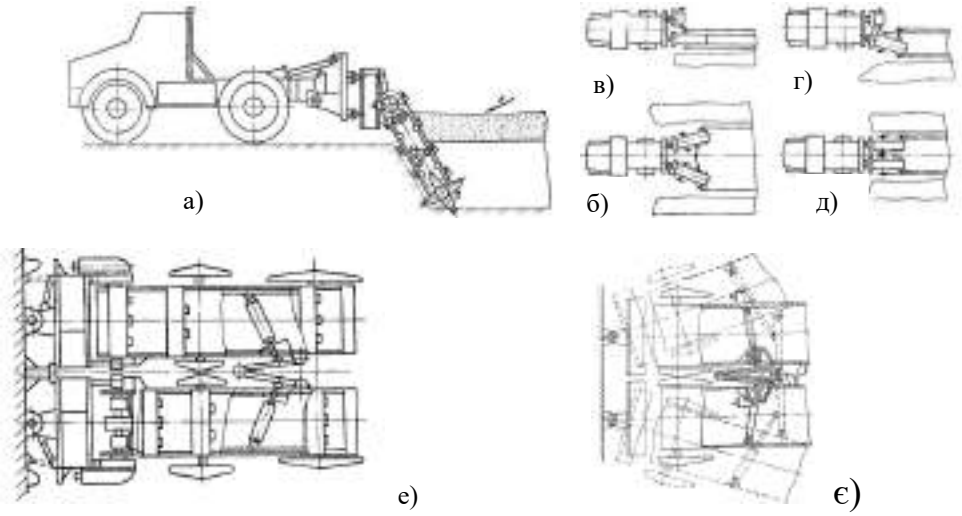


Рисунок 1.13 – Універсальна землерийна машина:

а) – загальний вигляд ЗМ; б, в, г, д) – схеми відривання виїмок;

е) – конструктивна схема робочого органу; є) – механізм поперечних переміщень

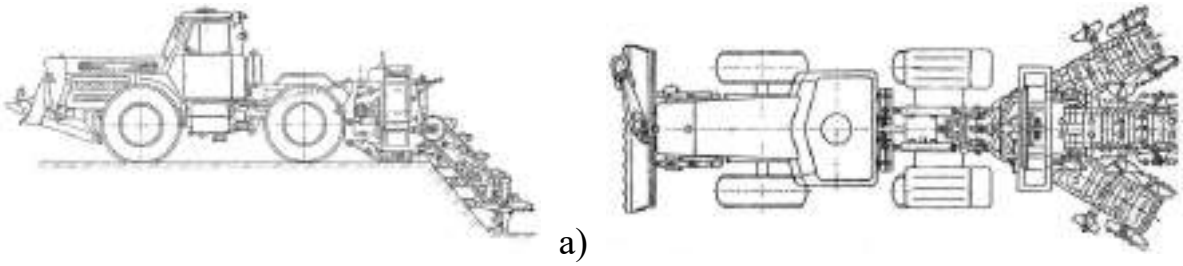
Автоматизація процесу копання при спорудженні широкої виїмки, не може забезпечити рівномірного навантаження РО, оскільки кінематика поперечного переміщення (коливання) ланцюгових секцій РО обумовлює зрізання стружки ґрунту різної товщини по ширині забою і розробку ґрунту біля бічних стінок котловану усією торцевою поверхнею РО.

Відома УЗМ конструкції колективу під керівництвом Міхлевського А.І.

з ланцюгово-ківшевим РО – ПЗМ-1 (рис. 1.14.), яка здійснювала розроблення траншей і котлованів, шляхом поперечного віяльно-поступального переміщення РО навколо вертикальної вісі при поступальному переміщенні базового шасі.

Конструктивну схему машини було розроблено в ОКБ “Будшляхмаш” м. Київ.

ПЗМ-1 включала колісний тягач КТ-125 з двигуном АМ-03 потужністю 97 кВт, який був з’єднаний із проміжною рамою з опорною лижею горизонтальними шарнірами і гідроциліндрами, для переведення з транспортного положення в робоче. Проміжна рама з’єднана з рамою і метальником вертикальними шарнірами та гідроциліндрами коливання в горизонтальній площині і опирається через ролики на опорну лижу. На рамі встановлено вал, на якому змонтовано ланцюгово-ківшевий РО. Рама з’єднана гідроциліндрами з РО для заглиблення в ґрунт. Привід метальника і РО здійснюється від валу відбору потужності тягача, а керування РО, під час відривання котлованів – електрогідравлічною САУ РО.



а) б)

Рисунок 1.14 – Траншейна машина:

а) – вигляд з боку; в) – вигляд в плані

Відривання котлованів з рівними бічними стінками забезпечується торцевими фрезами, які встановлені на РО з обох боків. Зміна ширини котловану забезпечується механізмом поперечного переміщення РО завдяки зміні кута повороту РО в горизонтальній площині. Відривання котлованів глибиною понад 1 м здійснюється пошаровою розробкою за декілька проходів. При відключенні від роботи механізму поперечного переміщення, машина відриває траншеї, ширина яких рівна ширині робочого органу [57].

Недоліками ПЗМ-1 з ланцюгово-ківшевим РО були: недостатня довговічність і висока динамічність в роботі тягового ланцюга РО, зумовлена кінематикою зачеплення з ведучими зірочками; відносно невисока продуктивність, особливо при відриванні виїмок у в'язких та перезволожених ґрунтах; неможливість розробки широких виїмок в твердих і мерзлих ґрунтах; застосування на колісних тягачах додаткових механізмів (лебідок) для створення необхідного тягового зусилля при відриванні виїмок в мерзлих ґрунтах і на місцевості з перезволоженою поверхнею, значні коливання зовнішніх навантажень під час копання ґрунту в режимі віяльно-поступального переміщення.

У подальшому, колективом під керівництвом Бикова О.В., була розроблена конструкція ПЗМ-2 (рис. 1.15), яка конструктивно подібна ПЗМ-1, проте взамін ланцюгово-ківшевого встановлено ланцюгово-балковий РО, яким передбачалось забезпечення розробки котлованів в мерзлих і твердих ґрунтах супутнім фрезеруванням. Розробка і подрібнення ґрунту здійснюється ріжучими елементами – різцями, які закріплені на поперечній балці у визначеному порядку. Транспортування розробленого ґрунту із забою здійснюється в міжбалковому просторі, а метальник забезпечує його компактне укладання в бруствер.

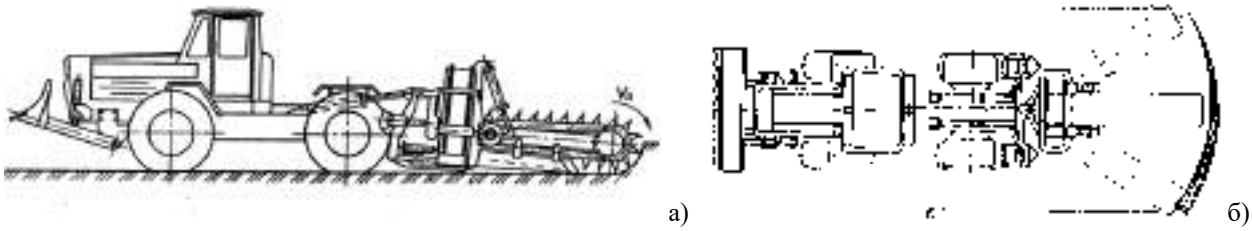


Рисунок 1.15 – Землерийна машина ПЗМ-2:

а) – вигляд з боку; б) – вигляд в плані та схема розробки стружки ґрунту

Згідно з конструктивною схемою ПЗМ-1 і ПЗМ-2, завдяки суміщенню поступального переміщення базового шасі та віяльно-поступальної бічної подачі РО на забій, під час відривання котлованів, здійснють розробку ґрунту стружками серповидної форми (не рівномірної товщини). Характерною особливістю робочого процесу таких машин є змінна товщина стружки

в плані, залежно від кута повороту РО відносно вертикальної вісі кріплення робочого обладнання до тягача (базового шасі) [24].

Кінематичний аналіз показує, що будь-який РО з розглянутих УЗМ, здійснює прості коливальні рухи в горизонтальній площині відносно вертикальної вісі, розміщеної на кормі базового шасі здатен розробляти забій в цій площині стружками нерівномірної товщини у вигляді серпа, клина, тощо. Мінімальне значення товщини стружки має місце в початковий момент руху РО в забої від одного з крайніх положень, а максимальне – в протилежному крайньому положенні, що в свою чергу обумовлює значні пульсуючі зовнішні навантаження на РО.

Підвищити продуктивність машини, знизити нерівномірність навантажень УЗМ можливо, на нашу думку, шляхом введення додаткового руху РО в забої в режимі відривання котлованів. Таке додаткове переміщення має за мету вирівняти товщину стружки в горизонтальній площині. Конструкції розглянутих навісок робочих органів УЗМ та механізмів їх приводу не дозволяють реалізувати необхідну кінематику робочого процесу, при якій виїмка розроблялась би стружками рівномірної товщини.

Відома інша конструкція УЗМ, розроблена колективом під керівництвом Бикова О.В. (рис. 1.16), включає проміжну раму, яка одним своїм кінцем шарнірно з’єднана з тягачем, а протилежним від тягача кінцем – шарнірно з’єднана з поворотною рамою та роторним РО і оснащена приводом силових гідроциліндрів коливання РО відносно ПР в горизонтальній площині [58].

Під час відривання траншей (рис. 1.16) поворотна рама 3 разом з роторним РО 4 та проміжна рама 2 суміщені вздовж поздовжніх вісей (I-I і II-II). При відриванні котлованів поворотній рамі 3 разом з РО 4 гідроциліндрами 6 передається коливальний рух відносно вертикального шарніра 7 проміжної рами 2 в межах сектора, кут якого визначається необхідною шириною котловану. Відведення розробленого РО ґрунту в метальник здійснюється, поворотними днищами ківшів 13. Для виключення зворотного осипання ґрунту у відриту виїмку та зачищення дна котловану, РО обладнаний зачисним башмаком 14.

Недоліком даної УЗМ є нерівномірність товщини стружки ґрунту, що зрізується по ширині котловану за кожен цикл коливання РО і як результат – значні коливання зовнішніх навантажень на робочому органі в процесі копання ґрунту.

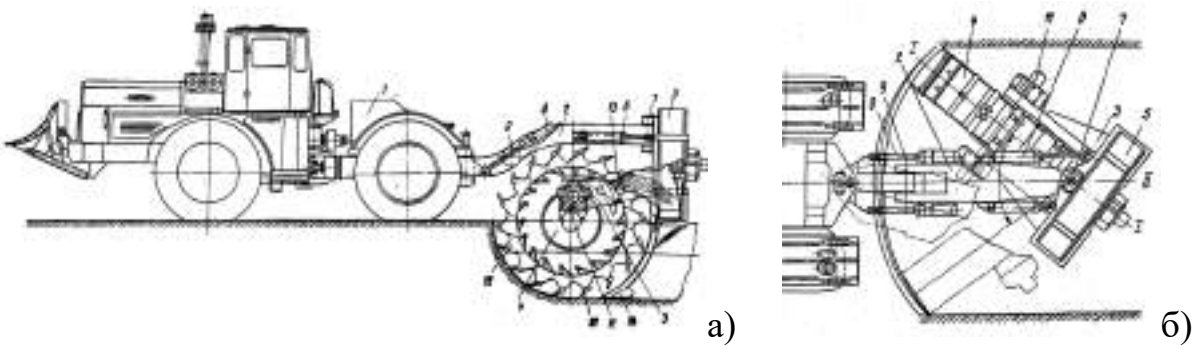


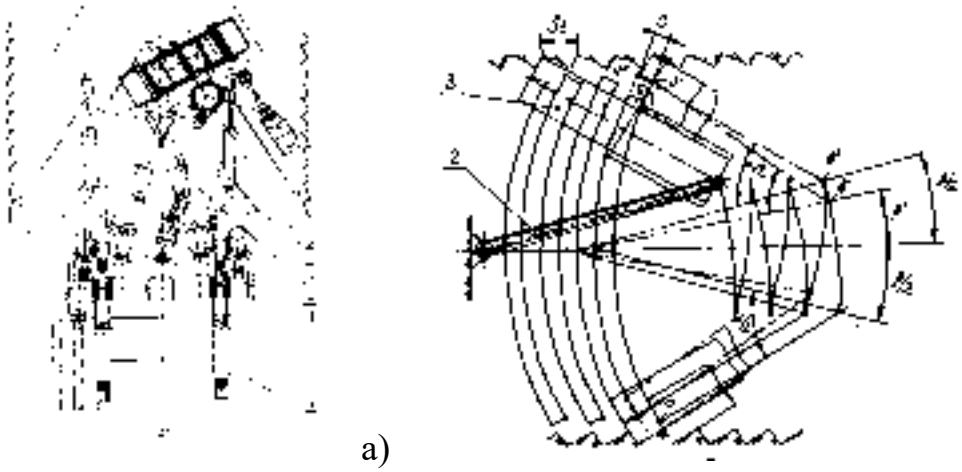
Рисунок 1.16 – Універсальна землерийна машина:

а) – конструктивна схема; б) – схема розробки широкої виїмки в ґрунті;
1 – базове шасі; 2 – проміжна рама; 3 – поворотна рама; 4 – роторний робочий орган; 5 – метальник; 6 – гідроциліндри коливання робочого органу; 7 – шарнір кріплення робочого органу; 8 – гідроциліндри проміжної рами;
9 – горизонтальний шарнір; 10 – різці;11 – привід метальника і робочого органу;
12 – ківші робочого органу; 13 – поворотні днища ківшів; 14 – зачисний башмак.

Відоме технічне рішення УЗМ, розроблене під керівництвом Бикова О.В. [59], що включає проміжну раму, яка шарнірно змонтована на кормі базового шасі першим своїм кінцем, РО, який шарнірно з’єднаний з протилежним від тягача другим кінцем проміжної рами. Привід рам РО здійснюється двома гідронасосами, перший – гідронасос приводу силових гідроциліндрів коливання в горизонтальній площині проміжної рами відносно корми шасі та другий – гідронасос приводу силових гідроциліндрів РО відносно проміжної рами (рис. 1.17, а).

При відриванні котлованів, разом з поступальним переміщенням БШ 1, проміжної рами 2 через гідроциліндри 4 і РО 3 через гідроциліндри 5 одночасно в один і той же бік передається коливальний рух, навколо вісей шарнірів 6 і 7 відповідно.

Робоче обладнання УЗМ, що розглянуті вище, подібні за конструкцією, проте в останній співвідношення параметрів гідрооб'ємного приводу підібрано таким чином, що завершення робочого ходу гідроциліндрів проміжної рами 4 відбувається пізніше, ніж гідроциліндрів РО 5. Завдяки цьому в кінці ходу гідроциліндрів 4 проміжної рами, за рахунок свого довертання, подає РО на забій (рис. 1.17, б). Таким чином, в кінці кожного циклу коливання здійснюється випереджаюча подача РО на забій, що в процесі роботи приводить до вирівнювання товщини стружки, яка розробляється РО по ширині котловану.



а) б)

Рисунок 1.17 – Універсальна землерийна машина:

а) – кінематична схема встановлення РО; б) – схема розробки котловану; 1 – базове шасі; 2 – проміжна рама; 3 – робочий орган; 4 – гідроциліндри проміжної рами; 5 – гідроциліндри робочого органу; 6 – шарнір кріплення проміжної рами; 7 – шарнір кріплення рами робочого органу.

Недоліком УЗМ є неможливість керування приводами для забезпечення коливання – циклічного бічного переміщення проміжної рами та рами РО. Внаслідок цього співвідношення параметрів приводів бічного переміщення проміжної рами та рами РО для забезпечення розробки котловану рівномірними стружками підібрати складно. Це можливо зробити тільки для однієї фіксованої швидкості руху машини.

Відома конструкція УЗМ [60], що включає проміжну раму, яка одним кінцем шарнірно з’єднана з базовим шасі, а протилежним від шасі кінцем з рамою РО. Незалежні пари гідроциліндрів з приводом від регульованих гідронасосів через систему керування подачами гідронасосів, пристосовані таким чином щоб за час коливального переміщення РО в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції цього коливального переміщення РО на напрямок переміщення машини був практично рівним за величиною вектору переміщення шасі і протилежним йому за напрямком.

Недоліком вказаної конструкції УЗМ [60] є те, що траєкторія руху ріжучих периметрів ківшів РО не забезпечує розроблення котлованів рівномірними стружками на різних швидкостях руху машини.

Залишається не вирішеною задача забезпечення можливості зміни траєкторії ріжучої частини РО таким чином, щоб зробити можливою розробку котловану рівномірними стружками заданої товщини, при різних швидкостях переміщення машини при різній ширині котловану.

На нашу думку, знизити нерівномірність зовнішніх навантажень на РО машини можливо шляхом введення додаткового руху РО в забої при відриванні котлованів забезпечивши пропорційну реальній швидкості переміщення машини величину випереджаючої подачі РО на забій в кінці кожного напівциклу робочого процесу. Таке додаткове переміщення має за мету вирівняти товщину стружки в горизонтальній площині. Конструкції таких навісок РО машин та їх механізмів приводу дозволять реалізувати необхідну кінематику робочого процесу, при якій виїмка розроблялась би стружками рівномірної товщини [61].

Проте питання адаптації керування величиною випереджаючої подачі РО на забій, відповідного алгоритму керування залежно від реальної швидкості переміщення УЗМ вздовж поздовжньої вісі забою, ґрунтових умов, конструктивних параметрів машини, умов взаємодії РО і машини з ґрунтом та розробки ґрунту в забої стружками постійної товщини в плані потребують свого детального вирішення.

1.4 Аналіз використання землерийних машин та їх можливостей для підвищення ефективності механізації виконання земляних робіт

На цей час для виконання земляних робіт, у тому числі при фортобладнанні, використовуються 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. 1.18, 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. 1.18, б) на базі шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ з двигуном ЯМЗ-238ДЕ2 потужністю 243 кВт, здійснюють відривання траншей і котлованів у немерзлих та мерзлих ґрунтах I – IV категорій [62, 63].

а)

б)

Рисунок 1.18 – Полкові землерийні машини ПЗМ-2 (а) та ПЗМ-3-01 (б)

Особливістю УЗМ ПЗМ-3-01, у порівнянні з ПЗМ-2 і ПЗМ-3, є те, що з метою підвищення експлуатаційно-технічних характеристик (маневреності, продуктивності, надійності та транспортабельності), вона вперше виготовлена на автомобільному шасі КрАЗ-5233НЕ. За своєю конструкцією робоче обладнання ПЗМ-3-01 аналогічне ПЗМ-2 і ПЗМ-3 [64] за винятком роздавальної

коробки, що має додатково на виході планетарний ряд, змінено конструкції бічних фрез та встановлено дві опорні лижі з боків РО, що підвищило можливості розробки міцних та мерзлих ґрунтів, в котловинному режимі.

Робоче обладнання машини включає ланцюгово-балковий РО з бічними фрезами та роторним лопатевим метальником ґрунту, механізм поперечного віяльно-поступального переміщення РО, бульдозерне обладнання та тягову лебідку. Робочі швидкості руху забезпечуються гідроходозменшувачем інтегрованим у коробку зміни передач. Привід РО УЗМ здійснюється через механічну трансмісію від редуктора відбору потужності.

Універсальність зазначених ЗМ, забезпечується завдяки наявності механізму поперечного віяльно-поступального переміщення РО під час відривання котлованів. Під час відривання траншей, – коли ширина виїмки відповідає ширині ґрунторозробного РО, механізм поперечного віяльно-поступального переміщення РО відключений. Відривання котлованів глибиною до 3 м здійснюється пошаровою розробкою ґрунту (ширина 2 – 3,5 м для одного, або 3 – 3,5 м для 2 – 3 шарів). Профілі виїмок, що відриваються УЗМ ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01 відображено на рис. 1.19.

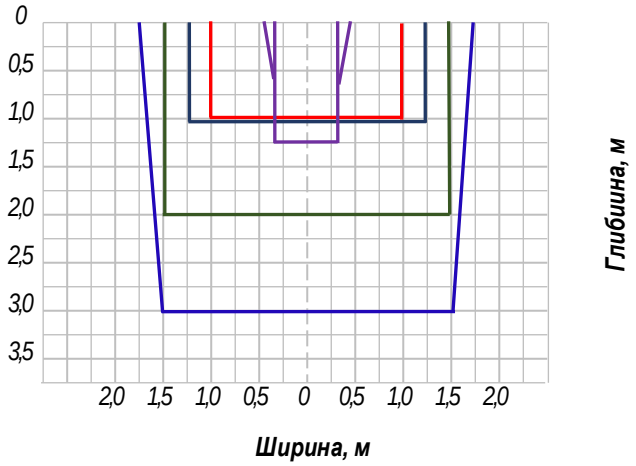


Рисунок 1.19 – Профілі виїмок, що відриваються УЗМ – ПЗМ-2, ПЗМ-3, ПЗМ-3-01

Котлованна машина МДК-3 (рис. 1.20) на шасі МТ-Т здійснює відривання котлованів для укриттів великогабаритної бойової техніки та сховищ в ґрунтах I – IV категорій [65].

Рисунок 1.20 – Землерийна машина МДК-3

Робоче обладнання МДК-3 включає фрезерний РО поперечного копання з метальником, плугами та відкісниками, бульдозер і розпушувач. Робочі швидкості руху забезпечуються гідрооб'ємним ходозменшувачем, привід РО від гідромоторів здійснюється через механічну трансмісію.

В своїй основі зазначені ЗМ є застарілими зразками інженерних машин радянського виробництва (за виключенням ПЗМ-3-01), що само собою не може позитивно впливати на ефективність виконання завдань.

Заслуговують уваги конструкції ЗМ безперервної дії іноземного виробництва, а саме УЗМ Qgmc та траншейні машини ТМК-3 і БТМ-4М.

УЗМ Qgmc виробництва Qingzhou Honorsun Trade Co., Ltd., КНР (рис. 1.21). Конструкція РОбл ідентична конструкції ПЗМ-2, розробленої ОКБ "Будшляхмаш" (м. Київ). УЗМ Qgmc монтується на колісному шасі з дизельним двигуном Cummins 6CT8.3-C215 номінальною потужністю 162 кВт з максимальним крутним моментом 872 Нм. Робоче обладнання включає ланцюгово-скребковий РО з швидкістю різання 0 – 2,1 м/с та роторний метальник з реверсним обертанням і безступеневим регулюванням швидкості обертання в межах 0 – 125 об/хв. Особливістю ЗМ Qgmc є гідрооб'ємний привід ланцюгового РО та метальника ґрунту [66].

Траншейна машина ТМК-3 (рис. 1.22) призначена для відривання траншей та ходів сполучень в немерзлих і мерзлих ґрунтах I – IV категорій при обладнані позицій військ. Завдяки обладнанню екскаваторним та бульдозерним РО, ТМК-3 може відривати окопи та котловани для укриття

техніки. Машину ТМК-3 було спроектовано ОКБ “Будшляхмаш” (м. Київ), науковий супровід проектування та виготовлення машини здійснював Національний транспортний університет.

Рисунок 1.21 – Універсальна землерийна машина Qgmc (Китай)

Рисунок 1.22 – Траншейна машина ТМК-3

Траншейна машина БТМ-4М (рис. 1.23) з двигуном потужністю 630 кВт призначена для відривання траншей і ходів сполучень у мерзлих і не мерзлих ґрунтах I – IV категорій. Робоче обладнання БТМ-4М було розроблено ОКБ “Будшляхмаш” (м. Київ).

Рисунок 1.23 – Траншейна машина БТМ-4

Аналізуючи продуктивність (таблиця 1.1.) вищезазначених ЗМ безперервної дії та профілі виїмок (рис. 1.19) у ґрунті, які розробляються ними при ФО слід зазначити, що землерийні машини ТМК-3 і БТМ-4 в 2 – 5 разів є більш продуктивними ніж ПЗМ-2, ПЗМ-3 і ПЗМ-3-01 при відриванні траншей, а машина МДК-3 більш ніж у 5 разів більш продуктивна при відриванні котлованів. Проте, ТМК-3 і БТМ-4 відривають лише траншеї, а МДК-3 – лише котловани визначеного профілю, в той же час як ЗМ типу ПЗМ здійснюють відривання усіх зазначених типів виїмок.

Таблиця 1.1 – Продуктивність та розміри виїмок, що відриваються 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 відриванні траншей (м/год.), в чисельнику – в немерзлих, в знаменнику – в мерзлих ґрунтах;

2 – продуктивність при відриванні котлованів ($м^3$/год.), в чисельнику – в немерзлих, в знаменнику – в мерзлих ґрунтах.

Таким чином, з розглянутих конструкцій екскаваторів безперервної дії лише землерийних машин типу ПЗМ мають повну універсальність.

Аналізуючи конструкції сучасних ЗМ безперервної дії галузей національної економіки, на предмет оцінки і порівняння їх технологічних можливостей та можливості використання при ФО слід зазначити, що для механізації земляних робіт використовуються багатоківшеві екскаватори поздовжнього копання з ланцюговими (ЭТУ, ЭТЦ) та з роторними (ЭР, ЭТР), ківшевими (ЭТЦ-201, ЭТР-224, ЭТР-162) і безківшевими (ЭТЦ-250, ЭТЦ-252, ЭТР-134) робочими органами [67]. Вони здійснюють відривання виїмок прямокутного та/або трапецевидного перерізу різного призначення в мерзлих і немерзлих ґрунтах I–IV категорій.

Модельний ряд екскаваторів поздовжнього копання безперервної дії, що випускаються, не новий і доволі одноманітний. Відривання ними виїмок у ґрунті, здійснюється лише визначених розмірів, а зміна параметрів виїмок можлива шляхом конструктивного переоснащення їх РО. Майже 40 % із розглянутих ЗМ розробляють траншеї практично однакової глибини та відрізняються лише шириною копання.

За конструкцією та технічними характеристиками більшість цих ЗМ відрізняються за показниками технічного рівня механізмів і агрегатів та машин у цілому.

Розглянуті конструкції сучасних ЗМ безперервної дії галузей національної економіки мають малу універсальність РО, а низька мобільність, маневреність та великі габаритні розміри роблять їх не ефективними при ФО.

Враховуючи, що лінійні розміри траншей і котлованів визначають конструктивні параметри РО, таке різноманіття виїмок потребувало б створення різних типів ЗМ, або змінного обладнання для їх відривання. Такий підхід є економічно не доцільним та мало ефективним. Виконання великих обсягів земляних робіт у короткі терміни є ефективним з використанням високопродуктивних УЗМ безперервної дії.

Протягом останніх десятиліть значний внесок у створення та розвиток сучасних високопродуктивних ЗМ безперервної дії було здійснено провідними іноземними виробниками серед яких слід зазначити: Tesmec USA Inc. (Італія/США) [52] (рис. 1.24, 1.26); Eagle Trenchers (США) [51] (рис. 1.25); Trencor American Augers (США) [49] (рис. 1.27); Vermeer (США) [50]; Talon Trenchers (США) [53]; Wolfe Heavy Equipment [54] тощо.

За функціональним призначенням, траншейні екскаватори безперервної дії використовуються для: прокладання траншей у сільському господарстві (меліорація або зрошування земель); під час будівництва магістральних нафто- і газопроводів; прокладання траншей у комунальному господарстві при облаштуванні каналізаційних і водопровідних мереж; прокладання енергетичних і оптоволоконних кабелів та телекомунікаційних мереж, тощо.

Параметри траншей, що розробляються траншейними екскаваторами безперервної дії поздовжнього копання іноземних виробників [68]:

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.

Особливості траншейних екскаваторів безперервної дії провідних іноземних виробників, які забезпечують надійність під час експлуатації та високу продуктивність при виконанні робіт:

- машини оснащені економічними та високоякісними дизельними двигунами John Deere, Caterpillar, MTU, Cummins Engine;

- машини переважно монтуються на гусеничних рушіях, які забезпечують рівномірний розподіл ваги машини по опорній поверхні та високі зчіпні властивості з поверхнею ґрунту;

- широке застосування гідрооб’ємних приводів робочого обладнання;

- на ґрунторозробних РО встановлюються індивідуальні типи карманів, зубів і ківшів, які адаптовані до особливостей ґрунтового середовища, що розробляється.

- машини обладнуються додатковими системами безпеки і контролю,

які забезпечують їх надійну експлуатацію, відповідно до природних умов та умов місцевості у яких планується використання ЗМ, а також встановлення пристроїв та робочих інструментів, що відповідають властивостям ґрунтів, які передбачається розробляти РО;

- на машини встановлюються електронної системи керування, що забезпечує більш ефективну роботу траншейних екскаваторів, максимальну ефективність роботи РО при відриванні траншеї, меншу залежність роботи машини від навичок оператора, що в свою чергу сприяє підвищенню продуктивності роботи.

- встановлення системи наведення 3D GPS забезпечує автоматичний контроль глибини траншеї і нахилу машини під час роботи, автоматичне керування по заданому маршруту руху чи виконання роботи, оптимізацію руху по маршруту.

Модельний ряд траншейних екскаваторів безперервної дії поздовжнього копання іноземних виробників доволі різноманітний. Проте, копання ними поздовжніх виїмок у ґрунті, здійснюється лише визначених розмірів, а зміна можлива шляхом конструктивного переоснащення РО. Їх конструкції мають малу універсальність РО, низьку мобільність та маневреність, досить великі габаритні розміри і вагові показники.

За конструкцією та технічними характеристиками більшість цих землерийних машин відрізняються усталеною концепцією виробників щодо їх конструкцій, показниками технічного рівня механізмів і агрегатів та машин у цілому, рівнем автоматизації робочих процесів.

Висока продуктивність траншейних екскаваторів безперервної дії іноземного виробництва досягається шляхом: максимального використання потужності двигуна; зменшенням навантажень на агрегати трансмісії; індивідуального підбору ґрунторозробного інструменту (зубів), типів карманів, моделей і ківшів РО до ґрунтового середовища, яке передбачається розробляти; зменшення залежності роботи машини від навичок оператора, завдяки використанню електронних систем керування.

Рисунок 1.24 – Ланцюговий траншейний екскаватор Tesmec 1675XL EVO

Рисунок 1.25 – Роторний траншейний екскаватор New Eagle 7500

Рисунок 1.26 – Фрезерний траншейний екскаватор Tesmec 1075

Рисунок 1.27 – Фрезерний траншейний екскаватор Trencor 1460

Об’єктивна потреба підвищення універсальності конструкцій нових землерийних машин та зменшення типорозмірів уже існуючих, висуває вимогу створення високопродуктивних, надійних та довговічних УЗМ безперервної дії, які здатні одним і тим самим РО, без його конструктивних змін, розробляти виїмки в ґрунті різних лінійних розмірів та конфігурації, що в свою чергу дасть змогу збільшити масовість їх виробництва.

Висновки до розділу 1.

1. Аналіз відомих конструкцій УЗМ безперервної дії, з точки зору їх конструктивної досконалості та досконалості кінематики переміщення ґрунторозробного РО показує, що конструкції робочих органів, навісок на базові шасі та механізми їх поперечного переміщення вибрані виходячи з конструктивних міркувань.

2. Технічні можливості існуючих УЗМ безперервної дії свідчать, що їх конструкції досягли технічної досконалості а резерви підвищення продуктивності, під час копання поздовжніх виїмок заданих розмірів, практично вичерпано.

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

4. Відомі конструкції траншейних екскаваторів безперервної дії вітчизняного та зарубіжного виробництва мають досить різноманітний модельний ряд проте, копання виїмок у ґрунті здійснюється лише визначених розмірів, а зміна можлива шляхом конструктивного переоснащення робочого обладнання.

5. Обґрунтовано, що раціональною конструкцією ґрунторозробного робочого органу УЗМ безперервної дії слід вважати ківшевий ротор, а підвищення продуктивності машини можливо шляхом розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини.

Вищевикладене дозволило сформулювати мету та задачі досліджень дисертаційної роботи, які приведені у вступній частині.

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

2.1 Організація руху робочого органу УЗМ безперервної дії

Характерною особливістю УЗМ безперервної дії є спроможність одним і тим самим РО, без конструктивних змін, розробляти поздовжні виїмки різних лінійних розмірів (зокрема ширини), мінімальна ширина виїмки (траншея) відповідає ширині РО, максимальна ширина – визначається конструктивними і кінематичними параметрами РО. Розроблення виїмок глибиною, що перевищує максимальну глибину копання за один прохід здійснюється за декілька послідовних проходів [38].

Процес розроблення ґрунту робочим органом УЗМ, під час відривання широких виїмок (котлованів), здійснюється завдяки суміщенню декількох рухів, а саме різання ґрунту РО, завдяки обертанню ротора з швидкістю ω (V_p); поздовжньої подачі його на забій, за рахунок поступального руху машини, з швидкістю V_e; бічної подачі РО на забій в горизонтальній площині, шляхом зворотно-поступального (коливального) руху зі швидкістю $V_{бп}$. Суміщення зазначених рухів будемо характеризувати як віяльно-поступальний рух РО. Розробка виїмки мінімальної ширини здійснюється без надання РО поперечного руху відносно поздовжньої вісі машини $V_{бп} = 0$.

Робочий процес УЗМ є безперервним, і в будь-який момент часу має місце: відділення ґрунту від масиву, захоплення відокремленого ґрунту РО і перенесення його до місця розвантаження та розвантаження ґрунту у відвал, або в транспортні засоби [34].

Іншою характерною особливістю робочого процесу УЗМ є його циклічність. Повний цикл переміщення РО в забої здійснюється за рахунок його руху від одного крайнього положення (бічної стінки виїмки в ґрунті) до протилежної бічної стінки та в зворотньому напрямку, тобто повернення у вихідне положення. Переміщення РО від одної бічної стінки котловану до протилежної складає напівцикл його руху.

Залежно від конструктивної схеми механізму навіски РО на базовому шасі, способу бічного переміщення РО, кінематичних характеристик переміщення та співвідношення швидкостей поздовжнього руху машини і бічної подачі РО ($V_e/V_{бп}$), траєкторія його руху в процесі копання ґрунту на рівні денної поверхні забою може мати у вигляд клина, або серпа (рис. 2.1).

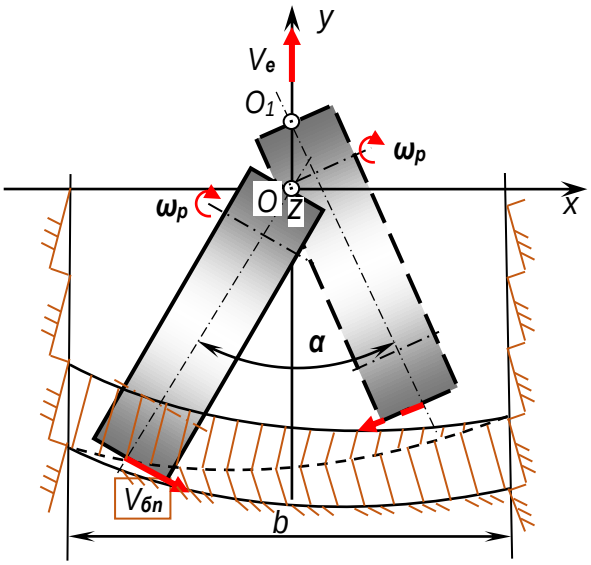


Рисунок 2.1 – Схема руху РО УЗМ в забої
з одноланковою, одношарнірною навіскою РО

Широко відомими УЗМ безперервної дії є машини ПЗМ-2 та її модифікація ПЗМ-3 з ланцюговим ґрунторозробним РО, що мають одношарнірну, одноланкову навіску на базовому шасі. Поперечне циклічне переміщення РО відносно поздовжньої вісі машини при розробленні широких, поздовжніх виїмок, забезпечується двома гідроциліндрами коливання РО відносно упряжного шарніра, який закріплено на кормі базового шасі.

Конструктивна схема навіски ґрунторозробного РО, забезпечує розроблення широких, протяжних виїмок у режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій стружками серповидної форми, нерівномірної товщини яка змінюється від нуля до визначеного максимуму за кожен напівцикл переміщення РО в забої (рис. 2.1). Процес розроблення ґрунту характеризується значними змінними (пульсуючими) навантаженнями

елементів конструкції РО, нерівномірністю навантаження приводу та машини в цілому, що в свою чергу призводить до зниження потенційної теоретичної продуктивності ЗМ майже вдвічі [69].

Вказане підтверджується результатами досліджень [70, 71] якими встановлено, що зменшення нерівномірності навантажень на РО в процесі розроблення широких, протяжних виїмок з 60 до 20 % дозволяє підвищити продуктивність УЗМ на 25 %.

Таким чином, враховуючи вищезазначене можна стверджувати, що підвищення продуктивності УЗМ може бути досягнуто завдяки зниженню і стабілізації навантажень на РО шляхом розроблення ґрунту стружками рівномірної товщини.

2.2 Аналіз процесу утворення стружки ґрунту рівномірної товщини під час відкопування широких виїмок робочим органом УЗМ

При суміщенні поступального руху машини вздовж вісі котловану *OY* та бічної подачі РО в напрямку вісі *OX* (рис. 2.1) припустимо, що швидкість руху машини V_e, за період робочого циклу, постійна ($V_e = const$). Швидкість бічної подачі РО, в кожній точці траєкторії руху в забої за напівцикл, буде середньою $V_{бп}$. У результаті векторного складання швидкостей руху машини $\vec{V_e}$ і бічної подачі $\vec{V_{бп}}$ РО (рис. 2.2) отримаємо вектор сумарної швидкості переміщення робочого органу $\vec{V_{po}}$ [72] в горизонтальній площині. При такому характері руху РО в забої утворюється стружка у виді клина. Кут γ між векторами швидкостей $\vec{V_{po}}$ і $\vec{V_{бп}}$ визначається із співвідношення:

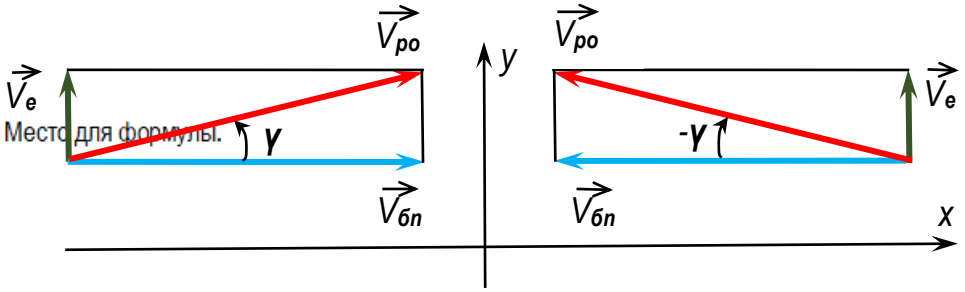


Рисунок 2.2 – Швидкість переміщення РО при суміщення рухів

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{V_e}{V_{бп}} \qquad (2.1)$$

Аналіз рівняння (2.1) свідчить, що вирівнювання товщини стружки ґрунту можливо шляхом керування процесом її утворення, зокрема механізмом бічного переміщення РО, що буде надавати РО необхідне “компенсуюче” додаткове переміщення.

Утворення стружки ґрунту рівномірної товщини, шляхом надання додаткового переміщення РО відносно базового шасі, повинно забезпечувати положення вектора сумарної швидкості його переміщення ($\overrightarrow{V_{ро}}$) перпендикулярно вісі *ОУ* руху машини (рис. 2.3). Оскільки рух РО в забої є циклічним, а кут *γ* при цьому змінює свій знак на протилежний, то й додатковий урівноважувальний рух повинен бути циклічним і забезпечувати рівність кута *γ* = 0.

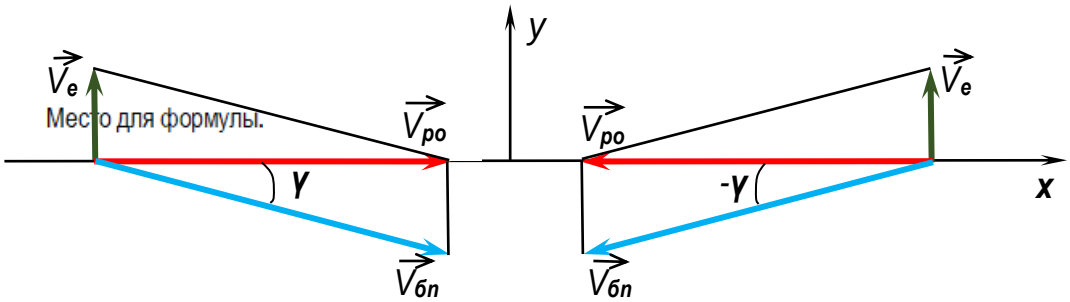


Рисунок 2.3 – Положення вектора сумарної швидкості переміщення РО при розробленні забою рівномірними стружками

Враховуючи, що при зміні напрямку руху РО біля бічної стінки забою кут *γ* змінює свій знак, то додатковий урівноважувальний рух повинен починатися від крайніх положень РО в забої (біля стінок котловану) і підтримуватися в процесі переміщення РО по усій ширині виїмки, що розробляється. Разом з тим, для отримання стружки рівномірної середньої товщини необхідно в початковий момент її утворення здійснити додаткову подачу ріжучих периметрів РО по вісі *ОУ* на величину середньої товщини стружки за цикл *c/2,* а після цього надати їм складену швидкість бічної подачі $\overrightarrow{V_{бп}}$, відносно поздовжньої вісі базового шасі, яка буде векторно протилежною

швидкості поздовжньої подачі $\vec{V_e}$ до крайнього положення РО біля протилежної стінки забою (рис. 2.4).

Величина випереджаючої подачі РО функціонально буде пов'язана з кутом утворення клиновидності стружки γ в плані:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{c}{2b} \tag{2.2}$$

де, c – подача машини на забій за час циклу;

b – ширина виїмки, що розробляється РО.

Отже, вирівнювання товщини стружки в плані можливо забезпечити шляхом надання РО додаткового поперечного змінного руху відносно поздовжньої вісі машини OY.

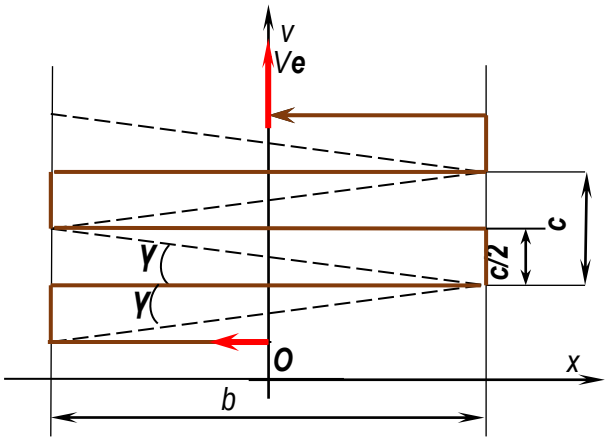


Рисунок 2.4 – Розроблення забою стружками ґрунту рівної товщини

Надання РО додаткового поперечного змінного руху, при розробленні забою стружками рівної товщини в горизонтальній площині XOY, забезпечить:

– рівномірність на протязі циклу (напівциклу) заповнення ківшів робочого органу ґрунтом, що в свою чергу дасть змогу підвищити його продуктивність по виносній здатності;

– можливість вирівнювання навантажень на робочому обладнанні, які виникають при розробленні забою та прямо пропорційні площі стружки, що розробляється;

– підвищення надійності та строків служби механізмів машини та її приводів.

2.3 Обґрунтування траєкторії руху РО, для розроблення широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини

Для вибору раціональної траєкторії руху РО в плані, при розробленні широких траншей (котлованів) стружками рівної товщини, ідеальними умовами роботи УЗМ, слід вважати:

– сталість кінематичних характеристик (переміщення базового шасі V_e, бічної подачі РО $V_{бп}$ та швидкості різання V_p впродовж процесу розроблення широкої виїмки $V_e = const$, $V_{бп} = const$, $V_p = const$;

– збереження прямолінійного руху машини та сталість ширини виїмки b.

Характеристики робочого процесу V_e, $V_{бп}$, b будуть змінюватися за умови зміни режимів роботи машини, на які впливають ґрунтові умови виїмки, зчеплення рушія машини з поверхнею ґрунту та ширина виїмки.

Оскільки ґрунторозробне робоче обладнання УЗМ є жорсткою конструкцію з фіксованими розміщенням ріжучих периметрів ківшів ротора відносно вісі його обертання, то рух ріжучих периметрів в горизонтальній площині забою, можна охарактеризувати як рух описової точки M положення якої визначається перетином горизонтальної площини, що проходить через вісь обертання ротора та центра зовнішніх периметрів ріжучих кромок.

З урахуванням зазначених умов траєкторія, що описується точкою M за робочий цикл руху РО, при виключенні поздовжнього переміщення базового шасі ($V_e = 0$), буде мати вигляд лемніскати Бернуллі [73, 74] (рис. 2.5).

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

Лемніската Бернуллі має ряд оригінальних геометричних властивостей [74, 75], а саме:

– складається з двох пелюсток, які симетричні відносно точки O,

що є центром між її фокусами F_1 і F_2;

– крива є геометричним місцем точок, які симетричні відносно точки O і можуть бути окреслені описовою точкою вихідної ланки;

– крива має два максимуми, які рівновіддалені від точки O і відповідають її фокусам F_1 і F_2, та два мінімуми, що є серединою відрізку між її фокусами;

– відстань від максимуму до мінімуму (F_1O або OF_2), що знаходяться по один бік від серединного перпендикуляру відрізку між фокусами O дорівнює відстані від максимуму (або мінімуму) до точки O;

– механізми, описова точка вихідної ланки яких описує лемніскату є механізмами циклічної дії.

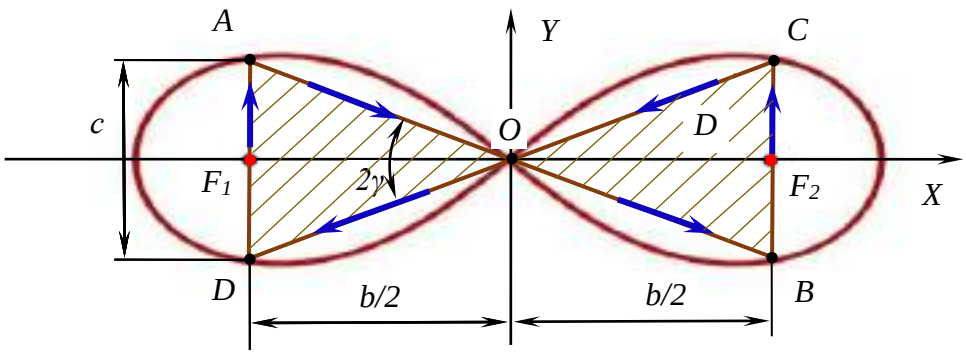


Рисунок 2.5 – Лемніската Бернуллі. Траєкторія, що описується точкою M.

Таким чином, переміщення РО УЗМ в процесі копання ґрунту по траєкторії, що описується лемніскатою Бернуллі слід вважати “ідеальною”, тобто такою, що відповідає визначеним умовам роботи УЗМ при заданих значеннях параметрів b, c, V_e і $V_{бп}$.

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

$$y = \frac{V_e}{V_{бп}} x \sqrt{1 - \frac{2^{2n}}{b^{2n}} x^{2n}}, \qquad (2.3)$$

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

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

n – натуральне число з $N = 1, 2 \ldots$, причому $n \to \infty$.

Для спрощення, в рівняння (2.3) вводяться обмеження показника степеня *n=16*, який обрано з конструктивних міркувань. Тоді наближений математичний опис траєкторії можна виразити рівнянням (2.4), а графічне зображення траєкторії набуде виду (рис. 2.6), коли її відхилення від ідеальної не перевищує 5 %.

$$y = 1{,}27 \cdot \frac{V_е}{V_{бп}} \cdot x \sqrt{1 - \frac{4{,}3 \cdot 10^9}{b^{32}} \cdot x^{32}} \qquad (2.4)$$

Слід зауважити, що чим вищий показник степеня *n*, тим більше траєкторія переміщення описової точки *M* вихідної ланки буде набувати вигляду “ідеальної”, яка відображена на рис. 2.6.

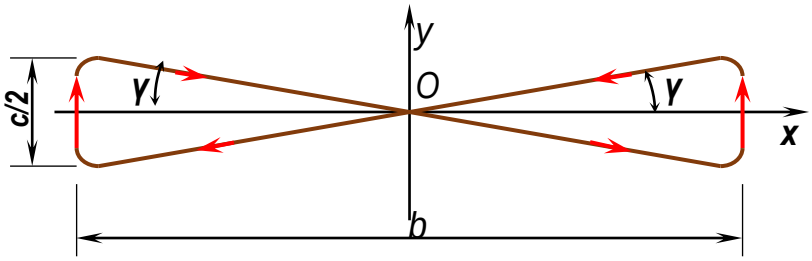


Рисунок 2.6 – Траєкторія руху центру (точка *M*) ріжучих периметрів ківшів РО

Реалізація руху реальної конструкції РО по заданій траєкторії (рис. 2.6) що описується в загальному вигляді рівнянням (2.3), дозволить створити УЗМ, що спроможна ефективно розробляти виїмки різної ширини за різних ґрунтових умов. Це може бути забезпечено за умови виконання рівності:

$$c = y_{max} = 2b \frac{V_е}{V_{бп}}, \qquad (2.5)$$

де, $b = const$, $V_{бп} = const$, $V_е = var$.

У результаті вище викладеного аналізу, можна стверджувати, що для реалізації переміщення РО по заданій траєкторії, що описується рівнянням лемніскати Бернуллі, необхідно створити механізм навіски з приводом бічного переміщення, який здатен здійснювати адаптивне керування випереджаючою подачею робочого органу, шляхом застосування необхідного алгоритму переміщення робочого обладнання в залежності від

швидкості подачі РО на забій. Величина випереджаючої подачі РО на забій c, в кінці кожного напівциклу, має бути функціонально пов'язана з швидкістю подачі машини V_e на забій та шириною виїмки b.

2.4 Структурний аналіз механізму циклічного бічного переміщення робочого органу в процесі копання ґрунту

Основним завданням структурного аналізу проектованого механізму бічного переміщення РО є визначення умов зв'язку в кінематичних парах. За результатами структурного аналізу механізму необхідно провести: аналіз кінематичного ланцюга; оцінку вхідних і вихідних ланок кінематичної схеми механізму; структурну формулу кінематичного ланцюга, та визначити обмеження, які накладаються на відносний рух кожної ланки кінематичної пари [76].

Відтворення руху по заданій траєкторії у вигляді лемніскати Бернуллі в техніці здійснюється різноманітними важільними, важільно-повзуновими і кривошипно-шатунними механізмами. До них належать: прямолінійно-направляючі механізми; механізми для переміщення; механізми автоматів; механізми із зупинками тощо [77]. Завдяки своїй структурній схемі такі механізми можуть забезпечити рух по заданій траєкторії (рис. 2.6) проте вони є багатоланковими, достатньо громіздкими, а їх використання нераціональним. Тому, постає задача, на підставі аналізу існуючих механізмів, що забезпечують рух за заданою траєкторією, розробити механізм, який би забезпечував рух по заданій нами траєкторії (рис. 2.6).

Механізм, який забезпечує рух РО УЗМ по заданій траєкторії (рис. 2.6), повинен відповідати ряду принципових вимог:

– розміри ланок РО і механізму їх приводу повинні вписуватися в обмежені габаритні розміри базового шасі, а при відтворенні заданої траєкторії руху – в розміри механізму;

– РО повинен мати мінімальну кількість ланок та шарнірних з'єднань;

– переміщення ланок РО мають здійснюватись в горизонтальній площині;

– механізм приводу повинен забезпечувати переміщення ланок РО, які відповідають умовам роботи машини: $b = varios$, $V_e/V_{бп} = varios$;

– переміщення ріжучих периметрів РО (точка *M*) в горизонтальній площині має здійснюватись за законом, описаним рівнянням (2.3).

Аналіз існуючих кривошипно-шатунних, повзунових, коромислових механізмів свідчить про те, що вони хоча й забезпечують відтворення заданої траєкторії переміщення, проте є конструктивно громіздкими з надмірною кількістю зв'язків, що негативно відбивається на їх виготовленні, роботі та безпосередньо в експлуатації.

Аналіз конструктивної схеми одноланкової, одношарнірної навіски РО УЗМ на базове шасі та кінематики приводу (рис. 2.1) свідчить, що такий механізм лише частково відповідає поставленим вимогам, а відтворення такою навіскою заданої траєкторії переміщення РО та розроблення широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини є неможливим.

Якщо розглядати переміщення ріжучих периметрів ківшів РО як рух описової точки *M* в горизонтальній площині з центром *O,* то є очевидним, що для отримання рівномірної товщини стружки в плані, залежно від умов роботи машини $b = varios$, $V_e/V_{бп} = varios$, механізм бічного переміщення повинен забезпечувати положення РО в нескінченній множині точок, які належать певній області значень *"D"* на площині *XOY* (рис. 2.5). Ця область значень *"D"* відповідає певній умові $D = f(x, y)$, де *x* і *y* незалежні параметри, тобто область значень *"D"* описується двома незалежними параметрами. Як наслідок, плоский механізм, який забезпечує положення РО в будь-якій точці області значень *"D",* повинен мати дві степені рухомості, тобто механізм бічного переміщення РО повинен мати дві незалежні ланки.

Таким чином, одноланковий механізм поперечного переміщення РО в горизонтальній площині з однією степінню вільності (одношарнірне з'єднання РО), в принципі не може забезпечити урівноважувального переміщення РО для різних умов роботи. Тому, проектований механізм

поперечного переміщення РО в горизонтальній площині повинен мати дві степені вільності.

З точки зору вибору структурної схеми механізму навіски РО, заслуговують уваги технічні пропозиції з створення конструкції роторного робочого органу УЗМ [58 - 60], які викладені в розділі 1.2. і відображені на рис. 1.16 і 1.17. Структурна схема запропонованого механізму бічного переміщення РО є дволанковим, двошарнірним плоским механізмом з незамкнутим кінематичним ланцюгом.

Відповідно до визначених умов та аналізу існуючих машин і механізмів, які відтворюють задану траєкторію руху (рис. 2.6), проектований механізм бічного переміщення РО має являти собою дволанковий, двошарнірний плоский механізм з двома степенями вільності. В такому випадку рух вихідної ланки механізму ідеалізований описовою точкою *M*, що знаходиться на ріжучому краю ківшів ротора та здійснює плоско-паралельний рух по траєкторії, що має вид лемніскати Бернуллі.

У такому випадку вхідна ланка *m*, одним вертикальним шарніром з'єднується з кормою базового шасі, а другим вертикальним шарніром – з вихідною ланкою механізму бічного переміщення *n*, на якій встановлено роторний РО. Ці ланки утворюють дві кінематичні обертові пари p_5 V-го класу (рис. 2.7). Структурна формула кінематичного ланцюга – $p_5\,p_5$ [76, 78].

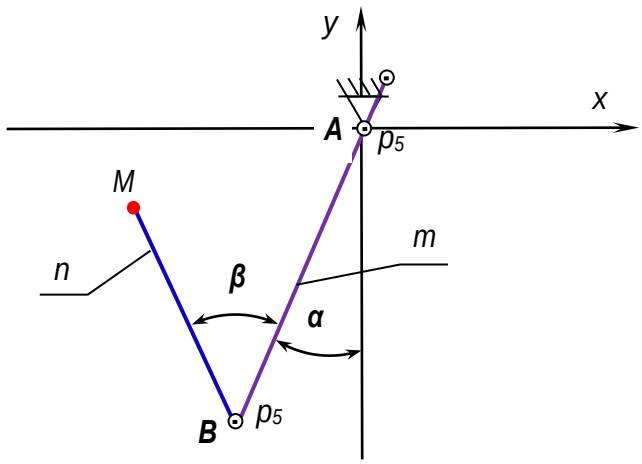


Рисунок 2.7 – Структурна схема навіски робочого органу

Таким чином, запропонований механізм переміщення РО УЗМ, структурна схема якого відображена на (рис.2.7), забезпечує рух точки *M* через будь-які точки, які відповідають області значень *"D"* (рис.2.5). При забезпеченні руху ланок *m* і *n* за певними законами $\alpha = \varphi(t)$ і $\beta = \psi(t)$ відповідно, можна відтворити необхідну траєкторію (рис. 2.6) визначену змінними параметрами $b = varios$, $V_e / V_{бп} = varios$.

2.5 Кінематичний аналіз механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ

2.5.1 Кінематична схема механізму приводу бічного переміщення робочого органу УЗМ

Відповідно до визначеної структурної схеми навіски РО на базовому шасі, що забезпечує переміщення РО за заданою траєкторією руху та з метою визначення положень ланок проектованого механізму, який працює в режимі віяльно-поступальної подачі на забій розроблено одну з можливих, і на наш погляд, раціональних кінематичних конструктивних схем бічного переміщення РО УЗМ в забої під час копання ґрунту (рис. 2.8).

Для створеного механізму, кінематична схема якого приведена на рис. 2.8 необхідно: провести кінематичний аналіз механізму; визначити і оцінити лінійні та кутові швидкості ланок, лінійні параметри механізму; вивести закономірності переміщення ланок механізму та розробити алгоритм керування переміщенням ланок механізму.

Переміщення РО землерийних, вантажопідйомних та дорожніх машин, здійснення їх зворотно-поступального руху, реалізація великих зусиль на РО при малих габаритних розмірах забезпечується широким застосуванням гідрооб'ємних приводів. Використання гідрооб'ємних приводів забезпечує плавність переміщення ланок механізмів, високу частоту реверсування, автоматизацію керування робочим процесом та високу експлуатаційну надійність [79].

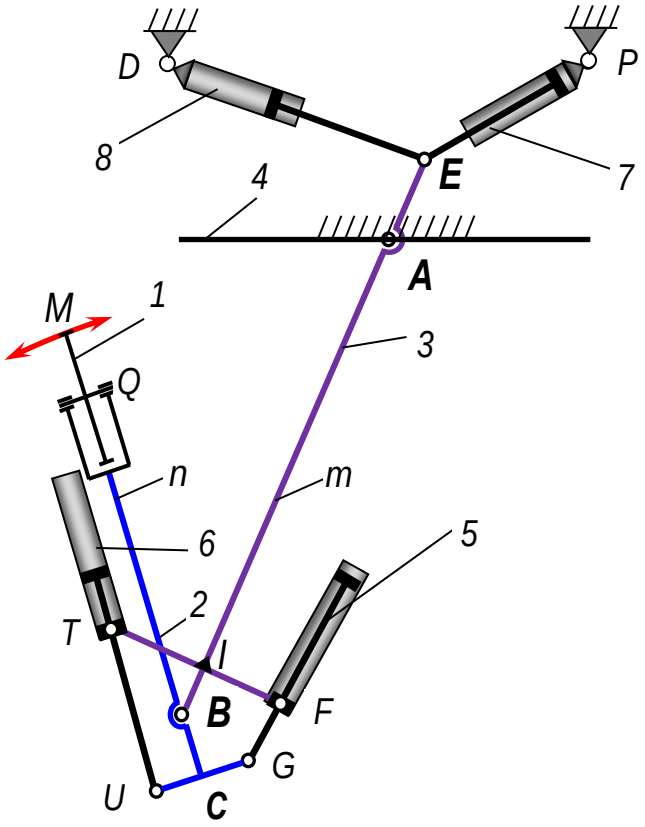


Рисунок 2.8 – Кінематична схема механізму приводу бічного переміщення РО:
1 – ротор; 2 – рама робочого органу (ланка n); 3 – проміжна рама (ланка m); 4 – навіска робочого органу на кормі базового шасі; 5, 6 – гідроциліндри коливання рами робочого органу; 7, 8 – гідроциліндри коливання проміжної рами

Розглянемо кінематичну схему створеного механізму приводу дволанкової, двошарнірної навіски РО (рис. 2.8) відповідно до прийнятої структурної схеми.

Відповідно до прийнятої структурної схеми навіски (рис. 2.7), переміщення ланок *m* і *n* РО в горизонтальній площині забезпечується механізмом бічного переміщення РО з індивідуальним приводом кожної з ланок, що включає по два гідроциліндри на кожну з ланок (рис. 2.8). Привід ланки *m* здійснюється гідроциліндрами *7, 8* через привідне плече *AE*, шарнір *A* якого розташований на упряжному шарнірі базового шасі. Корпусу гідроциліндрів *7, 8* в точках *P* і *D* шарнірно кріпляться на рамі базового шасі,

а штоки шарнірно з'єднані з віссю *E* ланки *m*. Привід ланки *n*, яка шарніром *B* з'єднана з ланкою *m*, здійснюється через привідне плече *BC* гідроциліндрами *5, 6*, корпуси яких шарнірно в точках *F* і *T* з'єднані з ланкою *m*, а штоки в точках *G* і *U* – з ланкою *n*. В процесі розроблення широких протяжних виїмок поперечні переміщення ланок *m* і *n*, відносно поздовжньої вісі базового шасі, забезпечується адаптивним керуванням рухом ланок.

Такий рух РО характеризується як віяльно-поступальне переміщення РО (рис. 2.9). Бічне переміщення РО в забої зі швидкістю $V_{бп}$ забезпечується одночасним переміщенням двох ланок навіски проміжної рами (ланки *m*) по дузі навколо шарніра *A* та рами робочого органу (ланки *n*) – навколо шарніра *B*. Розроблений ґрунт ківшами ротора *1* (рис. 2.8.) переміщується із забою у метальник, завдяки якому транспортується у бруствер. При певній частоті обертання ротора під впливом дії на ґрунт відцентрових сил забезпечується розвантаження ківшів.

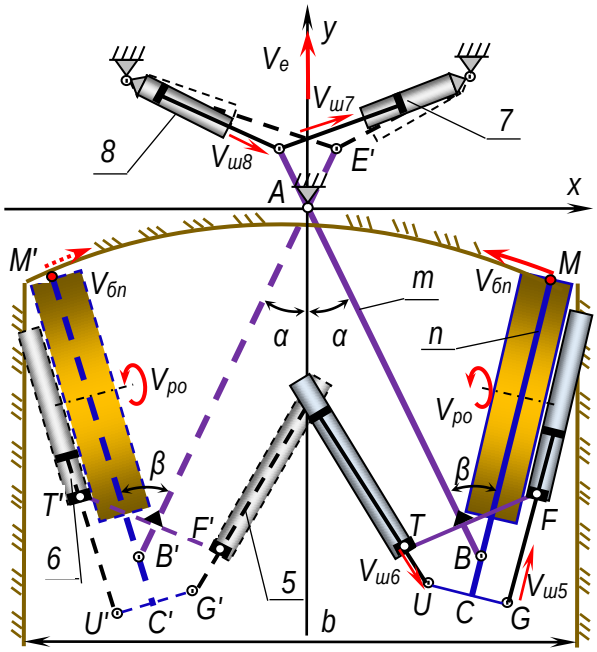


Рисунок 2.9 – Схема віяльно-поступального руху ланок навіски РО:

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 рами робочого органу; 7, 8 – гідроциліндри коливання проміжної рами

У результаті відмітимо, що розробка ґрунту в забої, відповідно до розробленої кінематичної схеми навіски (рис. 2.8), забезпечується суміщенням трьох рухів РО: поздовжньої подачі базового шасі на забій зі швидкістю V_e, різання ґрунту ківшами ротора з швидкістю V_p, і зворотно-поступального поперечного переміщення РО відносно поздовжньої вісі машини зі швидкістю $V_{бп}$.

2.5.2 Визначення положення ланок механізму бічного переміщення робочого органу та його характерних точок в процесі копання ґрунту

Розглянемо положення проміжної рами (ланки *m*) і рами робочого органа (ланки *n*) механізму бічного переміщення РО УЗМ, який працює в режимі віяльно-поступальної подачі на забій за визначеною траєкторією руху (рис. 2.6) точки *M* на роторі.

Ланка *m* проміжної рами (ПР) (рис. 2.9) включає плече *AE* радіусом R_{AE}, яке є приводом ПР та плече *AB* радіусом R_{AB}, що є безпосередньо ланкою *m* цієї рами. Вісь обертання *A* ланки *m* знаходиться на упряжному шарнірі і є центром координат *XOY*, вісь *OY* співпадає з поздовжньою віссю базового шасі. Вісь обертання *E* ланки *m* є шарнірним з'єднанням штоків гідроциліндрів *7* і *8* приводу проміжної рами з самою рамою. Корпуси гідроциліндрів приводу *7* і *8* в точках *P* і *D* шарнірно з'єднані з рамою шасі. Вісь обертання *B* є шарніром з'єднанням проміжної рами з рамою РО.

Рама робочого органу радіусом R_{BM} (рис. 2.9) визначається точками *B* і *M.* Точка *M* є описовою точкою РО і визначає положення ріжучих країв зубів ківша ротора. До рами робочого органу кріпиться ґрунторозробний ротор. Привід ланки *n* (рами РО) здійснюється через привідне плече *BC* радіусом R_{BC}, яке в точках *G* і *U* шарнірно з'єднано з штоками гідроциліндрів *5* і *6* приводу проміжної рами. Корпуси гідроциліндрів *5* і *6* приводу рами РО в точках *F* і *T* шарнірно з'єднані з проміжною рамою.

Переміщення точки *M* по заданій траєкторії здійснюється завдяки

суміщенню обертання ланки *m* навколо шарніра *A,* який є центром в системі координат *XOY* на кут *α* відносно вісі *OY*, та ланки *n* навколо шарніра *B* на кут *β* відносно ланки *m* (рис. 2.10).

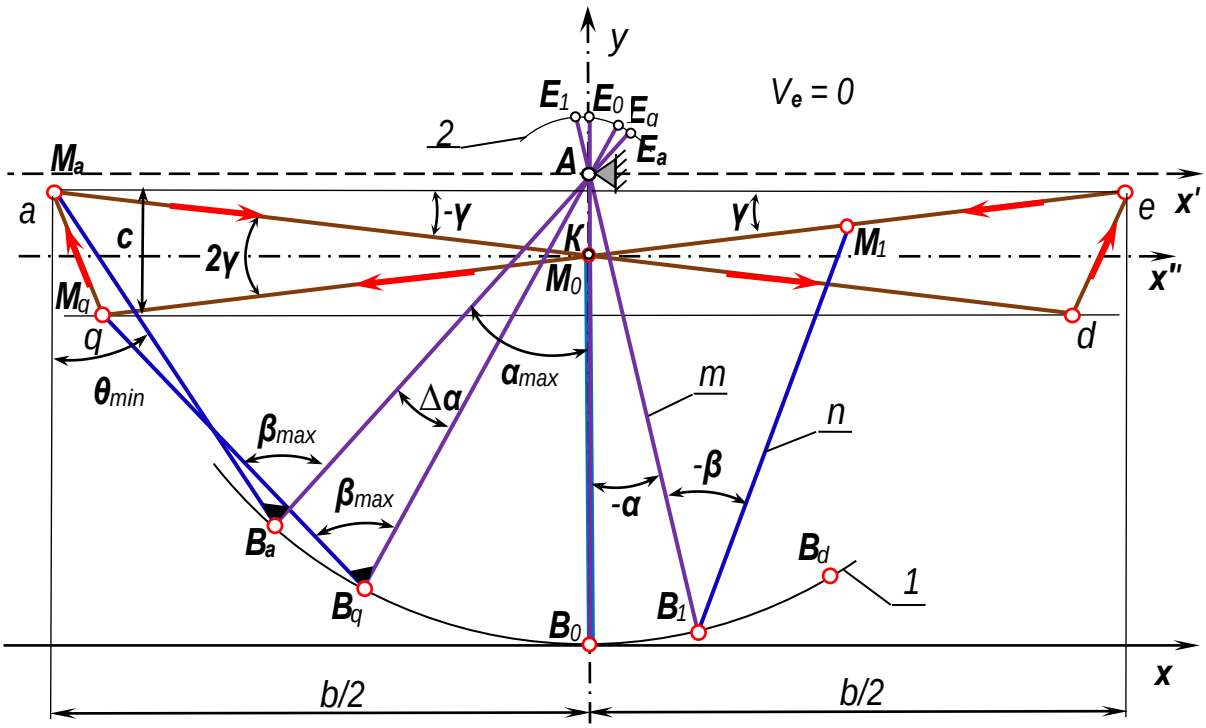


Рисунок 2.10 – Відтворення “ідеальної” траєкторії описовою точкою *M* при $V_e = 0$

У вихідному положенні РО, ланки *m* і *n* розміщенні вздовж вісі *OY*, описова точка M_0 співпадає з точкою *к* – центром симетрії траєкторії руху РО Рис. 2.10. Точка M_1 визначає поточне положення описової точки *M* на ділянках траєкторії переміщення *ad* і *eq*, а точки M_a і M_q в крайніх положеннях на ділянках траєкторії *qa* і *de*.

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

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

Точки E_1, E_a, E_q визначають положення шарніра *E* з’єднання приводного плеча ланки *m* з гідроциліндрами *7* і *8* відповідно до положень шарніра *B* – точок B_1, B_q, B_a та описової точки *M* – точок M_1, M_q і M_a.

Під алгоритмом переміщення описової точки *M* робочого органу УЗМ за заданою траєкторією руху будемо розуміти залежність між координатами характерними точок приводу рами РО (ланки *n*) та проміжної рами (ланки *m*), тобто залежність $y=f(x)$. Раціональним вибором координат відповідно цієї залежності можна впливати на такі параметри як товщина та рівномірність товщини стружки ґрунту, що зрізується РО, енергетичні витрати, продуктивність УЗМ, тощо.

Зазначені параметри можна розглядати як критерії, які формують вихідний набір вимог до алгоритму функціонування РО УЗМ.

Визначимо вимоги до алгоритму переміщення робочого органу під час розроблення широких виїмок:

1) незмінність товщини стружки ґрунту, що зрізується РО по ширині виїмки;

2) адаптація алгоритму до таких параметрів як ширина котловану – *b*, товщина стружки ґрунту – *c*, швидкість поздовжнього переміщення базового шасі – *Ve*;

3) траєкторія різання ґрунту в горизонтальній площині при виключенні поздовжнього переміщення машини ($Ve = 0$) повинна мати вигляд приведеної на рис. 2.11 залежності, а з урахуванням поздовжнього переміщення ($Ve > 0$) повинна мати вигляд графічної залежності приведеної на рис. 2.12.

При переміщенні точки B_1 проміжної рами по дузі 1, описова точка *M* переміщується від точки *e* до точки *q*, тобто від крайньої правої до крайньої лівої бічних стінок виїмки (котловану) шириною *b*. У момент досягнення точкою *M* точки *q* поворот рами робочого органу блокується і, при переміщенні точки *B* від точки B_q до точки B_a (довертанні проміжної рами) точка *M* переміщається по ділянці траєкторії *qa*, довжина якої визначає товщину стружки ґрунту, що зрізується (блокування рами РО відносно ПР при досягненні точкою *M* точки *q* позначено умовно (рис. 2.10) чорним трикутником при вершині B_q). Аналогічним чином, при переміщенні проміжної рами від крайньої лівої до крайньої правої бічних стінок котловану точка B_1 переміщається від точки B_a до точки B_d, а точка *M* здійснює рух по траєкторії *ade*.

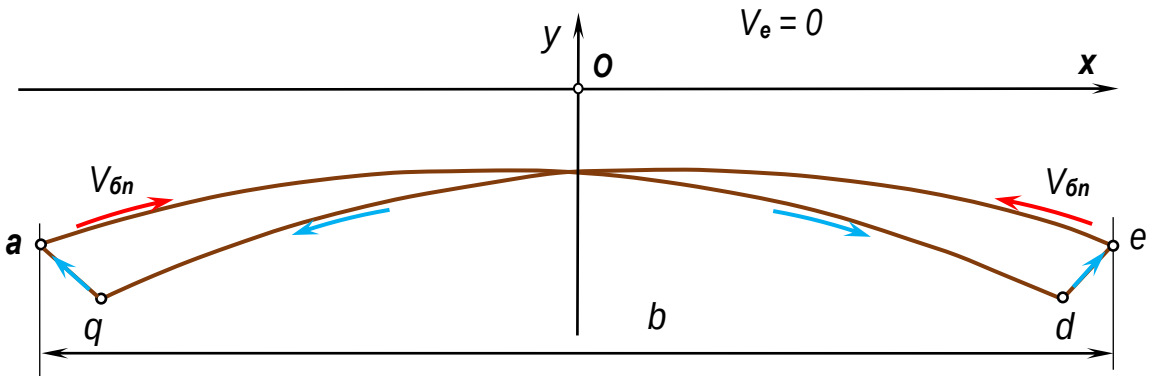


Рисунок 2.11 – Траєкторія руху описової точки М при $V_e=0$

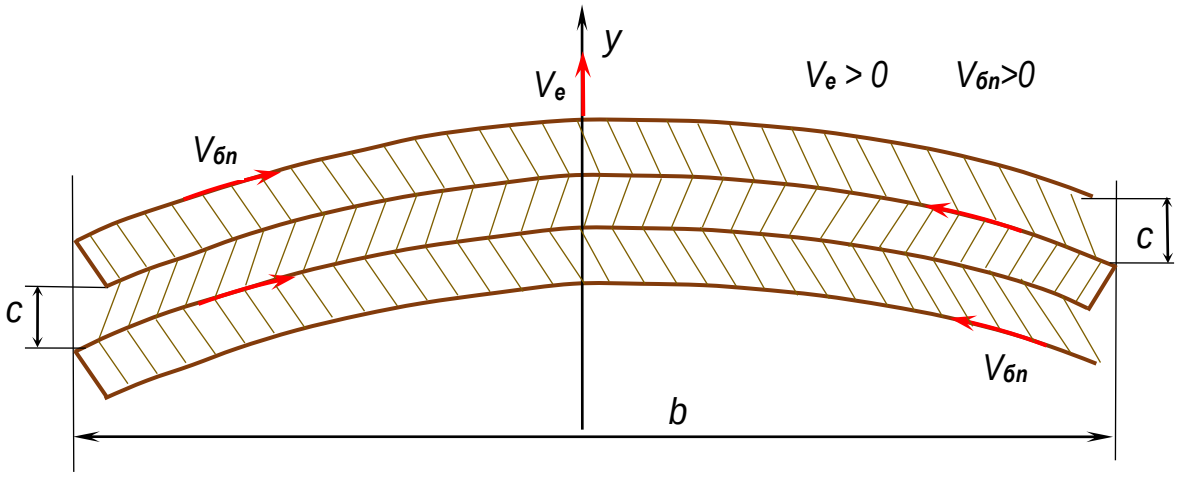


Рисунок 2.12 – Траєкторія руху описової точки М при її відтворенні запропонованим механізмом навіски робочого органу при переміщенні машини з швидкістю V_e ($V_e > 0$)

Оскільки кожна з ланок *m* і *n* здійснює поперечне переміщення (коливальний рух) навколо вісей обертання *A* і *B* то при виключенні поздовжнього переміщення машини ($V_e = 0$), реальна траєкторія руху описової точки *M* на кожній з ділянок переміщення РО *ad*, і *eq* буде мати вигляд, який відображено на (рис. 2.11).

Враховуючи, що при розробленні широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини, рух РО за напівцикл здійснюється від однієї бічної стінки виїмки до протилежної, траєкторію руху точки *M* можна розділити на 2 напівцикли: 1-й напівцикл – траєкторія *ade* і 2-й напівцикл траєкторії *eqa* (рис. 2.11).

При порівнянні розрахункової траєкторії руху описової точки *M* (рис. 2.11) з “ідеальною” траєкторією (рис. 2.6), можна прийти до висновку,

що вони подібні.

При суміщенні, кутового руху ланок робочого обладнання ($V_{бп} > 0$), з поздовжнім переміщенням шасі ($V_e > 0$), описова точка M буде переміщатись по траєкторії відображеній на рис. 2.12, а розроблення широкої виїмки при відповідному підборі швидкостей буде здійснюватися стружками ґрунту товщиною c близької до рівномірної.

За результатами кінематичного аналізу роботи дволанкового двошарнірного механізму навіски робочого органу УЗМ в режимі віяльно-поступального переміщення РО на забій у процесі розроблення широких протяжних виїмок у ґрунті встановлено наступне:

- ґрунт буде розроблятись стружками постійної товщини за умови, що траєкторії переміщення ґрунторозробного РО в забої за кожен напівцикл коливального руху паралельні між собою не залежно від величини швидкостей V_e та $V_{бп.}$;

- коригування траєкторії переміщення РО в забої в процесі копання ґрунту, значить і вирівнювання товщини стружки, що зрізується ківшами, можна здійснювати шляхом довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу бічного зворотно-поступального переміщення РО в забої;

- тривалість та величина випереджаючої подачі РО на забій в кінці кожного напівциклу (тривалість довертання) визначається величиною співвідношення $V_e / V_{бп}$.

2.6 Синтез алгоритму функціонування робочого обладнання УЗМ в процесі копання ґрунту

2.6.1 Синтез алгоритму функціонування робочого органу УЗМ

За результатами проведеного кінематичного аналізу прийнятої дволанкової, двошарнірної схеми навіски РО, кінематичної схеми приводу та алгоритму переміщення ланок механізму бічного переміщення РО, проведемо кінематичний синтез механізму бічного переміщення РО.

Визначимо закономірності переміщення РО в процесі розроблення широких протяжних виїмок, які задовольняють вищевказані умови.

Розроблення ґрунту в процесі копання широких виїмок робочим органом УЗМ забезпечується плоским важільним механізмом (рис. 2.8) подачі ротора на забій шляхом поєднання:

- прямолінійного руху навіски РО *4* змонтованої на кормі шасі;

- обертального (коливального) руху проміжної рами *3*, навколо вісі *A* відносно навіски РО *4*, який забезпечується переміщенням штоків гідроциліндрів проміжної рами *7* і *8*;

- обертального (коливального) преміщення рами ротора *2* безпосередньо з ротором *1* відносно проміжної рами 3, навколо вісі *B*, який забезпечується ходом штоків гідроциліндрів повороту рами ротора *5* і *6*;

- обертального руху ротора 1 навколо вісі його приводу *Q*.

Оцінкою результатів кінематичного синтезу механізму бічного переміщення РО є:

- відповідність розрахункової траєкторії переміщення РО УЗМ, яка виражена описовою точкою *M*, до проектованої траєкторії при: виключенні переміщення машини ($V_e=0$); переміщенні машини з довертання та без довертання РО в кінці напівциклу;

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

Розрахункову схему визначення положення ріжучого периметра ківша ротора (точка *M*) розташовуємо в прямокутній системі координат *XOY* (рис. 2.13), точка *O* (рис. 2.13, а) співпадає з проекцією точки C_0 рами ротора.

Математична модель запропонованого механізму віяльно-поступального переміщення робочого органу УЗМ в забої розроблена для визначення траєкторії точки *M*, переміщення якої розділено на три етапи. На першому етапі переміщення механізму здійснюється з вихідного положення, що відповідає вісі *OY*, яка проходить через повздовжню вісь машини (характерним точкам присвоєно індекс “*0*”) (рис. 2.13, а), в крайнє праве положення біля правої бічної стінки широкої виїмки, що розробляється РО

(рис. 2.13, б). На першому етапі індекси характерним точкам не надавалися. На другому етапі – переміщення механізму з крайнього правого в крайнє ліве положення (рис. 2.13, в). Характерним точкам присвоєно індекс “1”. Третій етап характеризується переходом механізму з крайнього лівого положення, біля бічної стінки виїмки, в крайнє праве положення (рис. 2.13, г), біля протилежної стінки виїмки в ґрунті, при цьому характерні точки позначено індексом з цифрою “2”.

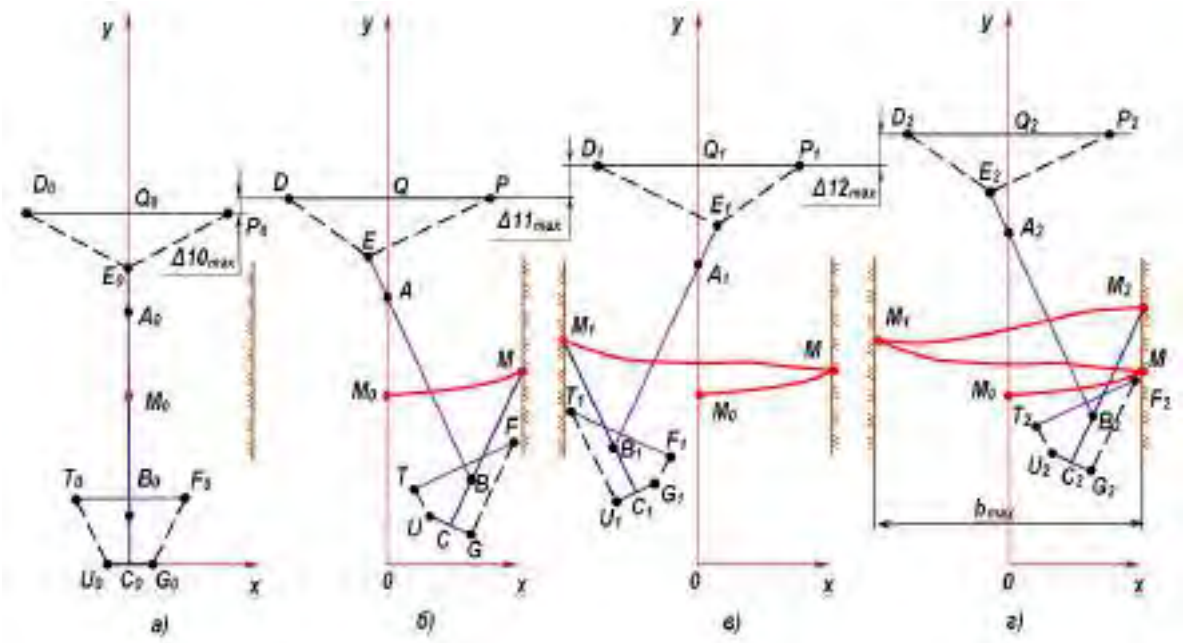


Рисунок 2.13 – Розрахункові схеми механізму подачі РО на забій:
а) початкове (вихідне) положення механізму – відповідає повздовжній вісі машини; б) перший етап – переміщення механізму з початкового положення в крайнє праве положення; в) другий етап – переміщення механізму з крайнього правого в крайнє ліве положення; г) третій етап – переміщення механізму з крайнього лівого в крайнє праве положення

Характерними точками будемо вважати зв’язки (шарнірні з’єднання) рухомих і нерухомих ланок механізму подачі РО на забій.

Перед отриманням аналітичної залежності *y=f(x)*, визначимось з правилом знаків для кінематичної схеми механізму бічного переміщення РО УЗМ (рис. 2.10).

Переміщення проміжної рами відносно шарніра *A*, а рами ротора

відносно ПР вважаємо додатнім при її відхиленні ліворуч від осі *y*, що співпадає з поздовжньою віссю машини. Переміщення ПР відносно шарніра *A*, а рами ротора відносно проміжної рами при її відхиленні від осі *y* праворуч вважаємо від'ємним.

Напрями осі *y* (поздовжнього переміщення шасі) та осі *x* (поперечного переміщення робочого органа) прийнято стандартними (рис. 2.13), тобто додатній напрям осі *x* – праворуч і додатній напрям осі *y* вгору.

Визначення параметрів положень шарнірних з'єднань (характерних точок) механізму віяльно-поступальної подачі робочого органа на забій в процесі його бічного переміщення в режимі розроблення широкої виїмки у ґрунті проведемо аналітичним методом координат планів, для цього введемо операторні функції [80, 81]. Операторна функція – це вираз виду $f(x_1,x_2\ldots x_n;y_1,y_2\ldots y_n)$, де f – умовне позначення конкретної операторної функції;

x_i – вхідні параметри функції, які визначаються до того, як відбувається звернення до неї;

y_i – вихідні параметри, що отримують у 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: радіусом R_1 із центра з координатами (a, b) та радіусом R_2 із центра з координатами (c, d). Розв'язується система рівнянь перетину двох кіл:

$$(x-a)^2+(y-b)^2=R_1^2;$$
$$(x-c)^2+(y-d)^2=R_2^2 \qquad (2.6)$$

Розв'язком системи рівнянь (2.6), є координати перетину двох кіл у точках *1* і *2*, які дорівнюють:

$$x_{1,2}=k_2+k_1\frac{-k_4\pm\sqrt{k_4^2-4k_3k_5}}{2k_3},$$
$$y_{1,2}=\frac{-k_4\pm\sqrt{k_4^2-4k_3k_5}}{2k_3} \qquad (2.7)$$

де, $k_1 = \frac{b-d}{c-a}$

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

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

$k_4 = 2(k_1 k_2 - a k_1 - b)$ 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. 2.13, б). Рівняння функції:

$$\frac{x - x_C}{x_U - x_C} = \frac{y - y_C}{y_U - y_C};$$
$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{CM}^2 \qquad (2.8)$$

мають розв’язки – координати точок перетину прямої і кола:

$$x_{1,2} = x_C \pm \frac{L_{CM}}{\sqrt{k_6}};$$
$$y_{1,2} = y_C \pm \frac{L_{CM}(x_C - x_U)}{\sqrt{k_6}(y_U - y_C)}, \qquad (2.9)$$

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

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

$$y - y_T = -\frac{x - x_T}{a};$$
$$(x - x_T)^2 + (y - y_T)^2 = L_{TF}^2. \quad (2.10)$$

Розв’язок системи рівнянь (2.10) відносно координат точок F_1 і F_2:

$$x_{1,2} = \frac{k_9 \pm \sqrt{k_9^2 - 4k_8k_{10}}}{2k_8};$$
$$y_{1,2} = y_T - \frac{x_{1,2} - x_T}{k_7} \quad (2.11)$$

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

$k_8 = k_7^2 + 1;$

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

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

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. 2.13, б). Рівняння прямої і кола складають систему:

$$\frac{x - x_C}{x_G - x_C} = \frac{y - y_C}{y_G - y_C};$$
$$(x - x_C)^2 + (y - y_C)^2 = L_{UC}^2. \quad (2.12)$$

Розв’язок системи рівнянь (2.12) відносно координат точок U_1 і U_2:

$$x_{1,2} = \frac{-k_{13} \pm \sqrt{k_{13}^2 - 4k_{12}k_{14}}}{2k_{12}};$$
$$y_{1,2} = k_{10}x_{1,2} + k_{11}, \quad (2.13)$$

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 $L(x_1, y_1, x_2, y_2; L)$,

$$L_{1,2} = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \qquad (2.14)$$

Дослідженню руху важільного механізму бічної подачі РО на забій на першому етапі (рис. 2.13, а) передує визначення:

- координат характерних точок рами робочого органу та проміжної рами і елементів їх конструкцій у початковому 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_{A0D0}, L_{A0P0}, L_{A0E0}, L_{A0B0}, L_{B0T0}, L_{B0F0}, L_{B0U0}, L_{B0G0}, L_{B0C0};

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

Виходячи з конструктивних міркувань визначаються максимально допустимі переміщення штоків: $\Delta 20_{max}$ гідроциліндра *7* і $\Delta 30_{max}$ гідроциліндра *5*.

Розрахунок положень точок у проміжних положеннях на першому етапі виконується в циклі i=1…n, де n – число положень. Переміщення штоків, яке відповідає переходу механізму від одного до іншого положення, становить $k_{\Delta 2} = \Delta 20_{max}/n$ і $k_{\Delta 3} = \Delta 30_{max}/n$, при цьому корма базового шасі разом з точками *D*, *P* і *A* переміститься на відстань $k_{\Delta 1} = \Delta 10_{max}/n$. Величина $\Delta 10_{max}$ задається виходячи з характеристик базового шасі. Значення узагальнених координат в i-му положенні становлять: $\Delta 1_i = k_{\Delta 1} \cdot i$ – 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*.

За постійних значень абсцис точок *A* і *P* ординати цих точок в i-му положенні: $y_{Ai} = y_{A0} + \Delta 1_i$ і $y_{Pi} = y_{P0} + \Delta 1_i$. Положення штоків гідроциліндрів

визначаються відстанями $L_{PEi} = L_{P0E0}+\Delta 2_i$ і $L_{FGi} = L_{F0G0}+\Delta 3_i$. Послідовність розрахунків, які виконуються на першому етапі наведено 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}	$f1(x_{Pi},y_{Pi},L_{PEi},x_{Ai},y_{Ai},L_{A0E0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{Ei}=max(y_1,y_2)$
x_{Bi}, y_{Bi}	$f4(x_{Ai},y_{Ai},x_{Ei},y_{Ei},L_{A0B0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{Bi}=min(y_1,y_2)$
x_{Fi}, y_{Fi}	$f1(x_{Ai},y_{Ai},L_{A0F0},x_{Bi},y_{Bi},L_{B0F0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{Fi}=max(x_1,x_2)$
x_{Gi}, y_{Gi}	$f1(x_{Fi},y_{Fi},L_{FGi},x_{Bi},y_{Bi},L_{B0G0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{Gi}=min(y_1,y_2)$
x_{Ci}, y_{Ci}	$f1(x_{Gi},y_{Gi},L_{C0G0},x_{Bi},y_{Bi},L_{B0C0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{Ci}=min(x_1,x_2)$
x_{Mi}, y_{Mi}	$f2(x_{Ci},y_{Ci},x_{Gi},y_{Gi},L_{C0M0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{Mi}>y_{Ci}$

Виконуючи розрахунки в напівциклі, фіксується положення $i=j$, для якого координата x_{Mi} найближча за значенням до величини $b/2$, де b – ширина виїмки в ґрунті. Значення $i=j$ відповідає крайньому правому положенню механізму (рис. 2.13, б). Положення штоків гідроциліндрів *6* і *8*, які характеризуються відстанями L_{TUj} і L_{DEj} є вихідними для дослідження руху механізму на другому етапі.

Розрахунок траєкторії точки M_1 на другому етапі здійснюється в напівциклі $i=1\ldots n$. Послідовність розрахунків наведено в таблиці 2.2. Завершується розрахунок у положенні k, де $1<k\leq n$ і відповідає значенню абсциси точки M_1: $x_{C1}\geq -B/2$ (рис. 2.13, в). Значення координат x_{F1k}, y_{F1k}, x_{G1k}, y_{G1k}, точок F_1 і G_1 в k – му положенні механізму є вихідними для розрахунку 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}	$f1(x_{U1i},y_{U1i},L_{C0U0},x_{B1i},y_{B1i},L_{B0C0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{C1i}>x_{U1i}$
x_{M1i}, y_{M1i}	$f2(x_{C1i},y_{C1i},x_{U1i},y_{U1i},L_{C0M0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{M1i}>y_{C1i}$
x_{F1i}, y_{F1i}	$f3(x_{A1i},y_{A1i},x_{B1i},y_{B1i},x_{T1i},y_{T1i},L_{F0T0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{F1i}>x_{T1i}$
x_{G1i}, y_{G1i}	$f4(x_{C1i},y_{C1i},x_{U1i},y_{U1i},L_{G0C0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{G1i}>x_{C1i}$

На третьому етапі розрахунок (рис. 2.13, г) відбувається у напівциклі i=1…n. Послідовність розрахунків наведено в таблиці 2.3. Завершується розрахунок у положенні m, де значення абсциси x_{M2i} точки M_2 є найближчим до величини $b/2$.

Ординати точки M, як функція поточної координати x визначається апроксимацією набора за методом найменших квадратів [82] використовуючи поліном третього ступеня:

$$f(x) = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 (x)^2 + \beta_3 (x)^3, \qquad (2.15)$$

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 $b/2$

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}	$f1(x_{P2i},y_{P2i},L_{P2E2i},x_{A2i},y_{A2i},L_{A0E0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{E1i}=max(y_1,y_2)$
x_{B2i}, y_{B2i}	$f4(x_{A2i},y_{A2i},x_{E2i},y_{E2i},L_{A0B0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{B1i}=min(y_1,y_2)$
x_{F2i}, y_{F2i}	$f1(x_{A2i},y_{A2i},L_{A0F0},x_{B2i},y_{B2i},,L_{B0F0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{F2i}>x_{B2i}$
L_{F2G2i}	$L_{F1G1k}+\Delta 32_i$	
x_{G2i}, y_{G2i}	$f1(x_{F2i},y_{F2i},L_{F2G2i},x_{B2i},y_{B2i},,L_{B0G0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{G2i}<y_{B2i}$
x_{C2i}, y_{C2i}	$f1(x_{G2i},y_{G2i},L_{C0G0},x_{B2i},y_{B2i},,L_{B0C0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$x_{C2i}<x_{G2i}$
x_{M2i}, y_{M2i}	$f2(x_{C2i},y_{C2i},x_{G2i},y_{G2i},L_{C0M0};x_1,y_1,x_2,y_2)$	$y_{M2i}<y_{C2i}$

Коефіцієнти поліному визначаються за допомогою функції linfit системи автоматизованого проектування Mathcad [83]:

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

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

Залежність для розрахунку ординати точки M_1, як функції поточної координати x, на другому етапі (рис. 2.13, в), може бути виражена рівнянням:

$$f1(xM_1) = \beta 1_0 + \beta 1_1 x_{M1} + \beta 1_2 (x_{M1})^2 + \beta 1_3 (x_{M1})^3. \qquad (2.16)$$

Залежність для розрахунку ординати точки M_2, як функції поточної координати x, на третьому етапі (рис. 2.13,г), може бути виражена рівнянням:

$$f2(xM_2) = \beta 2_0 + \beta 2_1 x_{M2} + \beta 2_2 (x_{M2})^2 + \beta 2_3 (x_{M2})^3. \quad (2.17)$$

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

$$f'(x) = \beta_1 + 2\beta_2 \cdot x + 3\beta_3 \cdot (x)^2, \quad (2.18)$$

$$f''(x) = 2\beta_2 + 6\beta_3 \cdot x\ . \quad (2.19)$$

Товщину стружки δ, яка зрізується ріжучими крайками ківшів ротора при розроблені широкої виїмки можна виразити рівнянням:

$$\delta(x) = f2(x) - f1(x) \quad (2.20)$$

2.6.2 Комп’ютерне моделювання переміщення РО УЗМ в забої

Синтез механізму віяльно-поступального переміщення робочого органу УЗМ в забої проведено для натурного зразка.

Вихідні параметри, які визначають положення робочого органу (натура):

- 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…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 базі моделі УЗМ визначено положення характерних точок РО в забої, що переміщується важільним двошарнірним механізмом подачі в прийнятій системі координат (рис. 2.13, 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).

Програма розрахунку функціонування механізму подачі робочого органу УЗМ за експериментальними даними викладена в Додатку Б.

2.6.3 Аналіз функціонування важільного механізму подачі РО при розробленні широких виїмок. Відповідність розрахованої траєкторії переміщення робочого органу УЗМ, до проектної (“ідеальної”) при виключенні переміщення шасі

Графічне відображення проектної траєкторії руху описової точки *M* ківшів РО в забої за повний цикл переміщення РО при виключенні переміщення машини (*Ve = 0*) відображено на рис. 2.14.

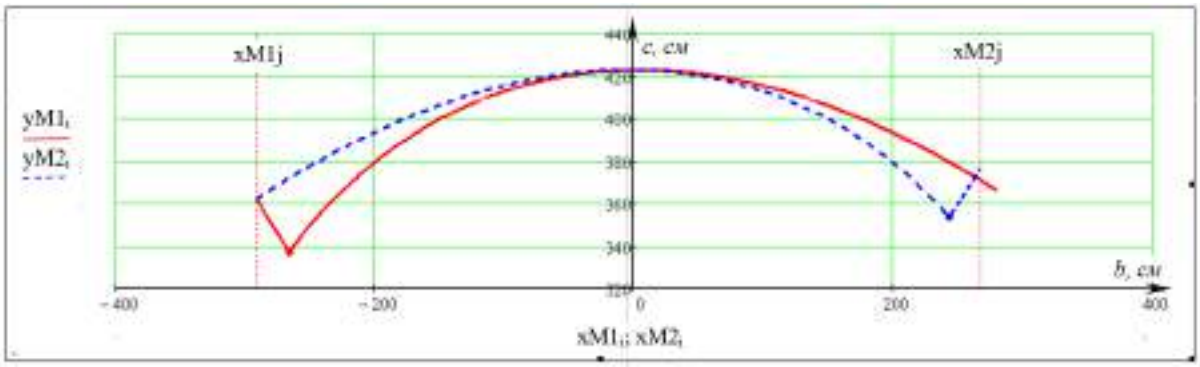


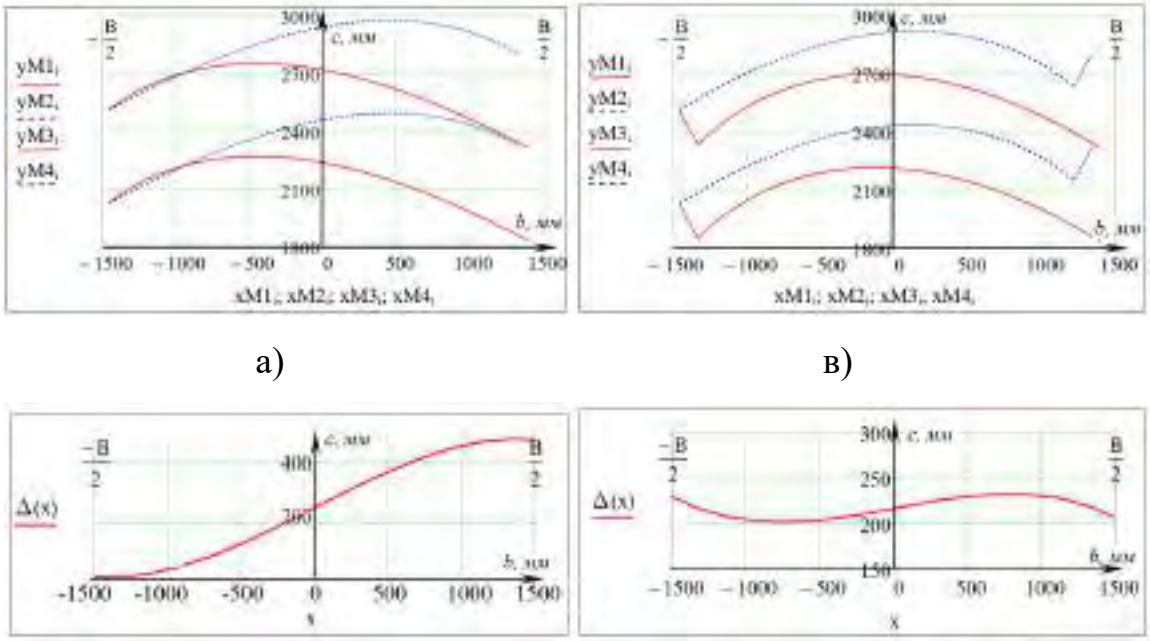
Рисунок 2.14 – Траєкторія точки *M* в координатах переміщення *xMi*, *yMi* при виключенні руху шасі (*Ve = 0*)

Аналіз відповідності проектної (заданої) траєкторії переміщення (рис. 2.11) описової точки *M* ківшів робочого органу з розрахунковою (рис. 2.14) свідчить про те, що ці траєкторії подібні, а запропонований важільний механізм подачі РО на забій забезпечує переміщення його ланок по заданій траєкторії руху у вигляді лемніскати Бернуллі.

Графічне відображення розрахункової проектної траєкторії переміщення описової точки *M* ківшів РО в забої відображено на рис. 2.15: без довертання проміжної рами (а) та з її довертанням (б).

Аналіз траєкторій, що виражені графіком переміщення описової точки *M* (рис. 2.15, б) в процесі розроблення ґрунту без довертання ПР на протязі напівциклу свідчить про нерівномірний розподіл товщини стружки, що зрізується по ширині забою (рис. 2.15, а), товщина стружки мінімальна на початку напівциклу і досягає максимуму в його кінці. Нерівномірний

розподіл товщини стружки обумовлює нерівномірність силового навантаження робочого органу від дії зовнішніх сил різання ґрунту. Для зменшення нерівномірності зовнішніх навантажень на РО необхідно в кінці кожного напівциклу виконати технологічну зупинку переміщення штоків гідроциліндрів *5* і *6* рами РО з подальшим переміщенням штоків гідроциліндрів *7* і *8* ПР тобто виконати довертання проміжної рами робочого органу.



а) в)

б) г)

Рисунок 2.15 – Траєкторія описової точки *M* в координатах її переміщення *xMi*, *yMi* та товщина стружки *Δ* за напівцикл (*Ve = const, Vбп = const*) отримані розрахунковим шляхом: а, б – без довертання ПР; в, г – з довертанням ПР

Аналіз траєкторії, яка виражена описовою точкою *M* (рис. 2.15, г), при розробленні ґрунту з довертанням проміжної рами РО за напівцикл, свідчить про те, що РО переміщається паралельно до вісі ОХ, а розподіл товщини стружки залишається практично незмінним по усій ширині виїмки у ґрунті (рис. 2.15, в). Рівномірний розподіл товщини стружки визначає рівномірність силового навантаження від дії зовнішніх сил різання ґрунту на РО.

За результатами кінематичного аналізу дволанкового, двошарнірного важільного механізму РО, під час копання ґрунту в режимі віяльно-поступальної подачі на забій, встановлено:

- ґрунт розробляється стружками незмінної товщини на протязі робочого напівциклу за умови, що траєкторії переміщення ґрунторозробного РО в забої за кожен напівцикл коливального руху паралельні між собою не залежно від величини швидкостей V_e та $V_{бп.}$;

- коригування траєкторії фактичного переміщення РО в забої в процесі копання ґрунту може здійснюватися шляхом довороту проміжної рами в кінці кожного напівциклу зворотньо-поступального (коливального) переміщення робочого органу;

- тривалість та величина випереджаючої подачі РО на забій, в залежності від швидкості V_e подачі машини за рахунок довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу, визначається величиною співвідношення V_e / $V_{бп}$ і має бути визначена експериментально.

2.7 Алгоритм забезпечення циклічного зворотно-поступального переміщення ланок механізму бічної подачі РО на забій

Результати проведеного кінематичного синтезу механізму циклічного зворотно-поступального переміщення РО УЗМ, синтезу алгоритму функціонування РО дають можливість обґрунтовано розробити алгоритм керування рухом ланок створеного механізму.

Розглянемо принципову гідравлічну схему гідрооб’ємного приводу переміщення ланок механізму (рис. 2.16). Підключення до насосної станції гідроциліндрів приводу ПР – ланка *m* і рами РО – ланка *n* аналогічні. Робоча рідина подається, регульованим насосом Н1 в нагнітальну магістраль гідроприводу. Залежно від положення золотника електричного гідророзподільника Р1, рідина поступає у відповідну порожнину гідроциліндрів Ц1 і Ц2 (рис. 2.16). Захист системи від перевантажень здійснюється налаштуванням переливного клапана КП1. При відсутності керуючих сигналів на розподільник Р1, розвантаження гідросистеми відбувається за рахунок розподільника Р3, який пов’язаний з Р1 згідно електричної схеми.

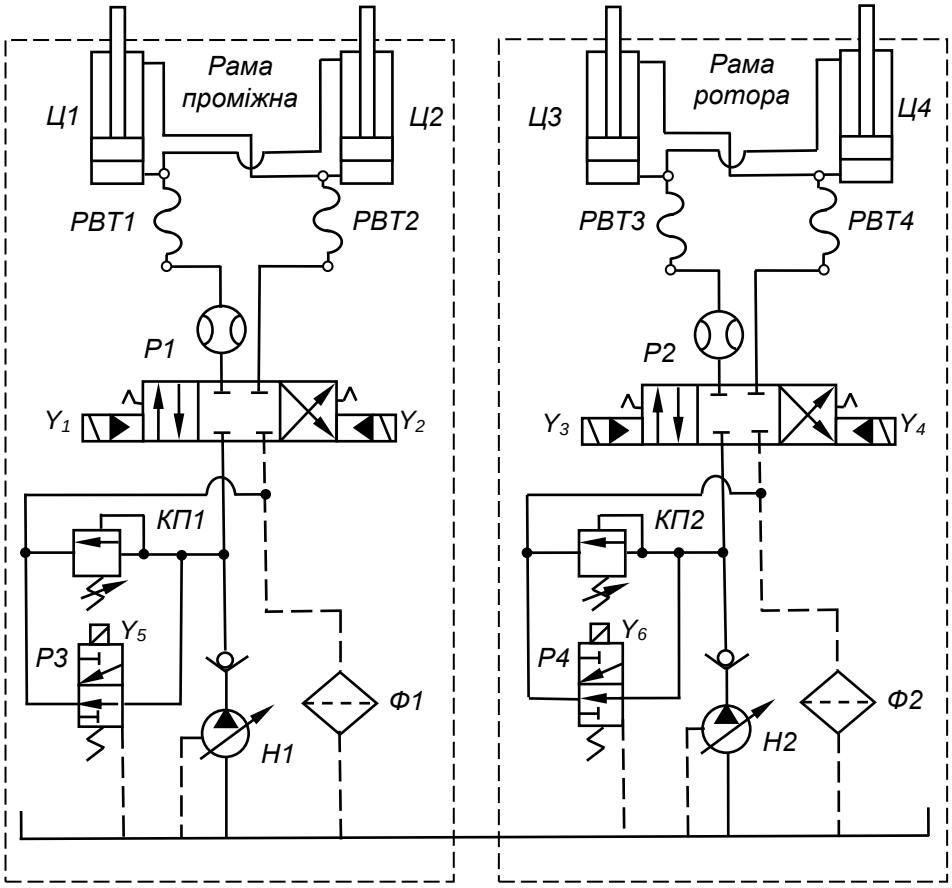
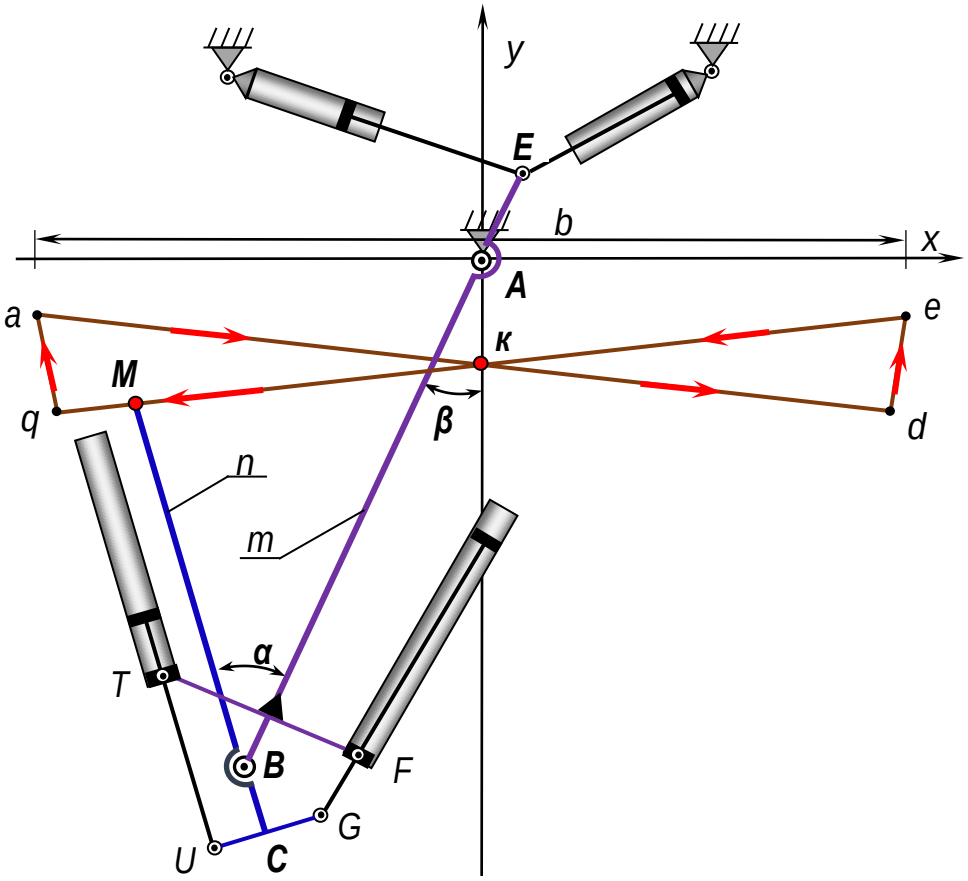


Рисунок 2.16 – Принципова гідравлічна схема механізму віяльно-поступального руху робочого органу УЗМ

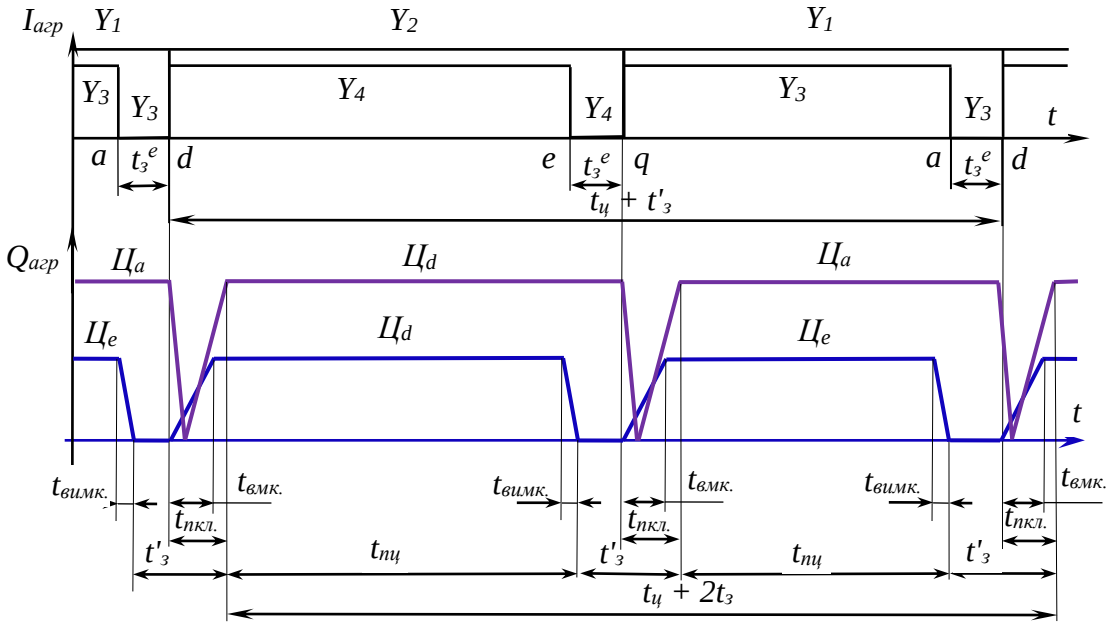
Для забезпечення заданого руху точки *M*, що знаходиться на вісі ріжучих периметрів на рівні денної поверхні ґрунту по заданій траєкторії, необхідно реалізувати наступний порядок роботи гідросистеми.

Ланки *m* і *n* встановлюються вздовж поздовжньої вісі машини *OY,* тобто $\alpha = \beta = 0$ (рис. 2.16, а).

З одночасною подачею електричного сигналу на електромагніти Y1 і Y3 в роботу включаються золотники Р1 і Р2 (рис. 2.16) завдяки чому робоча рідина поступає в поршневі порожнини гідроциліндрів Ц1 і Ц3 та штокові порожнини – Ц2 і Ц4. Ланки *m* і *n* рухаються таким чином, що точка *M* знаходиться на ділянці *к* – *q* (рис. 2.17).



а)



б)

Рисунок 2.17 – Алгоритм керування робочим процесом УЗМ з вирівнюванням товщини стружки

При досягненні точкою *M* межі ділянки *к – q*, який відповідає координаті $x = b/2$, електричний сигнал з електромагніта Y3 знімається і подача рідини в гідроциліндри Ц3 і Ц4 призупиняється. За рахунок продовження руху ланки *m* протягом деякого часу $t_з$, точка *M* описує дугу кола радіусом *b/2* відносно точки *A*. Таким чином на ділянці *q – a* (рис. 2.17) здійснюється випереджувальне довертання РО на необхідний кут 2γ, який відповідає певній швидкості поздовжньої подачі машини V_e, яка обумовлює величину співвідношення

$$\text{tg}\,\gamma = V_e / V_{бп}\,, \qquad (2.21)$$

де, V_e – швидкість поздовжньої подачі машини;

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

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

$$tg\,\gamma = \frac{b \cdot t_з}{12 \cdot R_m \cdot t_{пц}}\,, \qquad (2.22)$$

де, *b* – ширина котловану;

R_m – довжина ланки *m*;

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

При суміщенні робочих рухів в процесі копання широкої виїмки можлива розробка забою стружками ґрунту рівномірної товщини в горизонтальній площині за умови виконання рівності:

$$t_з = \frac{12 V_e \cdot R_m \cdot t_{пц}}{b \cdot V_{бп}}, \qquad (2.23)$$

Таким чином, шляхом керування електророзподільниками за розглянутим алгоритмом, можна здійснювати керування робочим процесом переміщення РО. Розробка забою стружками рівномірної товщини в горизонтальній площині відбувається, за умови адекватної зміни часу затримки $t_з$ відповідно швидкості переміщення (подачі) машини V_e.

Алгоритм керування бічним переміщенням РО в забої (зокрема (2.24), (2.25)) враховує фактичний час $t_з$ випереджаючої подачі, який можна

відобразити у наступному вигляді:

$$t_з = t_з^е + \Delta t_з, \quad (2.24)$$

де, $t_з^е$ – час затримки подачі управляючого електромагнітного сигналу (рис. 2.17 б);

$\Delta t_з$ – сумарна похибка спрацювання виконавчих механізмів.

Похибку спрацювання $\Delta t_з$ можна записати як алгебраїчну суму складових:

$$\Delta t_з = \Delta t_е + \Delta t_{ем} + \Delta t_г + \Delta t_м \quad (2.25)$$

де, $\Delta t_е$ – запізнення подачі сигналу в електричному блоці керування;

$\Delta t_{ем}$ – час спрацювання елементів електромагнітів гідрооб'ємної системи;

$\Delta t_г$ – наявність перехідних процесів в гідросистемі, які включають час повного відкриття золотника, час включення виконавчого елемента (гідроциліндрів); час зростання тиску в трубопроводах;

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

Враховуючи, що тривалість часу затримки є досить малою ($t_з \approx 1$ *с*), необхідно враховувати усі наведені похибки. Подібні задачі можливо вирішити шляхом створення і дослідження математичної моделі механізмів [84]. У зв'язку з тим, що фізика взаємодії РО з забоєм і базового шасі з поверхнею ґрунту повністю не з'ясовані, характеристики усіх агрегатів гідросистеми [84] відсутні, а також наявність неголономних зв'язків механічної системи [85], на даному етапі поставлену задачу аналітичним шляхом вирішити не можливо. Тому програма керування тривалістю довертання ПР в залежності від швидкості подачі машини в забої має базуватися на експериментально встановленій функціональній залежності $t_з = f(V_е)$.

Прийнявши припущення про сталість сумарної похибки спрацювання виконавчих механізмів

$$\Delta t_з = const \quad (2.26)$$

задачу можливо вирішити розрахунково-експерементальним шляхом [86, 87].

Висновки до розділу 2.

1. У результаті кінематичного синтезу визначено раціональну траєкторію руху ріжучих периметрів РО на рівні вісі ротора в горизонтальній площині. Встановлено, що для розроблення забою заданої ширини стружками ґрунту рівномірної товщини в плані, траєкторія руху ріжучих периметрів ківшів роторного РО відносно вісі базового шасі має бути наближеною до лемніскати Бернуллі. При цьому величина випереджаючої подачі є функцією від швидкості переміщення шасі і ширини виїмки, що розробляється.

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

3. Теоретично обґрунтовано компонувальну схему механізму бічного переміщення РО. Визначено алгоритм керування ланками механізму бічного переміщення РО, що забезпечує переміщення РО в забої за заданою траєкторією руху.

4. Розроблено математичну модель механізму переміщення робочого органу УЗМ, що забезпечує вирівнювання та мінімізацію зовнішніх навантажень на робочому органі в процесі копання ґрунту.

Таким чином, синтезовано механізм бічного переміщення РО, що здійснює рух його ланок за визначеною траєкторію і тим самим забезпечує розробку забою стружками ґрунту рівномірної товщини в горизонтальній площині та підвищення продуктивності машини в 1,9 – 2 рази.

РОЗДІЛ 3
МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ

3.1 Мета і методи експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень РО УЗМ була перевірка результатів теоретичних досліджень робочого обладнання машини на предмет відповідності реальних переміщень моделі ґрунторозробного роторного робочого органу в забої встановленій необхідній траєкторії руху, що забезпечує вирівнювання та мінімізацію зовнішніх навантажень на ньому та встановлення тривалості довертання проміжної рами від швидкості подачі машини, що забезпечує необхідне вирівнювання товщини стружки.

Досягнення поставленої мети шляхом проведенням комплексу експериментальних досліджень на натурних зразках робочого органу і машини у цілому є завданням достатньо складним, матеріально та фінансово високовитратним. Тому, у якості основних методів досліджень в дисертаційній роботі використовувались методи подібності та фізичного моделювання [88 - 91] із наступною обробкою отриманих результатів дослідження методами кореляційного та регресійного аналізу.

Використання зазначених методів в процесі виконання досліджень дозволило отримати достатньо повну і об’єктивну інформацію про якісні та кількісні характеристики взаємодії робочого обладнання УЗМ із розроблюваним середовищем (ґрунтом), визначити параметри силового навантаження РО і машини в цілому в широких діапазонах зміни вихідних параметрів.

При виконанні робіт [27, 28] з використанням результатів досліджень [90, 91] була вирішена задача визначення критеріїв подібності, що характеризують ідентичність робочих процесів на “натурному зразку” та “фізичній моделі” для роторних РО землерийних машин безперервної дії. З використанням отриманих критеріїв подібності отримано залежності

для визначення масштабних коефіцієнтів перерахунку величин, що досліджуються, від “моделі” до “натури”, або навпаки. При створенні фізичної моделі робочого обладнання УЗМ в якості вихідного прийнято масштаб моделювання лінійних величин $\mu_l = 5$. Значення решти параметрів, що моделюються, розраховуються відповідно до відомих залежностей [27,28,91].

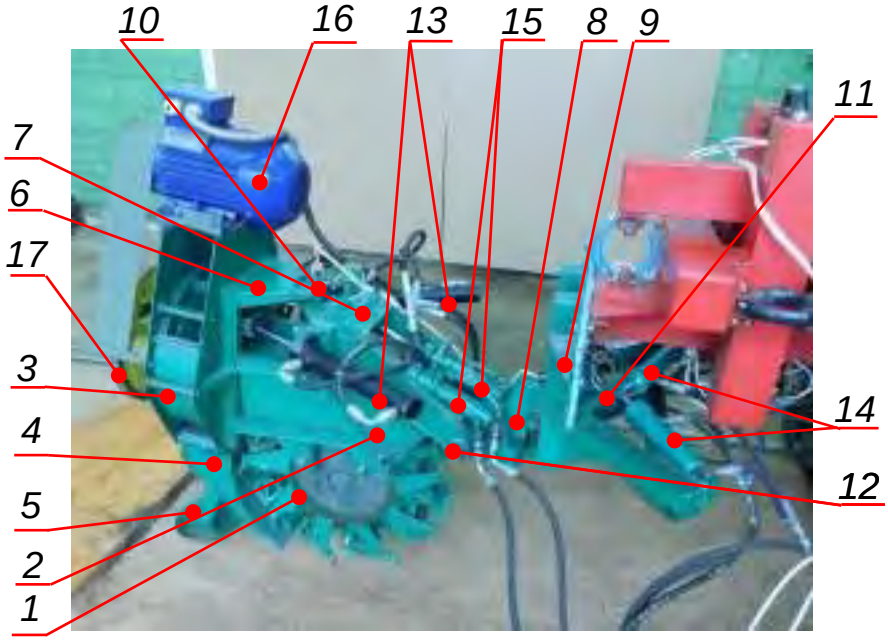
3.1.1 Об’єкт експериментальних досліджень

Об’єктом досліджень є роторний робочий орган УЗМ безперервної дії з відцентровим розвантаженням ківшів, який призначений для відривання виїмок різних лінійних розмірів без зміни конструктивних параметрів робочого обладнання в різних ґрунтових умовах.

Модель робочого обладнання (М 1:5) (рис. 3.1) виготовлена відповідно до рекомендацій з формування компонувальної схеми УЗМ [27, 28, 91].

Модель робочого обладнання УЗМ, конструктивна схема якої відображена на рис. 3.1 складається з ківшевого роторного РО 1, рами РО 6, проміжної рами 7, рами передньої 8, силових гідроциліндрів 13 повороту рами РО і гідроциліндрів 14 повороту рами проміжної. Рама РО з’єднана з ПР за допомогою вертикального шарніра 10. Проміжна рама 7 з’єднана з базовим шасі через раму передню 8 за допомогою горизонтального шарніра 12, яка в свою чергу з’єднана з тензопідвіскою 9 з допомогою датчиків якої заміряються параметри просторової дії зовнішніх сил на робочий орган в процесі копання ґрунту.

Несучою конструкцією робочого органу є центральний барабан з редуктором. По зовнішньому периметру барабана з певним кроком розміщені дев’ять ківшів. Ріжучі периметри ківшів жорстко закріплені на центральному барабані, до яких шарнірно прикріплені конструкції самих ківшів [39]. Привод ківшевого ротора – гідрооб’ємний. Крутний момент на ротор передається від гідромотора 18 через конічний редуктор, який вмонтовано у маточину привода ротора.



а)

б)

Рисунок 3.1 – Конструктивна схема фізичної моделі робочого обладнання УЗМ

а – вид справа; б – вид зліва;

1 – ківшевий ротор; 2 – захисний кожух; 3 – лопатевий роторний метальник; 4 – зачисний башмак; 5 – опорна лижа; 6 – рама РО; 7 – проміжна рама; 8 – рама передня; 9 – тензопідвіска; 10, 11 – вертикальні шарніри; 12 – горизонтальний шарнір; 13 – гідроциліндри повороту рами РО; 14 – гідроциліндри повороту ПР; 15 – гідроциліндри підйому-опускання РО; 16 – електродвигун приводу метальника; 17 – ланцюгова передача; 18 – гідромотор приводу ківшевого ротора.

За допомогою кронштейнів ротор кріпиться до рами робочого органа 6. Ширина ротора РО – 126 мм, діаметр по краю різців – 500 мм. Відстань від вісі обертання ротора до приймального вікна грунтового метача – 127 мм.

Ківшевий ротор РО 1 оснащений захисним кожухом 2, який забезпечує направлення потоку розробленого ґрунту, що транспортується ківшами, в метальник 3. Захисний кожух 2 це суцільнозварна металоконструкція, яка складається з двох бічних стінок, які з’єднані з криволінійною стінкою. Захисний кожух 2 встановлюється на рамі РО 6 таким чином, щоб при копанні виїмок різної глибини криволінійна стінка знаходилась на необхідній висоті над поверхнею ґрунту.

Лопатевий роторний метальник 3 встановлено на рамі РО 6 перпендикулярно площині обертання ротора. Метальник забезпечує відведення розробленого РО потоку ґрунту, який виходить з ківшів, в бік від розробленої виїмки на задану відстань та компактного укладення ґрунту в бруствер. Лопатевий метальник 3 має відносно легку і компактну конструкцію. Привод метальника здійснюється від асинхронного електричного двигуна 16 через ланцюгову передачу 17. Регулювання дальності викиду ґрунту забезпечується за рахунок переміщення кожуха. Приводи ротора 1 і лопатевого метальника 3, на “натурному зразку”, передбачається забезпечувати завдяки використанню гідрооб’ємної передачі з диференціальним розподілом потоку робочої рідини на ротор і метальник.

Під час обертання ротора 1, ґрунт в забої розробляється встановленими на ріжучих периметрах ківшів різцями, а ківшами транспортується на розвантаження в метальник 3. Розвантаження ківшів в метальник – відцентрове. Направлений викид ґрунту з ківшів ротора в приймальне вікно метальника забезпечується захисним кожухом 2. Викид розробленого ґрунту із забою в бруствер здійснюється метальником 3.

Ґрунторозробний робочий орган обладнано зачисним башмаком 4, який встановлено за ротором 1 під метальником 3. Зачисний башмак призначений для зачищення дна забою від грунту, що осипався з ківшів ротора та передачі

частини маси робочого обладнання, через опорну лижу 5, на дно забою завдяки чому забезпечується часткове розвантаження шасі машини. Опорна лижа 5 шарнірно кріпиться до зачисного башмака 4 і має тарілчасту форму. При відриванні траншеї платформа 5 змінює свою форму на прямокутну і встановлюється у фіксованому положенні.

Заглиблення ротора в ґрунт для відривання виїмок, а також переведення РО з транспортного положення в робоче і навпаки здійснюється гідроциліндрами підйому-опускання робочого органа 15 шляхом його повороту відносно горизонтального шарніра 12 встановленого на рамі передній 8, яка вертикальним шарніром 11 з’єднана з тензопідвіскою 9, через монтажну плиту візка стенда.

РО оснащено двошарнірним механізмом бічного переміщення, який включає в себе раму РО 6 з встановленими на ній ківшевим ротором 1 та лопатевим метальником 3, проміжну раму 7 яка горизонтальним шарніром 12 з’єднана з рамою 8, жорстко закріплену на тензопідвісці 9, що імітує корму базового шасі машини. Рама ротора 6 і проміжна рама 7 переміщаються відносно поздовжньої вісі РО, в плані, з допомогою індивідуальних пар силових гідроциліндрів 13 і 14, які приводяться в дію окремим гідронасосом.

Індивідуальні регульовані гідроприводи механізму бічного переміщення рами РО 6 та проміжної рами 7 дають можливість виконати експериментальні дослідження механізмів в широкому діапазоні зміни вхідних параметрів та їх комбінацій. Швидкості бічного переміщення рам 6 і 7 визначаються швидкостями переміщення штоків гідроциліндрів повороту рами ротора 6 та проміжної рами 7, що фіксуються спеціальними датчиками.

Під час відривання широких протяжних виїмок в режимі бічної подачі РО на забій суміщеного з поступальним переміщенням базового шасі (візка стенда) рама ротора та проміжна рама, за допомогою пар силових гідроциліндрів 14 і 13, здійснюють коливальний віяльний рух навколо вісей шарнірів 10 і 11, відповідно. Завдяки зміні величини кутів повороту рами ротора і проміжної рами відносно поздовжньої вісі машини в горизонтальній

площині забезпечується розроблення широких виїмок різної ширини.

Увімкнення гідроциліндрів повороту проміжної рами 14 і рами ротора 13 (рис. 3.1), а також тривалість їх роботи, забезпечується кінцевими вимикачами 1, що встановлені відповідним чином (рис. 3.2) через релейний блок синхронізації бічного переміщення рам робочого органу.

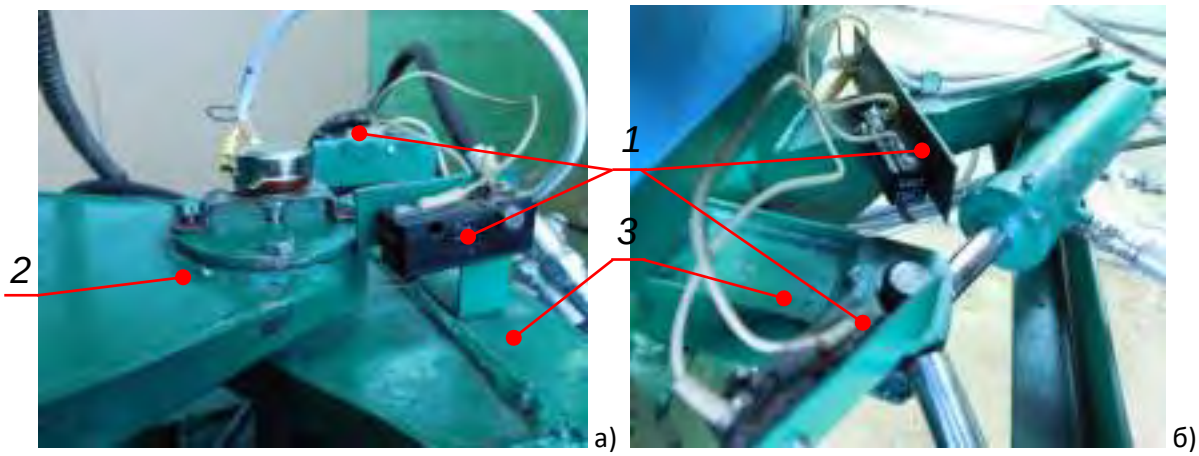


Рисунок 3.2 – Встановлення кінцевих вимикачів:

а) – повертання рами РО; б) – повертання ПР;

1 – вимикачі кінцеві; 2 – рама ротора; 3 – проміжна рама.

Під час розроблення широких виїмок у ґрунті в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій гідроциліндри повороту проміжної рами 14 і рами ротора 13 (рис. 3.1) працюють синхронізовано, а тривалість роботи будуть однаковими. Можлива розсинхронізація руху рам, коли тривалість переміщення штоків гідроциліндрів проміжної рами 7 буде більшим, ніж тривалість переміщення гідроциліндрів повороту рами ротора 6, завдяки чому здійснюється регульоване довертання проміжної рами і тим самим забезпечується вирівнювання товщини стружки ґрунту, що розробляється під час копання широких виїмок.

3.2 Експериментальне обладнання для проведення досліджень

3.2.1. Стенд фізико-математичного моделювання робочих процесів ЗМ

Експериментальні дослідження робочого обладнання УЗМ проводились на самохідному стенді фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин [91, 93] (рис.3.3).

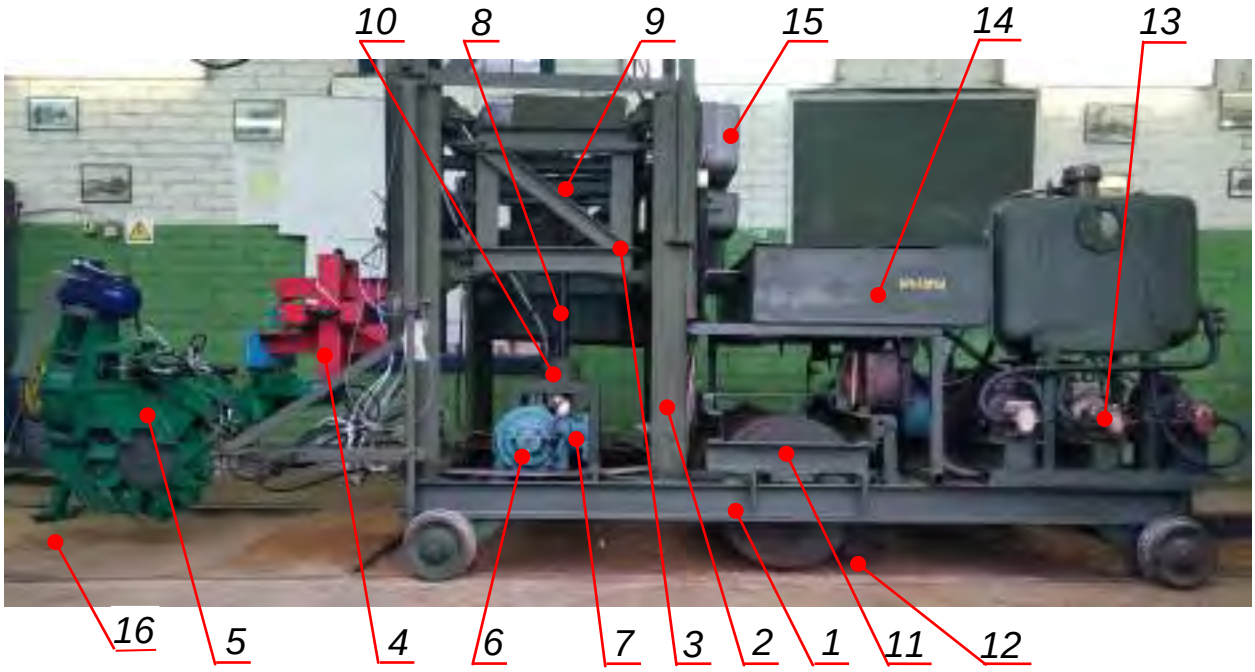


Рисунок 3.3 – Стенд фізико-математичного моделювання робочих процесів ЗМ:
1 – рама основна; 2 – рама направляюча; 3 – каретка рухома;
4 – тензопідвіска спеціальна; 5 – робочий орган; 6 – електродвигун;
7 – редуктор черв'ячний; 8 – гвинт ходовий; 9 – опора каретки кульова;
10 – опора кульова нижня; 11 – віброкоток; 12 – пристрій профілюючий;
13 – насосна станція; 14 – гідропанель; 15 – панель електропускачів;
16 – ґрунт модельний

Стенд фізико-математичного моделювання робочих процесів ЗМ [91, 93] (рис. 3.3) представляє собою самохідний тензометричний візок, встановлений на рейковому шляху ґрунтового каналу і виконаний у вигляді просторової ферми, що складається з рами основної 1, рами направляючої 2,

рухомої у вертикальному напрямку каретки 3, на якій через спеціальну тензометричну підвіску 4 монтується робочий орган 5, що досліджується. Вертикальне переміщення РО забезпечується спеціальним приводом каретки, який включає електродвигун 6, черв'ячний редуктор 7, ходовий гвинт 8 з гайкою, яка закріплена у верхній кульовій опорі каретки 9. Для передачі вертикальних навантажень від каретки на черв'як редуктора, нижній кінець ходового гвинта 8 впирається в нижню кульову опору 10, яка жорстко закріплена на основній рамі 1. Ходовий гвинт 8 з'єднаний з черв'ячним редуктором 7 через пружно-пальцеву муфту.

На основній рамі 1, крім рухомої каретки 3, змонтовано віброкоток 11, для ущільнення модельного ґрунту 16 з окремим профілюючим пристроєм 12, насосна станція стенда 13, гідропанель станції 14, панель електропускачів 15, блоки системи автоматичного керування робочим процесом випробуваного РО, пульт керування стендом та контрольно-вимірювальні прилади (рис.3.3).

Гідравлічна схема приводу стенда (рис. 3.4) включає в себе п'ять, незалежних між собою, безступенево регульованих в широкому діапазоні зміни параметрів гідроприводів, що використовуються для забезпечення подачі РО на забій, приводу обертання ротора, переміщення проміжної рами та рами ротора в просторі, зміни глибини виїмки, що відкопується.

Регульована подача робочої рідини до виконавчих механізмів стенда (гідромоторів і гідроциліндрів) забезпечується насосною станцією (рис. 3.5), що включає в себе бак гідравлічної рідини 1, два насоси з регульованою продуктивністю НАР-40/200 (2), два насоси НШ-10Е (3) і насос НШ-6 (4). Привід кожного з насосів здійснюється від індивідуального асинхронного електродвигуна 5 (рис. 3.6).

Регулювання швидкостей на виконавчих механізмах робочого обладнання, що досліджується, забезпечується безступеневою зміною продуктивності насосів НАР-40/200 2 (привод переміщення стенда та привод обертання ротора), а також дроселюванням потоків робочої рідини від трьох шестеренних насосів НШ через регулятори потоку МПГ-55-22.

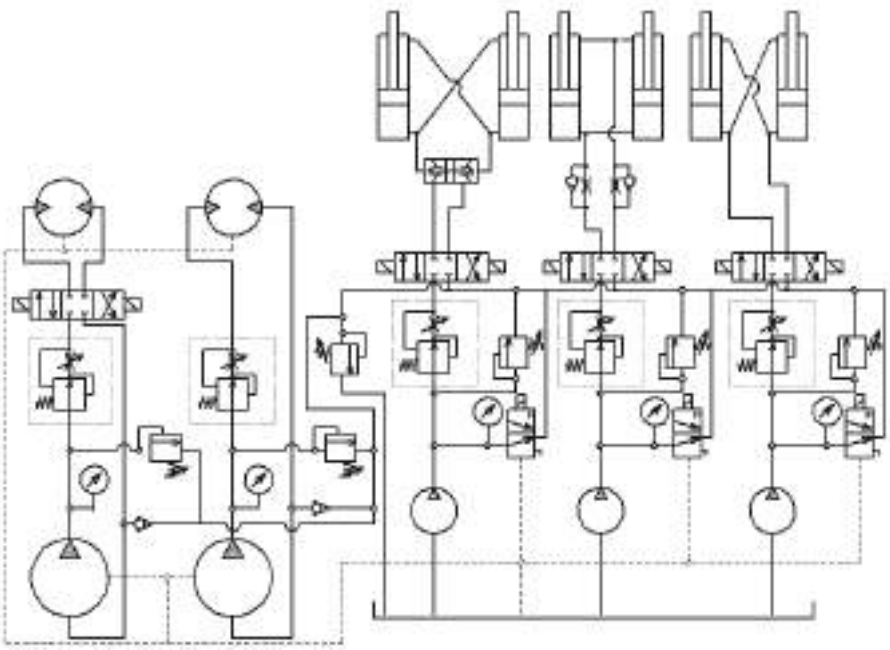


Рисунок 3.4 – Принципова гідравлічна схема приводу стенда фізико-математичного моделювання робочих процесів землерийних машин

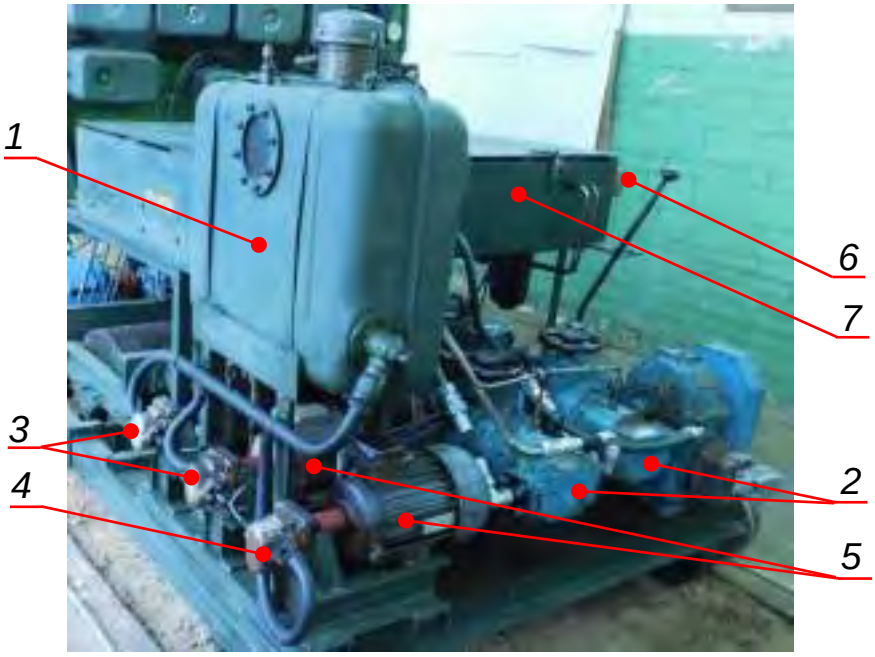


Рисунок 3.5 – Насосна станція стенда:

1 – бак гідравлічної рідини; 2 – насоси регульованої продуктивності НАР-40/200; 3 – насоси 3НШ-10Е; 4 – насос НШ-6; 5 – електродвигуни приводу насосів; 6 – розподільники потоку робочої рідини МПГ-55-22; 7 – панель гідравлічна.

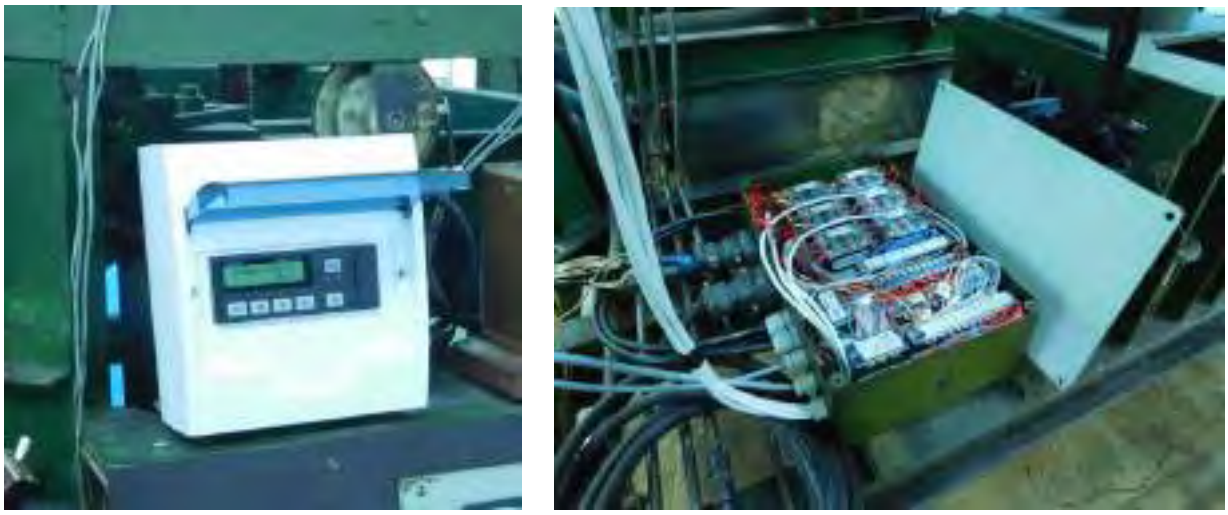
Рисунок 3.6 – Привод робочого обладнання стенду:

1 – коробка зміни передач; 2 – черв'ячний редуктор; 3 – гідромотор приводу переміщення (подачі) стенда; 4 – рейковий шлях; 5 – ґрунтовий канал.

Керування виконавчими механізмами стенду здійснюється з пульта керування (рис. 3.7) на якому встановлено автомати вмикання агрегатів насосної станції, механізмів переміщення каретки, контрольно-вимірювальних приладів, які забезпечують виведення РО, що досліджується, на визначений режим роботи.

Рисунок 3.7 – Пульт керування стенду

Центральною частиною блока є контролер (рис. 3.8. а), що здійснює керування роботою ґрунторозробного обладнання відповідно до закладеного в програму алгоритму.



а) б)

Рисунок 3.8 – Система керування стенда досліджень робочих процесів УЗМ: *а – контролер; б – блок комутації.*

Для зміни часу затримки $t_з$ (довертання проміжної рами на кут γ) використовується комп'ютер. Для цього розроблена програма роботи з використанням внутрішнього таймера. Контролер працює як задатчик часу $t_з$. Порядок роботи наступний. Електричний сигнал з кінцевих вимикачів (рис. 3.2), при закінченні руху рами ротора, подається на контролер. В роботу включається програма затримки повороту рами ротора за часом і тільки через заданий проміжок часу (час затримки $t_з$) відключається поворот проміжної рами. Таким чином, контролер працює в якості реле часу зі змінними часовими спрацюваннями в залежності від швидкості подачі РО на забій.

Описана функціональна схема роботи стенда досліджень робочих процесів УЗМ забезпечує:

- безступеневе регулювання швидкостей подачі РО на забій, різання ґрунту, зміни положення ротора в просторі в розрахункових діапазонах зміни параметрів, що їх визначає;

- стабільність швидкісних характеристик приводів у всьому діапазоні зміни параметрів приводів, при цьому відхилення швидкостей від заданих величин не перевищує 3 – 5%;

- безперервне вимірювання кінематичних та силових показників модельованих процесів як в встановлених так і в не встановлених режимах роботи;

- можливість здійснення автоматичного керування тривалістю затримки ($t_з$) повороту рами ротора в ході виконання експериментальних досліджень в залежності від швидкості подачі стенда.

3.3 Вимірювальні пристрої. Конструкція та схеми їх установки.

3.3.1 Універсальна тензометрична підвіска

Оцінка просторового силового навантаження робочого органу УЗМ, в процесі розробки ґрунту забою, потребує проведення замірів сил і моментів цих сил, що діють у просторі в трьох взаємно перпендикулярних площинах, що приведені до центру, який розташований в шарнірі кріплення ПР робочого обладнання до корми базового шасі. Вимірювання сил і моментів сил має проводитися безперервно, оскільки при переміщенні ротора по забою в режимі копання ґрунту силове навантаження робочого обладнання суттєво змінюється.

Для вимірювань зовнішніх сил і моментів цих сил, у ході проведення експериментальних досліджень, модель робочого органу УЗМ кріпиться до каретки стенда 6 за допомогою універсальної тензометричної підвіски (УТП) (рис. 3.9) [93]. Застосування УТП дозволяє з необхідною точністю виконати необхідні вимірювання зовнішніх сил та моментів цих сил, що діють на робоче обладнання.

УТП (рис. 3.9) включає в себе дві дзеркальні по виконанню суцільнозварні металоконструкції 1 і 2, кожна з яких складається з трьох взаємно перпендикулярних між собою зварних коробчастих балок [93]. Одна з металоконструкцій, 1, жорстко закріплена за допомогою з’єднувальної

плити 3 на рухомій каретці стенда. Через з'єднувальну плиту 4 з протилежного боку металоконструкції 2 кріпиться РО, який досліджується. Обидві металоконструкції об'єднані між собою кільцевими тензометричними ланками (ТЛ) 5. Ланки мають однакові з'єднувальні розміри. Кожна ТЛ кріпиться до металоконструкції 1 і 2 за допомогою кронштейнів 7, забезпечених індивідуальними сферичними шарнірами Ш-12. На робочих ділянках ланок певним чином наклеєні тензорезистори (ТР), які слугують вимірювальними елементами під час проведення випробувань.

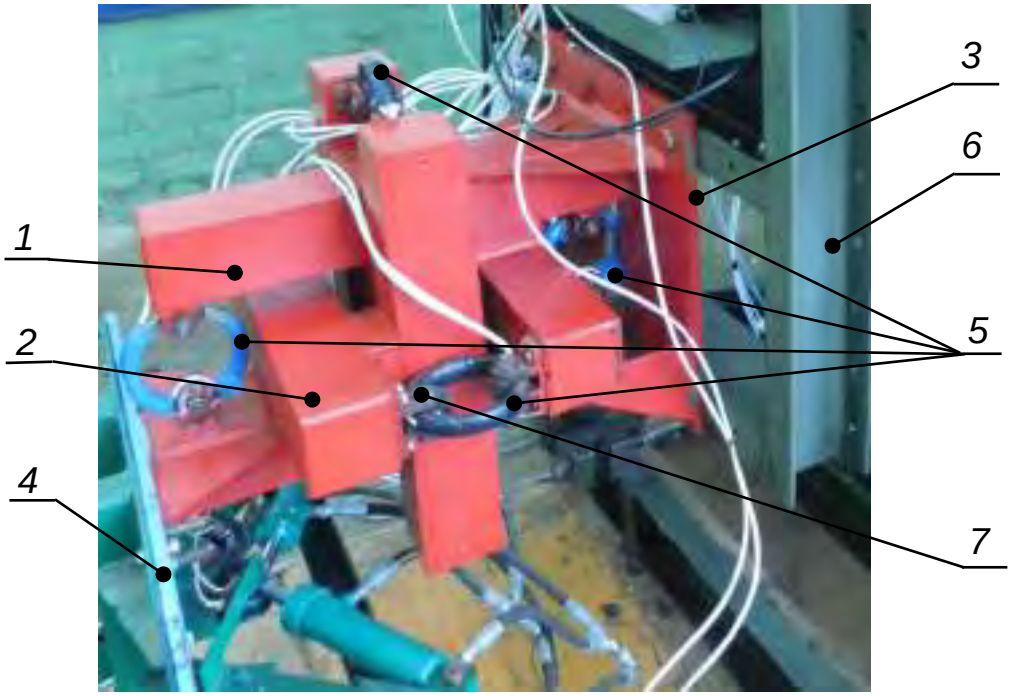


Рисунок 3.9 – Універсальна тензометрична підвіска (УТП):

1, 2 – металоконструкції УТП; 3 – з'єднувальна плита УТП;

4 – з'єднувальна плита РО; 5 – тензометричні ланки (ТЛ);

6 – рухома каретка стенда; 7 – кронштейни кріплення ТЛ.

Схема розташування тензоланок УТП відображено на рис. 3.10. Зазначимо, що тензоланки 1 і 2, розташовані у вертикальній площині *XOZ* таким чином, що їх поздовжні вісі Z_1 і Z_2 паралельні вісі *OZ*. Аналогічно встановлені тензоланки 3 і 4 в горизонтальній площині *XOY*, а також ланки 5 і 6 у вертикальні площині *YOZ*. Поздовжні вісі кожної тензоланки розташовані відносно геометричного центра тензопідвіски на однаковій відстані.

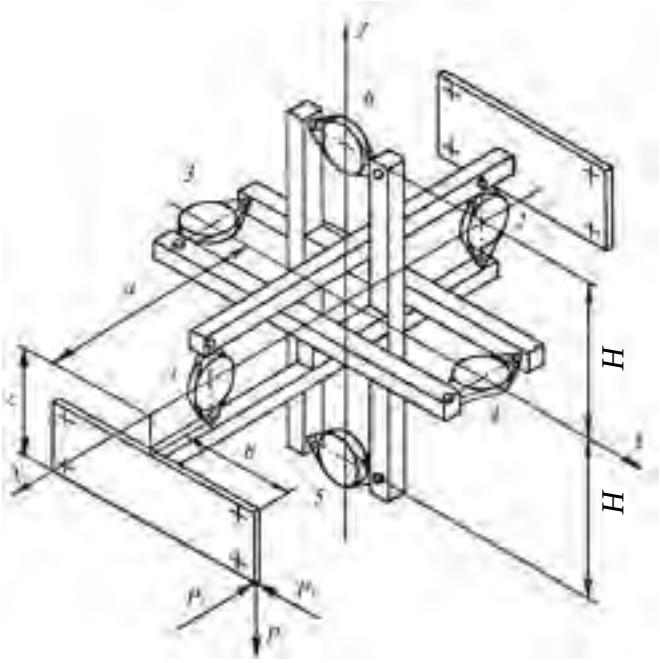


Рисунок 3.10 – Схема розташування тензоланок на УТП

Під час дії на тензопідвіску невідомих зовнішніх сил P_x, P_y, P_z, центр прикладення яких зміщений відносно центра O підвіски по усіх координатних вісях X, Y, Z на невідомі відстані, відповідно a, $в$, c, що дає можливість скласти систему рівнянь сил і моментів сил відносно вибраної 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 буде мати вигляд:

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

За виміряними абсолютними значеннями реакцій R_1 ... R_6 у відповідних

тензоланках розв’язується система з шести лінійних рівнянь з шістьма невідомими P_x, P_y, P_z, *а, в, с*. У результаті визначаються моменти сил P_x, P_y, P_z відносно вибраного центра координат.

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

$$\begin{cases} P_x = R_3 + R_4\,; \\ P_y = R_5 + R_6\,; \\ P_z = R_1 + R_2\,; \end{cases} \qquad \begin{cases} M_x = (R_5 - R_6)\cdot H; \\ M_y = (R_2 - R_1)\cdot H; \\ M_z = (R_3 - R_4)\cdot H \end{cases} \qquad (3.2)$$

Розв’язання даної системи рівнянь можливо не традиційним алгебраїчним способом, а шляхом складання, або віднімання, електричних сигналів, які поступають від тензометричних датчиків відповідних пар тензоланок. Для цього застосовується з’єднання тензорезисторів за схемою “напівміст” згідно (рис. 3.11.) при цьому датчики № 1, 2, 11, 12 і № 5, 6, 15, 16 фіксують сумарну зміну напруги в тензоланках I і II, викликані відповідними деформаціями $\pm\Delta x$ датчиків. Тензометри № 3, 4, 9, 10 і № 7, 8, 13, 14 фіксують різницю напруги, що виникає в датчиках I і II. Це дає можливість безпосереднього визначення моменту сили *P*, що має деяке плече прикладення відносно вісі розташування тензоланок I і II.

3.3.2 Тензометричні датчики тиску робочої рідини

Вимірювання крутного моменту на валу приводу ротора РО здійснюється встановленим у нагнітальній магістралі гідродвигуна приводу датчиком тиску робочої рідини (рис. 3.12).

Робочим елементом датчика є закріплена в корпусі тонкостінна мембрана 3, на зовнішньому боці якої наклеєно тензорезистор 4 (рис. 3.13). Зміна сили струму, що проходить через тензорезистор, реєструється і відповідає зміні крутного моменту на валу привода ротора.

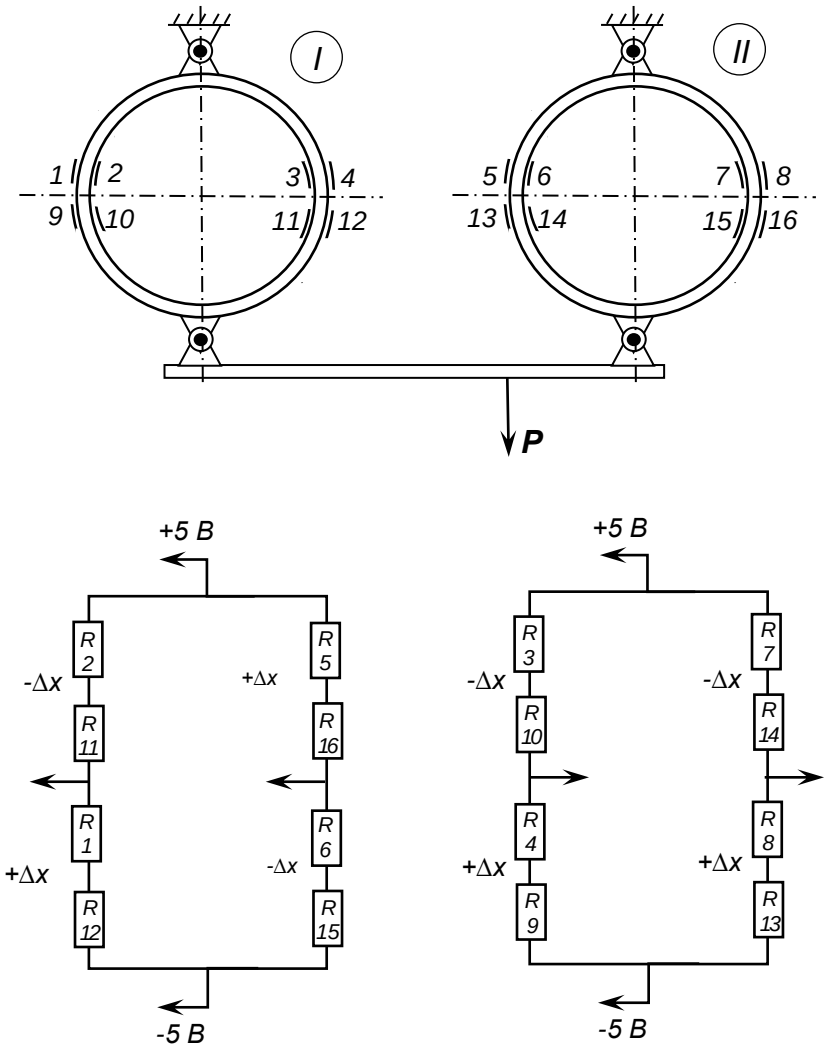


Рисунок 3.11 – Схема з’єднання тензорезисторів типу “напівміст”

Рисунок 3.12 – Тензометричний датчик тиску робочої рідини

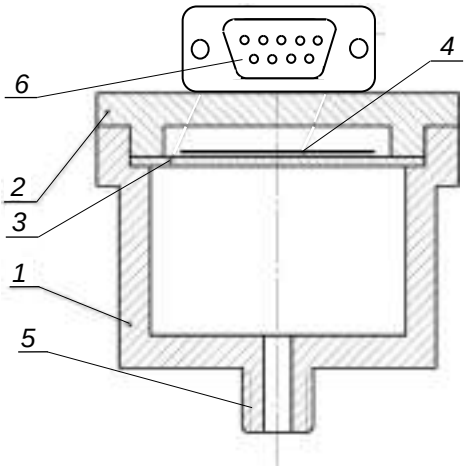


Рисунок 3.13 – Схема тензометричного датчика тиску робочої рідини в гідросистемі:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – мембрана; 4 – тензорезистор; 5 – різьбова втулка; 6 – роз'єм RS232.

Крутний момент на валу гідродвигуна визначається за формулою [79, 94]:

$$M = 0{,}159 \cdot q \cdot p \cdot \eta_м, \text{ (Н·м)}, \qquad (3.3)$$

де, q – робочий об'єм гідродвигуна, см^3/об.;

p – перепад робочого тиску зафіксованого датчиком, МПа;

$\eta_м$ – математичний ККД гідродвигуна.

Враховуючи, що привод ротора здійснюється нерегульованим гідромотором типу 210.12.11.000, то величина q = *const*. З іншого боку, гідромотор працює в режимі, коли n = 450 ± 10 об/хв. і p = 5,0 – 25 МПа. У цьому випадку механічний ККД гідродвигуна мало залежить від тиску при постійній частоті обертання і складає $\eta_м$ = 0,95 – 0,98 [79]. Враховуючи зазначене, крутний момент на валу гідромотора прямо пропорційний перепаду його робочого тиску для обумовлених умов роботи.

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

Аналогічні датчики тиску встановлюються на напірних магістралях

гідроциліндрів повороту проміжної рами та рами ротора для визначення зовнішніх навантажень гідроциліндрів. На кожну пару гідроциліндрів встановлюється два датчики тиску.

Крутний момент на метальнику ґрунту реєструється ватметром, який встановлений на одній з фаз електричної трифазової мережі живлення асинхронного електродвигуна.

3.3.3 Датчики вимірювання кінематичних параметрів

Вимірювання швидкості подачі РО на забій V_e здійснюється тахогенератором (рис. 3.14), привід якого здійснюється від вала редуктора приводу переміщення стенда через прискорену передачу $i = 12$ і фіксується на осцилограмі.

Швидкість різання ґрунту V_p роторним РО визначається фотоелектричним датчиком і фіксується на осцилограму шляхом запису відповідного сигналу. Датчик встановлюється всередині ротора таким чином, що джерело та приймач світла кріпляться на нерухомих бічних кришках ротора, а диск ротора зі спеціальними отворами слугує перфорованим переривачем фотоелектричного датчика (рис. 3.15).

3.3.4 Датчики кутових переміщень робочого органу

Кутові переміщення і швидкість повороту проміжної рами відносно плити з’єднання тензометричної підвіски (імітатора корми базового шасі) та рами ротора відносно проміжної рами, фіксуються реохордними датчиками, встановленими на шарнірах кріплення рам – рами ротора (рис. 3.16, а) і проміжної рами (рис. 3.16, б). Реохордні датчики мають лінійні залежності вихідного потенціометричного опору від кута переміщення повідка.

Рисунок 3.14 – Тахогенератор

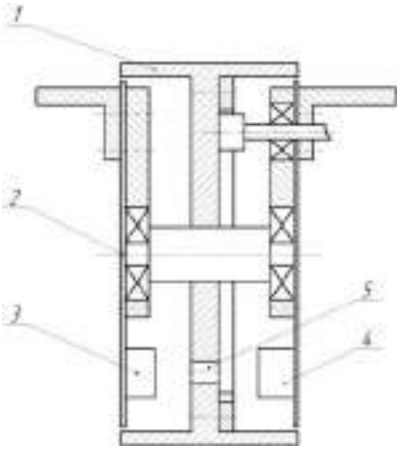


Рисунок 3.15 – Схема встановлення датчика швидкості різання:

1 – маточина ротора; 2 – бічна кришка; 3 – джерело світла;

4 – фотоприймач світла; 5 – отвір у диску ротора.

а)

б)

Рисунок 3.16 – Реохордні датчики кутового переміщення:

а) – рами ротора; б) – проміжної рами

3.3.5 Імітатор відображення процесу утворення стружки ґрунту

Важливою характеристикою робочого процесу УЗМ є геометричні розміри і форма стружки, що розробляється ріжучими периметрами ротора на рівні денної поверхні ґрунту. Переміщення ріжучих периметрів ківшів ротора в горизонтальній площині на рівні поверхні грунту забою можна описати, як рух описової точки *М*, яка знаходиться на перетині горизонтальної лінії в площині симетрії ротора, що проходить через вісь його обертання та циліндричної поверхні, яка описується зовнішніми крайками ріжучих периметрів.

Викреслювання траєкторії руху ріжучих периметрів ротора робочого органу в процесі утворення стружки для проведення її оцінки та опису її геометричних розмірів забезпечується імітатором відображення процесу утворення стружки (рис. 3.17).

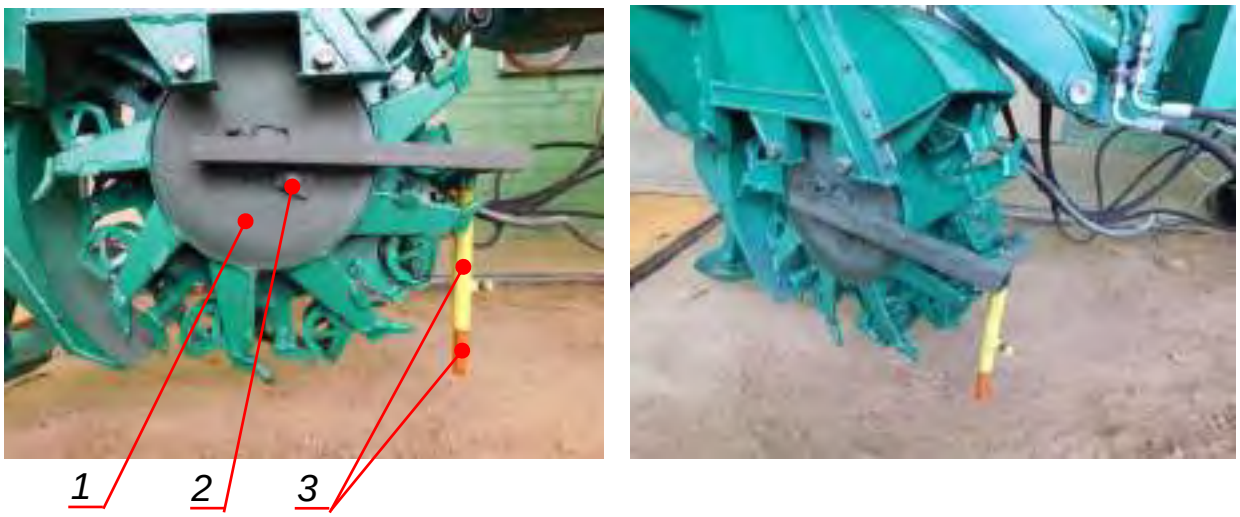


Рисунок 3.17 – Імітатор процесу утворення стружки ґрунту:

1 – барабан ротора; 2 – кронштейн; 3 – трубчасті направляючі.

Імітатор являє собою просторову конструкцію, що складається з кронштейна 2, який кріпиться до центрального барабану ротора 1, двох трубчастих направляючих 3 в середину яких встановлюється олівець (фломастер), що дозволяє фіксувати траєкторію переміщення точки *М* в горизонтальній площині під час руху РО впродовж робочого циклу.

Викреслювання лінії здійснюється на смужці паперу, який прикріплений до креслярської дошки. Трубчасті направляючі 3 встановлені таким чином, що замкнута лінія, яка викреслюється на паперовій смужці, відповідає траєкторії переміщення ріжучого периметру ротора на рівні денної поверхні забою.

Викреслювання траєкторій переміщення РО здійснюється з одночасним записом на реєструючій апаратурі показів датчиків кутового положення рам робочого органу. Таруванням датчиків кутового положення рам визначається відповідністю отриманих записів на реєструючій апаратурі і викресленої лінії. Такий підхід дозволяє за результатами обробки отриманих графіків проводити побудову реальної траєкторії руху ріжучих периметрів ротора в забої під час копання ґрунту.

3.4 Дослідна апаратура та обладнання. Тарування вимірювальних пристроїв

Для проведення тензометричних вимірювань під час проведення експериментальних досліджень використовується тензометричний вимірювальний комплекс КДМ.01 (ТК) та реєструюча апаратура (рис. 3.18) .

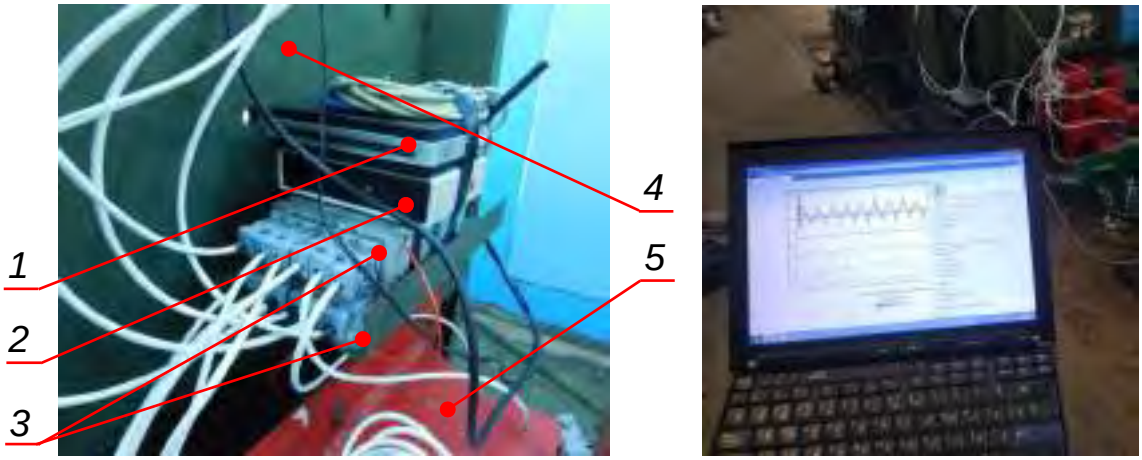


Рисунок 3.18 – Тензометричний комплекс та реєструюча апаратура:
1 – Wi-Fi роутер D-Link DIR-320; 2 – блок керування, запису та збереження інформації; 3 – блок підсилювачів та аналого-цифрового перетворювача (АЦП); 4 – рама стенду; 5 – тензометрична підвіска (ТП).

Одночасно з тензометричними дослідженнями робочий процес розробки забою РО, на усіх режимах роботи, фіксувався фотокамерою “Olympus SP-560UZ” і відеокамерою “Panasonic NV-GS57”, що дозволяє більш детально фіксувати особливості фізичного процесу розробки ґрунту РО, дати об’єктивні пояснення фізичної суті досліджуваних процесів, підвищити якість експериментів, що проводяться.

Тарування універсальної тензометричної підвіски (УТП) здійснюється за допомогою гвинтової пари та динамометра, що встановлюються в одному П-подібному корпусі, який охоплює окрему тензоланку разом із металоконструкцією балок, на яких її встановлено. Навантаження тензоланки по вісі шарнірів кріплення здійснюється фіксованою динамометром силою, що змінюється ступінчасто. Правильність прикладання таруючої сили контролюється за показниками суміжної тензоланки, розташованої в одній площині з ланкою, яка тарується. За умов правильного прикладання таруючої сили по вісі шарнірів кріплення навантаження на суміжну тензоланку не передається, і вона не реагує на навантаження. Після тарування усіх тензоланок визначаються реакції на цих ланках від будь-якого навантаження, прикладеного до УТП. За відомими реакціями з рівнянь (3.2) визначаються діючі сили та моменти сил відносно центра УТП (при перенесенні на натуру – це центр шарніра кріплення робочого обладнання на кормі базового шасі). Позначивши силу тяги $T = P_x$, бічну силу $P = P_y$, вертикальну силу $P = P_z$, отримуємо:

$$\begin{gathered} T = R_3 + R_4; \quad P_б = R_5 + R_6; \quad P_в = R_1 + R_2; \\ M_x = (R_5 - R_6)\cdot H; \quad M_y = (R_2 - R_1)\cdot H; \quad M_z = (R_3 - R_4)\cdot H. \end{gathered} \tag{3.4}$$

Після тарування тензоланок здійснюється запис перевірочного навантаження УТП відомими (каліброваними) силовими навантаженнями, що прикладаються одночасно у фіксованій точці. Порівнюючи величини прикладених сил з отриманими за результатами розшифрування показів УТП, оцінюється похибка вимірювання сил і моментів сил. Похибка вимірювання сил і моментів сил складає 6 – 10%.

Тарування тензометричного датчика крутного моменту на роторі здійснюється шляхом навантаження гідродвигуна приводу ротора гальмівним моментом через тензометричний вал з кабельним барабаном (рис. 3.19). Для цього гідродвигун, тензометричний вал з кабельним барабаном і гальмівний пристрій встановлюються на одній вісі. Встановлюються робочі значення частоти обертання вала (*n = 450 об/хв.*) і тиску в гідросистемі (*p = 20 МПа*). До валу гідродвигуна прикладається гальмівний момент від нульового значення до максимального, який обумовлює значну втрату частоти його обертання. Сумісне розшифровування показів датчиків крутного моменту на тензометричному валу і датчика тиску в нагнітальній магістралі гідродвигуна дозволяє визначити крутний момент на валу гідромотора. Крутний момент на роторі розраховується з урахуванням передавального співвідношення приводу (*u = 4,7*).

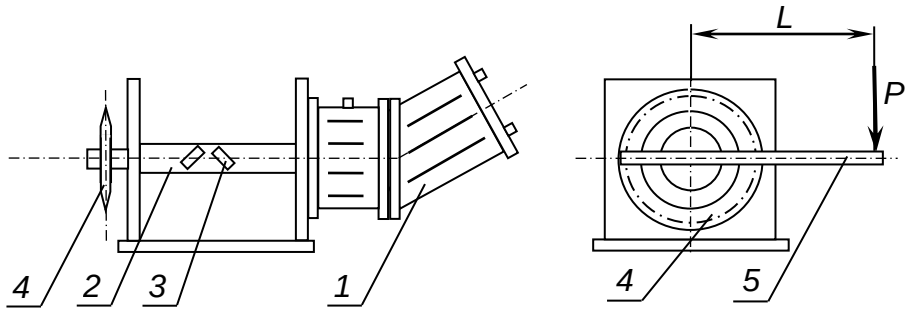


Рисунок 3.19 – Пристрій для тарування датчика тиску гідромотора приводу ротора:

1 – гідродвигун; 2 – тензометричний вал; 3 – тензодатчики; 4 – зірочка; 5 – важіль тарувального пристрою

Тарування крутного моменту на валу електродвигуна приводу метальника здійснюється з допомогою спеціального гальмівного пристрою. Гальмівний пристрій являє собою важіль, встановлений на вал електродвигуна за допомогою клемового затискача (рис. 3.20). Вільне плече важеля (на відомому вильоті) опирається на попередньо відтаровану тензометричну балку. Гальмівний момент на валу електродвигуна регулюється силою затягування клемового затискача. При таруванні ведеться паралельний запис показів ватметра і навантаження на тензометричну балку

записуючою апаратурою. В результаті будується залежність крутного моменту на валу ротора метальника від показів ватметра з урахуванням передавального числа ланцюгової передачі приводу метальника.

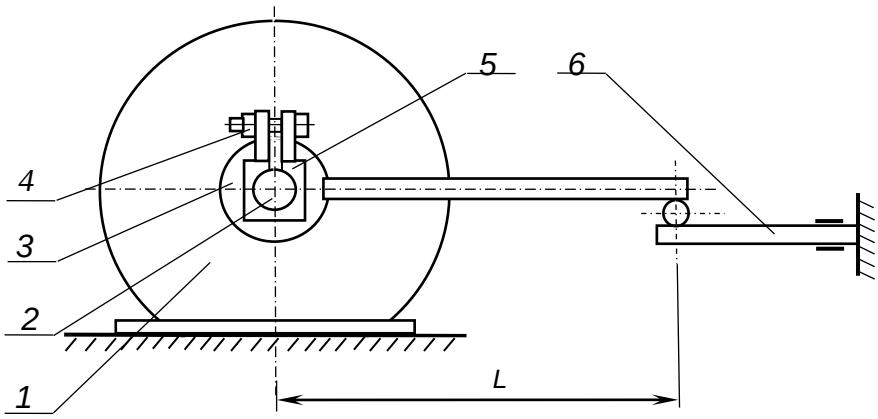


Рисунок 3.20 – Схема тарування датчика крутного моменту на валу електродвигуна приводу метальника ґрунту:

1 – електродвигун; 2 – вихідний вал; 3 – затискач; 4 – гайка; 5 – гальмівні колодки; 6 – тензометрична балка.

Тарування тензодатчиків тиску гідравлічної рідини в магістралях гідроприводу здійснюється індивідуально для кожного датчика шляхом його навантаження з використанням стандартного гідравлічного преса (рис. 3.21, а) та одночасною фіксацією прецензійним манометром (класу 0,1) реального тиску, який сприймався датчиком, та відповідної цьому тиску величини відхилення рівня сигналу датчика ТК в реальному режимі часу (рис. 3.21, б). У подальшому здійснюється ступінчате навантаження тензодатчика тиску до максимального робочого. Параметри зміни тиску фіксуються та можуть бути відтворені на комп’ютері через програмний комплекс у вигляді графіків.

У результаті тарування для кожного датчика індивідуально встановлюється тарувальний коефіцієнт як відношення величини відхилення значень тиску в одиницях вимірювання до величини тиску, що фіксується датчиком (рис. 3.22). Під час вимірювання тиску в гідросистемі різними датчиками, реальна величина тисків, згідно графіків отриманих реєструючою апаратурою, розраховуються з використанням тарувальних коефіцієнтів.

а б

Рисунок 3.21 – Тарування тензодатчика тиску гідравлічної рідини:

а – гідравлічний прес; б – тензометричний комплекс (ТК).

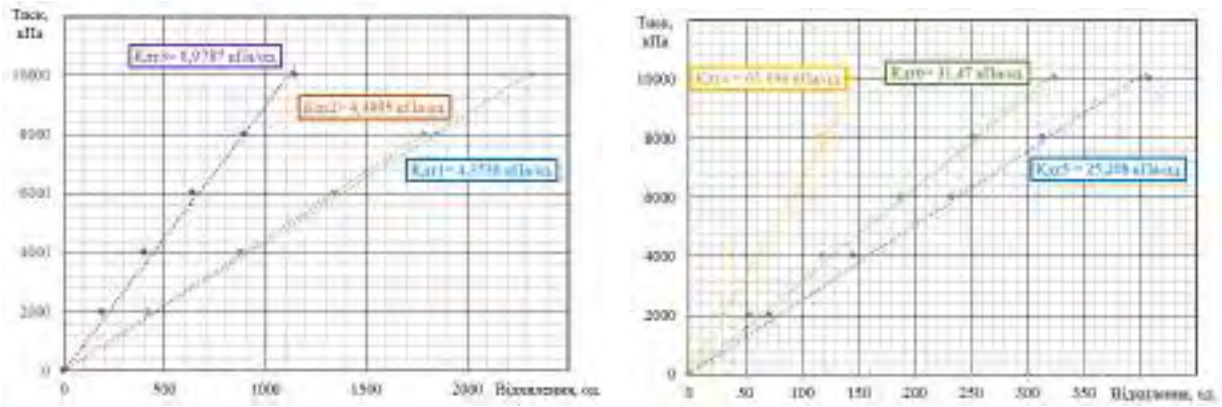


Рисунок 3.22 – Тарувальні графіки датчиків тиску

Тарування датчиків кутового положення рам РО здійснюється шляхом дискретного повороту кожної рами на певний фіксований кут в обидва боки відносно поздовжньої вісі машини. При цьому зміни показів потенціометра реєструються записуючою апаратурою (рис. 3.23).

Частота обертання валів тахогенераторів замірів швидкостей різання V_p і поздовжньої подачі V_e РО тарується шляхом ступінчатої зміни швидкостей обертання з паралельною реєстрацією записуючою апаратурою і часовим тахометром ТЧ-І класу 0,1 сили струму на генераторі та частоти обертання його валу. Після цього визначається ціна міліметра відхилення в об/хв.

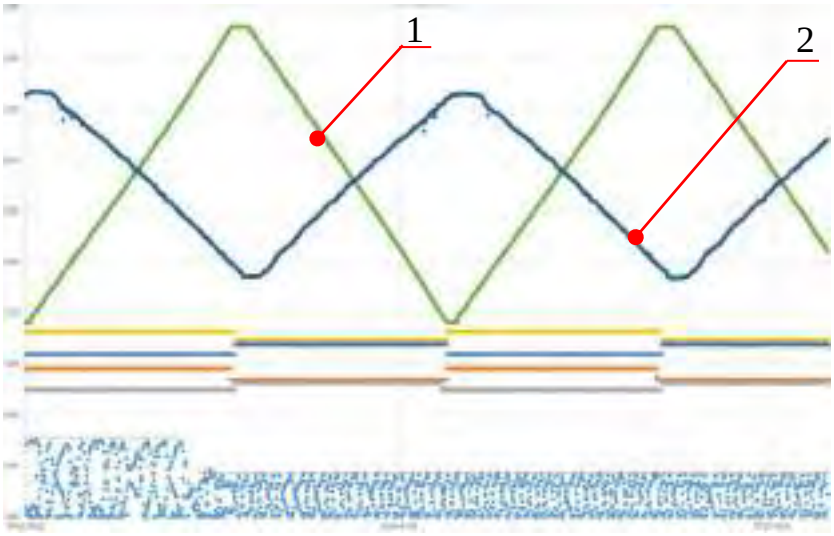


Рисунок 3.23 – Тарувальні графіки датчиків кутового положення рам РО:
1 – рами робочого органу; 2 – проміжної рами

3.5 Методика експериментальних досліджень кінематики робочого органу УЗМ

Метою експериментальних досліджень кінематичних особливостей робочих процесів УЗМ є підтвердження об’єктивності результатів і рекомендацій аналітичних досліджень вирівнювання товщини стружки, що зрізується робочим органом УЗМ в процесі копання ґрунту в режимі віяльно-поступальної подачі на забій та мінімізації зовнішніх навантажень на РО.

Сутність досліджень полягає в отриманні траєкторій переміщень в плані моделі ґрунторозробного робочого органу УЗМ без довороту та з доворотом проміжної рами навіски ротора, в порівнянні цих траєкторій та оцінці ефекту довертання проміжної рами на вирівнювання товщини стружки, що зрізується під час копання ґрунту.

Для отримання траєкторії руху ріжучих периметрів ротора на рівні денної поверхні ґрунту виконується запис реальної траєкторії переміщення на папері з використанням імітатора та синхронний запис показів датчиків кутів положення рам РО на реєструючу апаратуру з фіксацією моментів спрацювання кінцевих вимикачів кутового переміщення рам. Записи проводяться при відсутності подачі РО на забій ($V_e=0$).

Для виконання досліджень використовується вимірювальна апаратура і обладнання:

- імітатор процесу утворення стружки в горизонтальній площині;
- тензометричний вимірювальний комплекс КДМ.01;
- задатчик часу затримки $t_з$ повороту рами ротора робочого органу УЗМ.

На підставі отриманих результатів проводиться аналіз та оцінюються:

- траєкторії переміщення РО, викреслені імітатором, на предмет симетричності та проходження через характерні точки в процесі утворення стружки;
- кінематика руху РО при відкопуванні виїмки шляхом побудови траєкторії руху його ріжучих периметрів за показами датчиків кутових положень рам;
- відповідність тривалості часу затримки $t_з$, отриманої на викресленій траєкторії імітатором утворення стружки і визначеної реєструючою апаратурою;
- величина неузгодженості затримки, що задається контролером і реалізується механізмом бічної подачі РО;
- причини недосконалості процесів руху рам РО.

3.6 Методика експериментальних досліджень силового навантаження робочого обладнання УЗМ

Метою експериментальних досліджень силового навантаження РО є визначення сил і моментів сил, що обумовлюють силове навантаження моделі робочого обладнання УЗМ в процесі розроблення ґрунту з використанням спеціального обладнання, вимірювальних пристроїв та апаратури [95].

Результатами силового навантаження РО є характеристики силового навантаження в залежності від режимів його роботи, при зміні вихідних характеристик робочих процесів. Основним змінним фактором в процесі виконання досліджень є величина випереджуючої подачі РО на забій в кінці

кожного напівциклу, часовим виміром якої, за умови сталої швидкості бічної подачі, є час затримки $t_з$ повороту рами ротора відносно проміжної рами. Таким чином, у результаті експериментальних досліджень необхідно отримати функціональну залежність тривалості затримки $t_з$ повороту рами ротора від дійсної швидкості V_e подачі робочого органу машини на забій при мінімальному силовому навантаженні за різних ґрунтових умов та різної ширині котловану b, що розробляється.

Основними параметрами силового навантаження РО, що характеризують процес розроблення ґрунту є:

- крутний момент на вісі ротора;

- сумарні сили тяги, вертикальні і бічні сили на робочому обладнанні, які приведені до центра шарніра повороту проміжної рами відносно корми машини (стенда);

- сумарні моменти сил відносно просторової системи координат з центром, розташованим в центрі шарніра повороту проміжної рами відносно корми машини (стенда);

- крутний момент на валу приводу метальника.

При проведенні досліджень на фізичній моделі УЗМ основними змінними параметрами, що визначають силове навантаження РО приймаємо:

- швидкість подачі РО на забій, V_e;

- швидкість різання ґрунту, V_p;

- швидкість бічної подачі РО на забій, $V_{бп}$;

- міцність ґрунту за ударником ДорНДІ, C;

- ширина котловану на рівні денної поверхні забою, b;

- час затримки повороту рами ротора (тривалість довертання проміжної рами в кінці кожного напівциклу), $t_з$.

Експериментальні дослідження проводились в діапазонах змінних вихідних параметрів (в перерахунку на “натуру”) зазначених в Таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Діапазони змінних вихідних параметрів

№ з/п	Параметри, що визначають силове навантаження		Одиниці виміру	Діапазони змінних величин	
	найменування параметру	позна-чення		*min*	*max*
1	Швидкість подачі РО на забій	V_e	м/год	27	193
2	Швидкість різання ґрунту	V_p	м/с	6	9
3	Швидкість бічної подачі РО на забій	$V_{бп}$	м/с	0,7	1
4	Час затримки повороту рами РО	$t_з$	с	0	1,7
5	Ширина котловану	b	м	3,0	4,5
6	Міцність ґрунту за ударником ДорНДІ	C	уд.	5	25

Перш ніж перейти до проведення експериментальних досліджень визначається кількість повторень дослідів. Для цього, відповідно до методології наукових досліджень [96] і лабораторного практикуму по різанню ґрунтів [97], проведено пробний експеримент. Сутність попереднього пробного експерименту полягає в наборі статистичних даних, який вимірюється протягом певного часу при сталих умовах роботи.

Оскільки одним з головних парметрів, який характеризує силове навантаження робочого обладнання і УЗМ в цілому є крутний момент $M_{кр}$, оцінку повторення дослідів проведемо по зазначеному показнику. Усього було проведено 10 вимірювань. Результати цих вимірювань та проміжних обрахунків наведено в Таблиці 3.2.

За приведеними в таблиці значеннями $M_{кр}$ визначимо вибіркове середнє $\bar{y}$:

$$\bar{y} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} y_i, \tag{3.5}$$

Далі визначимо вибіркову дисперсію S^2 за формулою:

$$S^2 = \frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}(y_i - \bar{y})^2, \tag{3.6}$$

де, $N = 10$ – кількість вимірювань; $y_i = M_{крі}$.

Враховуючи, що на величину досліджуваного параметру впливає багато факторів, рівень достовірності отриманих результатів приймемо

$P = 0,95$. Зворотною величиною довірчої ймовірності є величина рівня значущості, тобто ймовірність похибки: $q = 1 – P$, або q = 5 %.

Таблиця 3.2 – Результати вимірювань попереднього експерименту

№ вимірів, N	Умовне значення $M_{кр}(y_i)$, *кН·м*	$\bar{y}$	$\lvert y_i - \bar{y}\rvert$	$(y_i - \bar{y})^2$	S^2
1	46,3	46,58	0,28	0,0784	0,25
2	46,9		0,32	0,1024	
3	45,8		0,78	0,6084	
4	47		0,42	0,1764	
5	46,8		0,22	0,0484	
6	47,1		0,52	0,2704	
7	45,9		0,68	0,4624	
8	47,2		0,62	0,3844	
9	46,6		0,02	0,0004	
10	46,2		0,38	0,1444	

Задамо відхилення вибіркового середнього $\bar{y}$ від генерального середнього. Нехай дана величина рівна $\varepsilon = 0,5$ (приблизно рівна S). Далі знайдемо $t_{табл}$ (критерій Стьюдента), що відповідає необхідній надійності P [96], $t_{табл} = 2,23$. Визначимо об’єм n репрезентативної вибірки, яка з достатньою точністю відображає параметри генеральної сукупності, за формулою:

$$n = \left(\frac{t_{\text{табл}}}{\varepsilon}\right)^2 \cdot s^2. \qquad (3.7)$$

Підставляючи визначені раніше значення, отримаємо об’єм репрезентативної вибірки $n = 4,973 \approx 5$ дослідів.

Визначимо коефіцієнт варіації (ν, %), який характеризує розсіювання випадкової величини від вибіркового середнього.

$$\nu = \frac{s}{\bar{y}} 100, \qquad (3.8)$$

Підставляючи визначені раніше значення, отримаємо $\nu = 1,08$.

Визначимо середню квадратичну помилку $S_{\bar{y}}$, яка характеризує надійність отриманої середньої величини.

$$S_{\bar{y}} = \frac{S}{\sqrt{n}}, \qquad (3.9)$$

Підставляючи визначені значення, отримаємо $S_{\bar{y}} = 0,16$.

Визначимо середню квадратичну похибку ξ, яка характеризує точність середнього значення.

$$\xi = \frac{S_{\bar{y}}}{\bar{y}} 100, \qquad (3.10)$$

Підставляючи значення, отримаємо $\xi = 0,34\ \%$. Отриманий показник не перевищує рівня значущості 5%, отже виміряні показники є надійними.

Визначимо довірчий інтервал, що визначає знаходження генерального середнього з довірчою ймовірністю P, який розраховується за формулою:

$$\bar{y} - \Delta \leq M_y \leq \bar{y} + \Delta, \qquad (3.11)$$

де $\Delta = \frac{t_{табл} \cdot S}{\sqrt{n}}$,

$$\bar{y} - \frac{t_{табл} \cdot S}{\sqrt{n}} \leq M_y \leq \bar{y} + \frac{t_{табл} \cdot S}{\sqrt{n}},$$

де, M_y – генеральне середнє;

$t_{табл}$ – критерій Стьюдента, $t_{табл} = 2,26$ ($q = 0,05$ – рівень значимості);

$n = N - 1 = 9$ – число степенів свободи.

Таким чином $\Delta = 0,36$, довірчий інтервал $46,22 \leq M_y \leq 46,94$.

Отримані значення свідчать про те, що генеральне середнє з довірчою ймовірністю $P=0,95$ знаходиться в інтервалі $46,22 \leq M_y \leq 46,94$. З урахуванням вищевикладеного, число повторювань дослідів приймається рівним 5 .

Отримані у ході тензометричних вимірювань осцилограми оброблялись згідно із загальноприйнятою методикою [98].

Відносна похибка математичного очікування замірів за умов нормального закону розподілу отриманих результатів, довірчої ймовірності P = 0,95, повторюваності дослідів t = 5 знаходиться у межах 10 %.

Висновки до розділу 3

1. Створено фізичну модель робочого обладнання УЗМ в масштабі 1:5, що дозволяє виконати необхідний обсяг експериментальних досліджень.

2. Виконано роботи по оснащенню стенду фізико-математичного моделювання вимірювальним обладнанням, пристроями та контрольно-вимірювальною апаратурою для проведення експериментальних досліджень фізичної моделі робочого обладнання УЗМ.

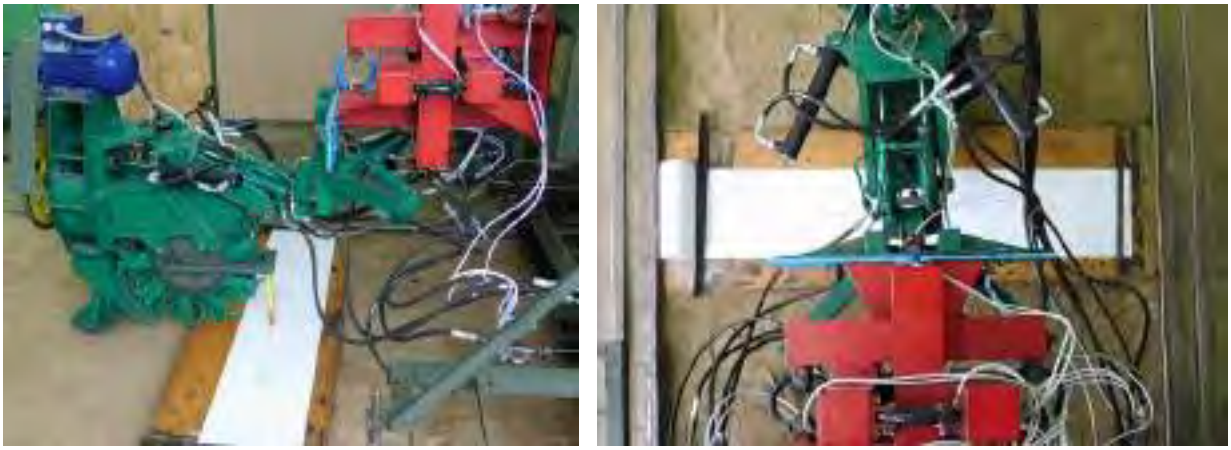
3. Визначено перелік чинників, що визначають характеристики зовнішніх навантажень робочого обладнання УЗМ та діапазони їх варіювання.

4. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень робочих процесів УЗМ на фізичній моделі робочого обладнання.

РОЗДІЛ 4
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕННЬ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ

4.1 Кінематика віяльно-поступального переміщення робочого органу УЗМ.

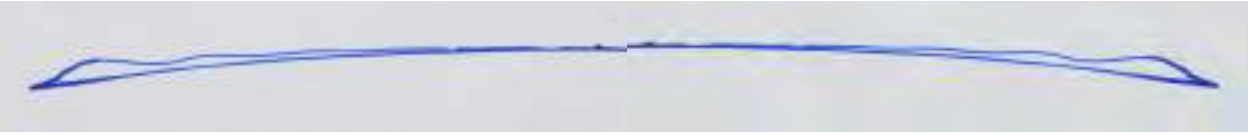
Процес запису траєкторій руху точки *M* ріжучих периметрів ґрунторозробного ротора на папері з допомогою імітатора руху в режимі циклічного бічного переміщення ротора без подачі робочого органу на забій відображено на рис. 4.1. Графічне зображення траєкторій руху описової точки *M* ріжучих периметрів ротора РО на різних режимах випробувань приведено на рис. 4.2.



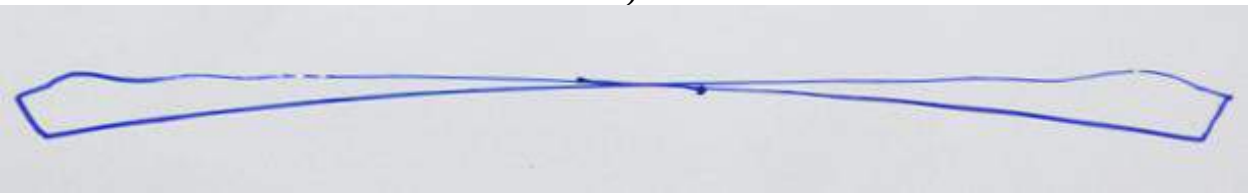
а) б)

Рисунок 4.1 – Процес запису траєкторій руху РО з використанням імітатора в режимі циклічного бічного переміщення без подачі ротора на забій (V_e = 0 мм/с): а) $t_з$ = 0 с; б) $t_з$ = 1,2 с.

Типовий запис показів датчиків кутового положення проміжної рами відносно поздовжньої вісі стенда та рами ротора відносно ПР відображено на рис. 4.3, нумерацію датчиків приведено в таблиці 4.1.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Траєкторії руху ріжучих периметрів ротора РО в режимі без подачі РО на забій (V_e = 0): а) $t_з$ = 0 с; б) $t_з$ = 1,2 с.

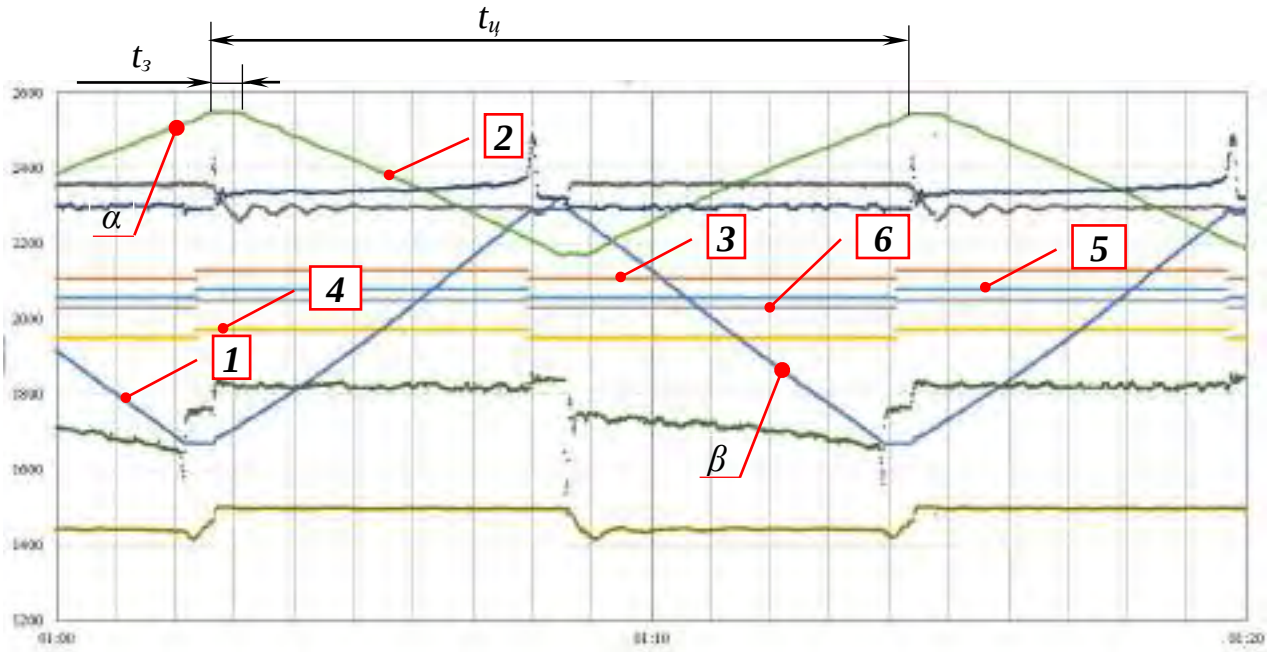


Рисунок 4.3 – Типовий запис показів датчиків кутового положення РО: $t_з$ = 0,25 с, V_e = 90 м/год

Таблиця 4.1 – 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*

Проведемо аналіз однієї з викреслених імітатором траєкторій руху описової точки *M* ріжучих периметрів РО лінії, отриманої без включення поздовжньої подачі робочого органу. Задана ширина виїмки, що розробляється в ґрунті натура $b = 4,5$ *м*, задана тривалість затримки повороту рами ротора $t_з = 0,7$ *с*. Лінія траєкторії накресленої імітатором для вказаного режиму, наведена на рис. 4.4 (лінія I).

Визначимо фактичний час довертання проміжної рами $t_з$ за геометричними розмірами викресленої траєкторії руху та відомими значеннями кінематичних характеристик бічного переміщення рам, – швидкості бічної подачі $V_{бп}$, кута повороту проміжної рами в плані і тривалості напівциклу $t_{пц}$. За час напівциклу $t_{пц} = 2,5 \pm 0,5$ *с* проміжна рама здійснює повертання на кут $\alpha_{вр} = 30^o \pm 1^o$.

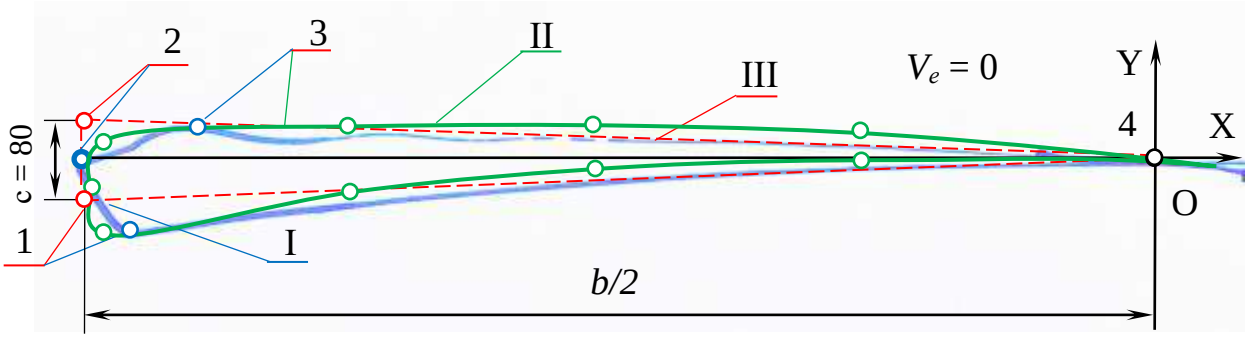


Рисунок 4.4 – Траєкторія руху описової точки *M*
центру ріжучих периметрів ківшів РО:
I – накреслена імітатором; II – розрахунково-експериментальна;
III – “ідеальна”

Середня кутова швидкість руху проміжної рами – $\omega_{бп} = 12 \pm 0,05$ град/с. Швидкість бічного переміщення проміжної рами не є постійною величиною, оскільки плечі дії розвертаючих раму сил є змінними. При відхиленні проміжної рами РО на кут $\alpha_{вр} = 15^o$ від поздовжньої вісі машини, її кутова швидкість зростає на *12 %*. За умови плавної зміни швидкості $V_{бп}$ для вказаних кутів бічного переміщення, швидкість довертання проміжної рами на *6 %* більша середньої швидкості бічного переміщення проміжної рами за напівцикл, тобто кутова швидкість довертання проміжної рами складає $\omega_{двр} = 12,8 \pm 0,05$ *град/с*.

З викресленої імітатором траєкторії (рис. 4.4) слідує, що величина довертання становить ($c = 80$ *мм,* (рис. 4.4), лінія I), кут довертання ПР $\alpha_{двр} = 11^o$. Час довертання проміжної рами:

$$t_з = \frac{a_{двр}}{\omega_{двр}} = 0{,}86 \pm 0{,}05, c$$

Із розшифрованого запису кутових переміщень рам РО для траєкторії, що аналізується слідує, що час зупинки рами ротора та одночасного довертання проміжної рами складає $t_з = 0{,}7 \pm 0{,}05$ *с*. Таким чином, між часом затримки, який отримано відповідно результатів аналізу викресленої імітатором траєкторії та записом кутових переміщень існує різниця $\Delta t_з = 0{,}16 \pm 0{,}05$ *с*, що в процентному відношенні складає $\Delta t_з = 23 \pm 7\%$, яку необхідно враховувати при опрацюванні подальших результатів дослідження.

Зазначимо, що час неузгодження $\Delta t_з = 0{,}16 \pm 0{,}05$ *с* характерний для усіх траєкторій, які досліджуються і не залежить від зміни режиму роботи обладнання ($b = var$, $t_з = var$).

Вихідними даними для побудови траєкторії розрахунково-експериментальним шляхом є довжини рам робочого органу та проміжної рами, кути відхилень цих рам відносно повздовжньої вісі РО. Траєкторії будуються з урахуванням і тарувальних коефіцієнтів кутових переміщень ($k_\alpha = 0{,}132$ *град/уо,* $k_\beta = 0{,}04$ *град/уо*). У результаті обрахування отримано набір точок на координатній площині, що визначають траєкторію, яка шукається (рис. 4.4, лінія II).

Порівняння взаємного розташування траєкторій I і II (рис. 4.4) дає можливість оцінити їх взаємне відхилення під час руху робочого органу на протязі напівциклу.

У вибраній системі координат *XOY* (рис. 4.4) побудовано “ідеальну” траєкторію руху точки *M* центру ріжучих периметрів ківшів на рівні денної поверхні ґрунту, при бічному переміщенні робочого органу з довертанням проміжної рами $\alpha_{двр} = 11^o$ (рис. 4.4, лінія III).

У результаті порівняння взаємного розташування траєкторій (рис. 4.4) викресленої імітатором (лінія I), побудованої розрахунково-експериментальним шляхом (лінія II) і теоретично обґрунтованої як “ідеальна” (лінія III) можна зробити наступні висновки:

1. Побудовані траєкторії за формою подібні до лемніскати Бернуллі;

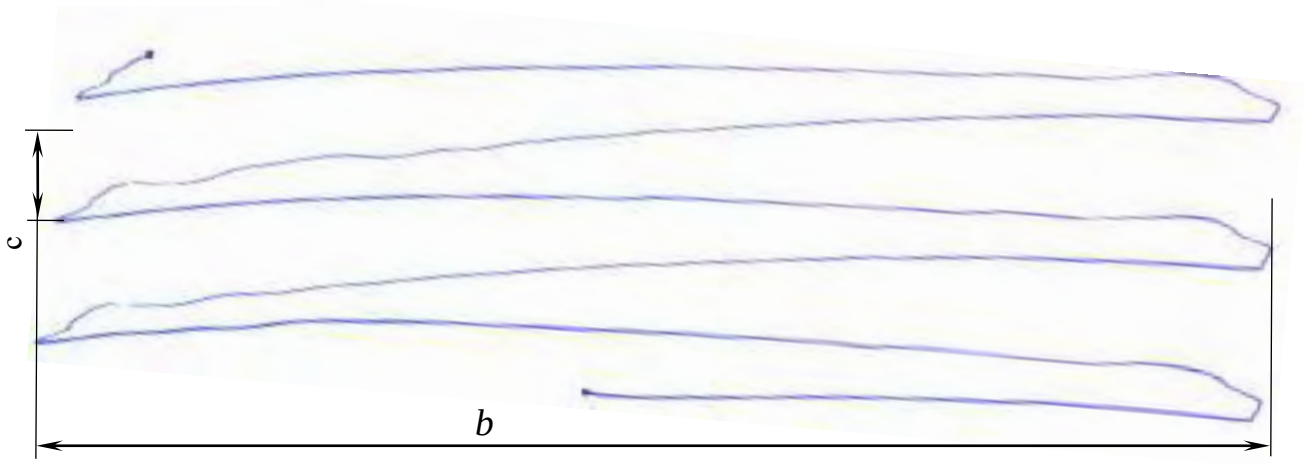
2. Сумарні площі, які окреслені лініями I і II та визначені площі зрізаних стружок за напівцикл, відрізняються одна від іншої на *3,7 %*;

3. Середня площа, яка окреслена траєкторіями I і II перевищує площу, що обмежена “ідеальною” траєкторією на $26 \pm 5\%$. Розрахунок неузгодженості траєкторій за площею співпадає з обрахованими відсотковими неузгодженнями взаємного положення траєкторій за часом, що задається і реалізується траєкторією переміщення ріжучих периметрів (точка *M*);

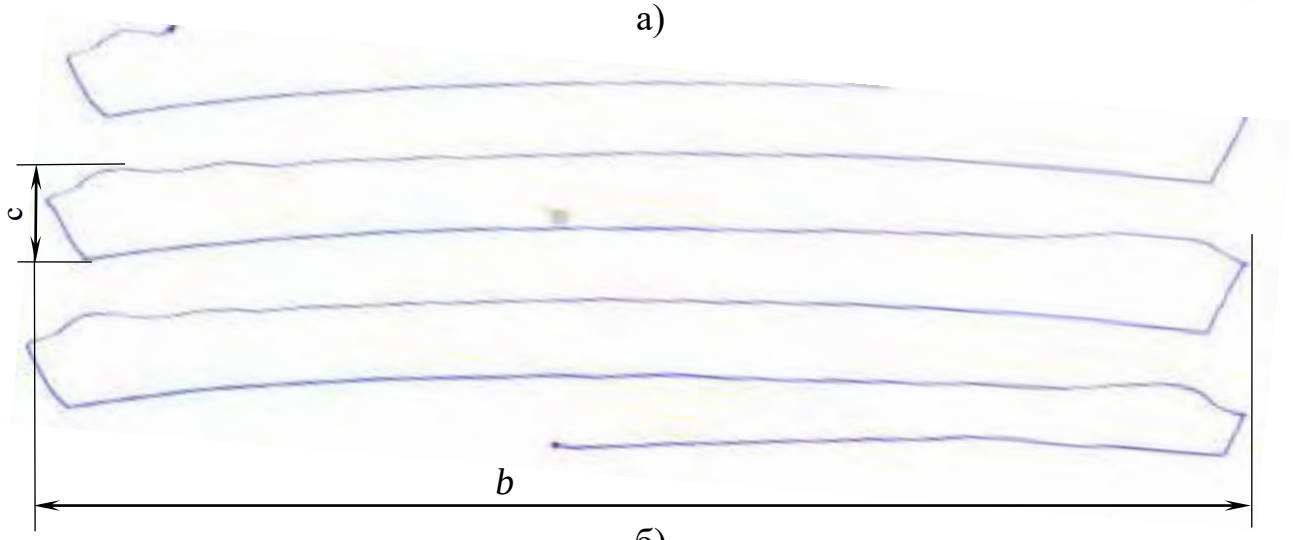
4. Середні абсолютні значення відхилень взаємного розташування ліній траєкторій складає 5 ± 1 *мм,* максимальне – 26 ± 1 *мм.*

Запис траєкторії переміщення ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі віяльно-поступальної подачі РО УЗМ на забій імітатором руху наочно підтверджує розробку широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини в плані (рис. 4.5, рис. 4.6).

Рисунок 4.5 – Процес запису траєкторій утворення стружки ґрунту РО з використанням імітатора в режимі подачі РО на забій: V_e = 0,011 м/с, $t_з$ = 0,5 с.



а)



б)

Рисунок 4.6 – Траєкторії руху ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі подачі РО на забій: а) V_e = 0,013 м/с; $t_з$ = 0 с; б) V_e = 0,013 м/с; $t_з$ = 0,5 с.

Викреслити фактичну траєкторію переміщення ріжучих периметрів ківшів ротора РО в процесі розробки ґрунту не можливо, побудувати її можна лише за фіксованими показами датчиків кутового переміщення рам та викресленій імітатором процесу утворення стружки при заданих параметрах переміщення і довертання проміжної рами (рис. 4.3, 4.4). Ймовірна похибка при цьому, складає *3,7 %*.

Побудуємо траєкторію руху ріжучих периметрів ківшів ротора в режимі копання ґрунту вище описаним розрахунково-експериментальним шляхом (рис. 4.5) коли робочий орган розробляє виїмку в ґрунті (модель) шириною $b = 0{,}9$ *м*, при швидкості подачі екскаватора $V_e = 0{,}13$ *м/с* із заданим часом затримки $t_з = 0{,}5$ *с* повороту рами ротора. При цьому (рис. 4.5) довертання проміжної рами на кут $\alpha'_{t_з} = 6° \pm 30°$ відповідає розрахунковому

значенню часу довертання $t_з = 0,5 \pm 0,05$ *с* за кінематикою рам і співпадає з показами датчиків кутів повороту РО. Розглядаючи траєкторію можна зробити висновок, що час довертання перевищує фіксований на осцилограмі на величину $\Delta t_з = 0,17 \pm 0,05$ *с*. Описаний ефект спостерігається на усіх режимах розробки забою і не залежить від умов навантаження моделі РО ($V_e = var$, $b = var$, $t_з = var$, $c = var$). Як і для режиму холостого ходу, так і в режимі розробки ґрунту забою, має місце неузгодження затримки часу $t_з$ на величину $\Delta t_з = 0,17 \pm 0,05$ *с*. Розходження часу неузгодження для різних режимів не перевищує *0,05 с*.

Результати дослідження кінематики руху РО показують, що в процесі розробки забою рух ротора, стабілізується, стає більш плавним за рахунок демпфуючих властивостей ґрунту, про що свідчить слід від опорної лижі (рис. 4.7). Побудова траєкторій руху ріжучих периметрів ківшів ротора зі змінними значеннями $t_з$ і b свідчить про значний і постійний вплив перехідних процесів у гідроприводі моделі РО на характеристики траєкторій переміщення робочого органу, які слід враховувати при роботі машини в режимі реального часу.

Рисунок 4.7 – Сліди від опорної лижі в процесі розроблення широкої виїмки

Таким чином, можна стверджувати, що неузгодженість тривалості часу затримки $t_з$ на *75 – 80 %* визначається часом спрацювання гідроагрегатів, які

забезпечують керування механізмом бічного переміщення РО. За технічними характеристиками час спрацювання електромагніту гідрозолотника розподільника ГА-86 та час виходу на робочий режим золотника регулятора потоку МПГ-55-22 становлять *0,05–0,1* с.

У результаті досліджень встановлено, що відсутність плавності ліній траєкторій I і II (рис. 4.4) на ділянках 1 – 2 і 2 – 3 в кінці кожного напівциклу та неузгодження тривалості довертання проміжної рами (*0,16 – 0,17 с*), який задається задатчиком та який слід враховувати під час проектування гідроприводів машин. Він не залежать від режиму роботи машини і визначається власне роботою самого гідроприводу. Причинами цих неузгоджень є:

- складність перехідних процесів в направляючих і регулюючих агрегатах об’ємного гідроприводу механізму бічного переміщення робочого органу, особливо при їх запуску та зупинці [79, 84];
- час спрацювання агрегатів об’ємного гідроприводу;
- податливість гідропроводів і механічної системи приводу бічного переміщення РО;
- динамічні навантаження від сил інерції при запуску-зупинці механізму бічного переміщення;
- зазори в кінематичних парах тощо.

4.2 Експериментальні дослідження силового навантаження фізичної моделі робочого обладнання УЗМ

Силове навантаження УЗМ, в процесі розроблення протяжних виїмок у ґрунті має просторовий характер, є досить складним і визначається впливом на процес копання ґрунту багатьох чинників, величина кожного з яких змінюється у процесі розроблення ґрунту. На етапі фізико-математичного моделювання робочих процесів УЗМ експериментальним шляхом з достатньою ймовірністю можна встановити об’єктивну картину силового навантаження робочого обладнання, що допоможе визначити

величину та характер цих навантажень, динаміку їх зміни і відпрацювати технічні пропозиції щодо зменшення величини навантажень. У результаті, на наш погляд, це дозволить знайти раціональні технічні рішення підвищення продуктивності УЗМ в процесі розробки ґрунтів.

Результати досліджень переміщення в забої робочого органу УЗМ із запропонованою двошарнірною, дволанковою підвіскою робочого органу свідчать про здатність такого робочого органу розробляти широкі виїмки в ґрунті стружками рівномірної товщини за умови довертання проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу, тривалість якого адаптовано до швидкості подачі РО на забій.

Дослідження фізичних особливостей формування навантажень на робочому обладнанні УЗМ виконувались при роботі в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій в процесі відривання широких траншей та при відкопуванні траншей, ширина яких співрозмірна з шириною робочого органу.

Профіль розробленої УЗМ вузької траншеї ширина якої відповідає ширині РО наведено на рис. 4.8.

Рисунок 4.8 – Профіль траншеї, ширина якої відповідає ширині РО

Процес копання широких виїмок (котлованів) у ґрунті проводився робочим органом за один (рис. 4.9), або два (рис. 4.10) проходи в ґрунті.

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

Дослідження силового навантаження проводилися з використанням комплексу вимірювальної та реєструючої апаратури на різних режимах роботи фізичної моделі РО УЗМ.

Рисунок 4.9 – Розробка широкої траншеї за один прохід

Рисунок 4.10 – Розробка широкої траншеї за два проходи

На рис. 4.11 приведено осцилограму силового навантаження РО з нумерацією каналів (табл. 4.2).

Протокол практичного експерименту досліджень робочого органу УЗМ безперервної дії на стенді фізико-математичного моделювання осцилограми відображеної на рис. 4.11 наведено в Додатку В.

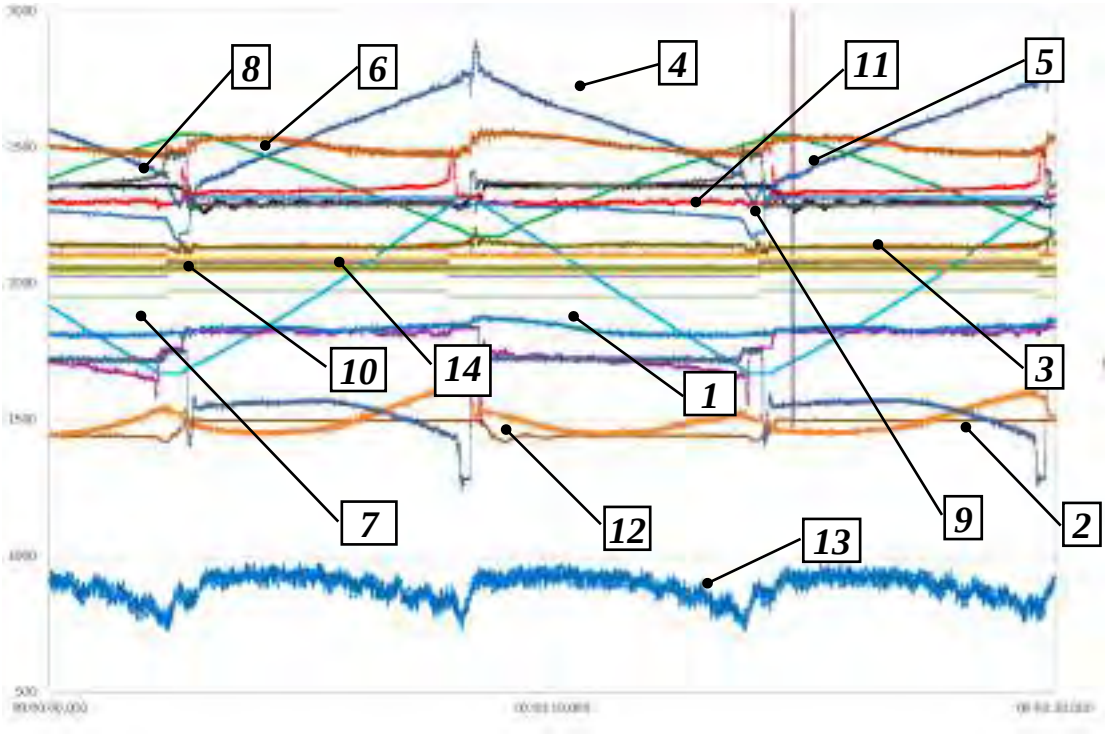


Рисунок 4.11 – Осцилограма робочого процесу

Таблиця 4.2 – Нумерація каналів осцилографа

№ каналів осцилографа	Датчик вимірювальної апаратури	Позначення
1	Канал ТП (ближній – дільній)	*Tz*
2	Канал ТП (ближній – дільній)	*My*
3	Канал ТП (верхній – нижній)	*Ty*
4	Канал ТП (верхній – нижній)	*Mx*
5	Канал ТП (лівий – правий)	*Tx*
6	Канал ТП (лівий – правий)	*Mz*
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

4.2.1 Крутний момент на роторі робочого органу

Одним з головних параметрів, який характеризує силове навантаження робочого обладнання УЗМ є крутний момент на вісі ротора робочого органа. Особливої уваги заслуговує визначення характеру зміни крутного моменту $M_{кр}$ за час робочого циклу (напівциклу), при відриванні широких виїмок шириною $b = 3 \div 4{,}5$ м, на різних режимах роботи (зміни швидкостей поздовжньої подачі машини V_e, бічної подачі робочого органу $V_{бп}$, різання ґрунту V_p), за різних ґрунтових умов (I – IV категорія ґрунту) та зміні часу тривалості довертання проміжної рами $t_з$ в кінці кожного напівциклу.

Розглянемо режими роботи, за яких постійними параметрами будуть швидкості подачі машини на забій, V_e = 104 м/год (для “натури”), бічної подачі РО $V_{бп}$ = 0,7 м/с і різання V_p = 6 м/с в І-й категорії ґрунту, а змінним – час довертання проміжної рами $t_з$. Графічні зображення залежності зміни крутного моменту $M_{кр}$ за час циклу (напівциклу) наведено на рис. 4.12.

За результатами досліджень встановлено, що за час циклу (напівциклу) коли час довертання РО дорівнює нулю ($t_з$ = 0 с) (рис. 4.12, лінія 1), а швидкості подачі V_e та категорія C ґрунту змінюються, характер зміни крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора залишається однаковим, проте абсолютні значення $M_{кр}$ змінюються. За таких умов роботи, максимальне значення $M_{кр}$ складає $67 \div 74$ кНм, а мінімальне – $13 \div 16$ кНм, тобто коефіцієнт варіації крутного моменту за напівцикл складає $Км_{кр}$ = 5,15. У момент зміни напрямку бічного переміщення ротора зміна значень крутного моменту від максимального до мінімального відбувається протягом 0,8 – 1,1 с. Такий режим роботи є найбільш продуктивним при розробленні ґрунту, проте характеризується різкою зміною навантаження на приводі ротора, що є вкрай негативним і суттєво знижує надійність робочого обладнання і машини в цілому.

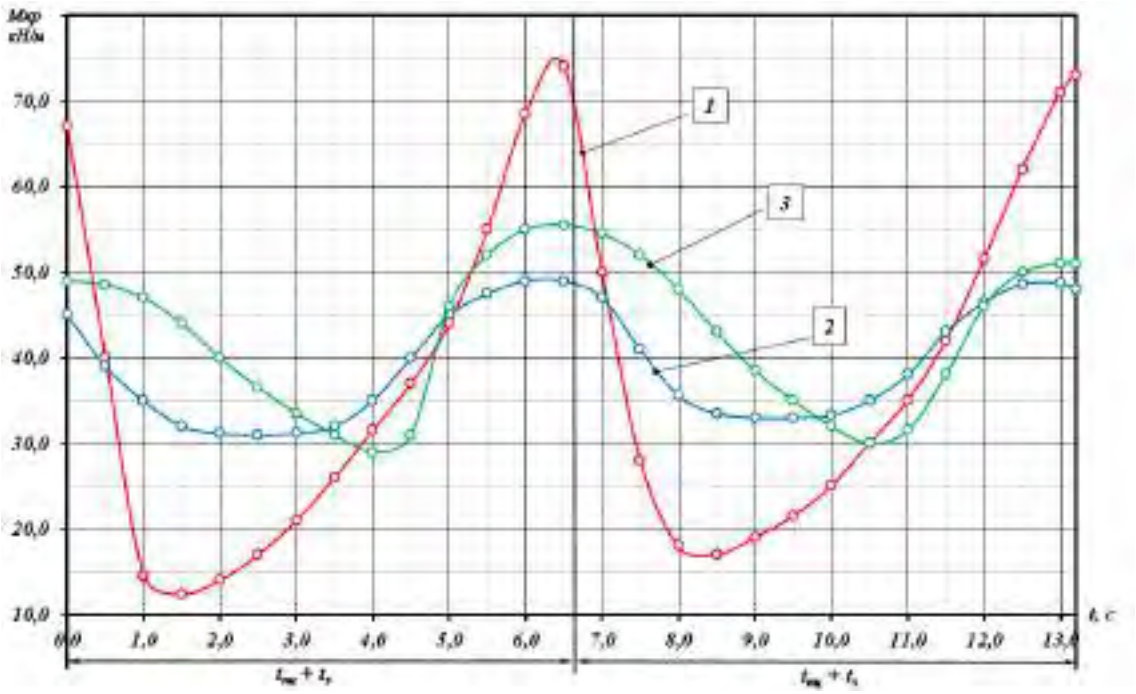


Рисунок 4.12 – Зміна крутного моменту на вісі ротора РО за час циклу при $C = 5$, V_e=*104 м/год*; $V_{бп}$ = *0,7 м/с*, час довертання ПР: 1) $t_з$ =*0 с*; 2) $t_з$ =*1,5 с*; 3) $t_з$ =*1,7 с*

Характер зміни крутного моменту на вісі ротора за напівцикл можна пояснити наступним. При наближені ротора до бічної стінки забою, ківші бічними і фронтальними гранями ріжучих периметрів зрізують стружку максимальної товщини (рис. 4.13 а), тому сили опору ґрунту копанню є максимальними. Ківші ротора максимально наповнюються ґрунтом, сили тертя ґрунту в ківшах, відцентрові сили, які притискають його до забою, а також маса ґрунту, що транспортується із забою на розвантаження максимальні. При бічному переміщенні ротора біля бічних поверхонь ківшів ротора утворюється призма волочіння ґрунту, яка при наближені ротора до бічної стінки забою зростає до максимального значення, тому сила притискання ротора до бічної стінки також максимальна. Крім того, значення сили тертя ґрунту призми волочіння по бічним граням ківшів в цей момент також будуть максимальними. Отже, максимальні значення перерахованих сил обумовлюють максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора.

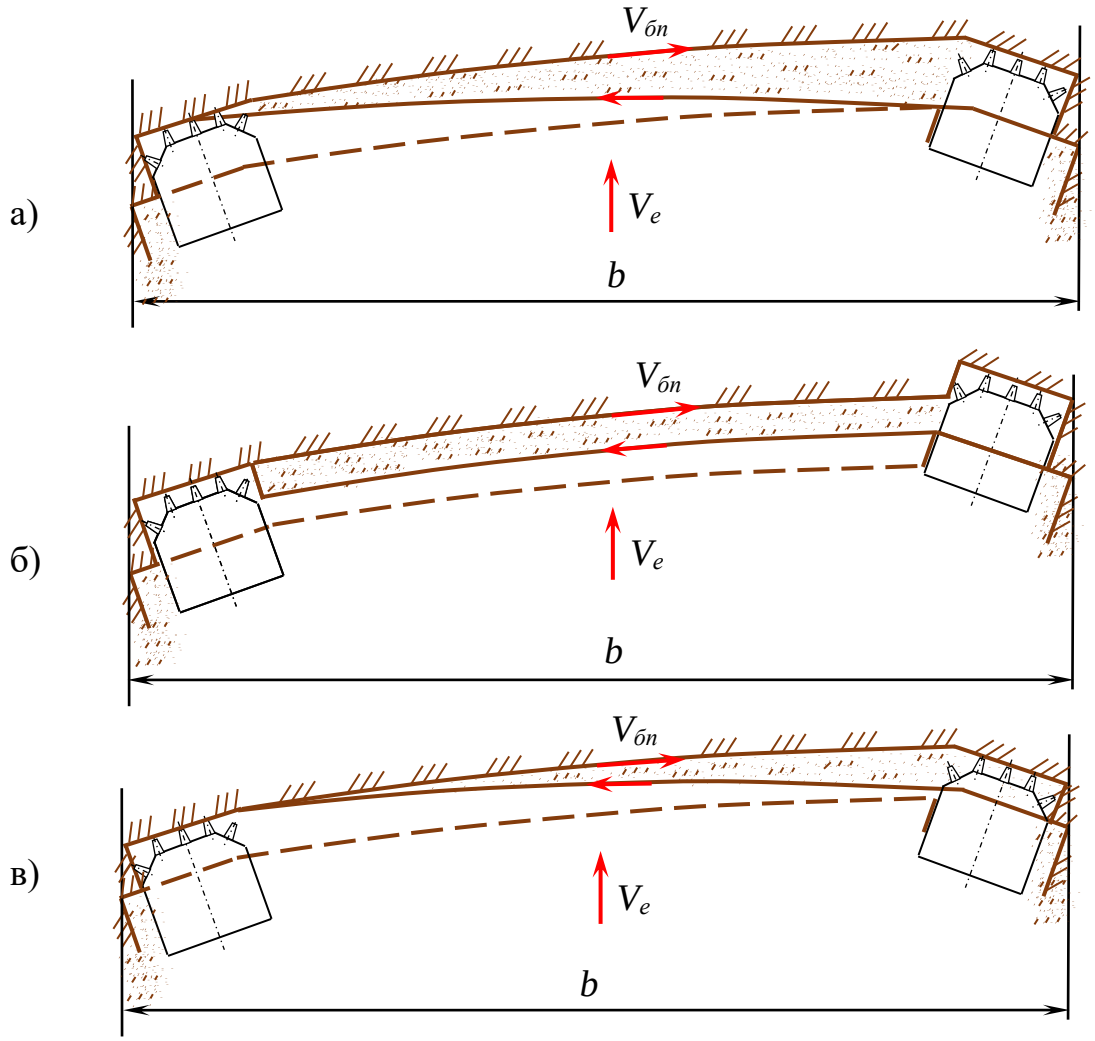


Рисунок 4.13 – Схема забою та форми стружок, які розробляються робочим органом УЗМ при $C = 5$, $V_e = 104$ *м/год*; $V_{бп} = 0,7$ *м/с*: 1) $t_з = 0$ *с*; 2) $t_з = 1,5$ *с*; 3) $t_з = 1,7$ *с*

У момент початку поперечного переміщення ротора РО від бічної стінки траншеї, розроблення ґрунту ріжучими периметрами ківшів відсутнє (рис. 4.13 а). Ківші залишаються заповненими ґрунтом і на протязі короткого проміжку часу ($t \approx 0,5$ *с*) здійснюється підбирання ґрунту з призми волочіння, яка залишається між ротором і бічною стінкою забою. У цей проміжок часу крутний момент на вісі ротора визначається вагою і тертям ґрунту в ківшах, а також тертям ківшів по поверхні забою. По мірі розвантаження ківшів значення цих сил різко зменшуються і протягом *0,8 – 1,1 с* крутний момент на вісі ротора зменшується до мінімального значення. При подальшому бічному переміщенні ротора до протилежної стінки забою, крутний момент

збільшується внаслідок зростання усіх сил, що його визначають.

При довертанні проміжної рами за час $t_з$ (рис. 4.12, лінії 2 і 3) характер залежностей зміни крутного моменту $M_{кр}$, на вісі ротора за час циклу (півциклу) в принципі, аналогічні попередньому (рис. 4.12, лінії 1), проте є певні відмінності стосовно абсолютних значень крутного моменту $M_{кр}$ та ділянок з рівномірним навантаженням ротора.

При збільшенні тривалості довертання ПР $t_з = 1,5\ с$ (рис. 4.12 лінія 2), форма стружки (рис. 4.13 б), вирівнюється максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора складає $M_{кр} = 45 \div 48\ кНм$, що на *34 %* менше, а мінімальне значення $M_{кр} = 31 \div 33\ кНм$, тобто на *28 %* більше, ніж при роботі на тому ж режимі без довертання ($t_з = 0\ с$). Результати експериментальних досліджень показали, що при роботі з довертанням ПР має місце вирівнювання величини крутного моменту на вісі ротора за час напівциклу ($k_{Мкр} = 1,45$), при цьому абсолютні значення $M_{кр}$ суттєво нижчі, а робота машини здійснюється практично з незмінним крутним моментом $M_{кр}$ на приводі ротора. З цього слідує раціональність і доцільність роботи машини на зазначених режимах з довертанням проміжної рами протягом певного проміжку часу $t_з$ в кінці кожного напівциклу.

При збільшенні часу довертання ПР до $t_з = 1,7\ с$ (рис. 4.12 лінія 3), максимальне значення крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора збільшується до $48 \div 55\ кНм$, мінімальне знижується до $29 \div 30\ кНм$, коефіцієнт варіації крутного моменту складає $k_{Мкр} = 1,74$, що свідчить про зниження рівномірності навантаження на вісі ротора РО для зазначеного режиму роботи.

Порівняльний аналіз форм стружок, які розробляються ріжучими периметрами ківшів РО в горизонтальній площині за час циклу (напівциклу) (рис. 4.13) із визначеною величиною часу довертання ПР $t_з$ та відповідними змінам крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора свідчить про те, що рівномірність $M_{кр}$ досягається при певному співвідношенні сил опору копання ґрунту забою, які витрачаються на переміщення призми ґрунту перед ротором та енергетичних витрат на транспортування ґрунту на розвантаження. Очевидно, що на початку напівциклу просипи на дні котловану є мінімальними

і РО розробляє ґрунт забою. При розроблянні забою стружками, як показано на рис. 4.13 б, переміщенням ротора по дузі забою, товщина стружки зменшується, але призма від просипів ґрунту перед ротором накопичується і сягає максимуму в кінці напівциклу біля стінки забою, тоді як товщина стружки за напівцикл мінімальна. Таким чином, досягається рівномірність завантаження ківшів ротора ґрунтом, що поступає із забою і призми волочіння.

Слід зазначити, що із збільшенням міцності ґрунту стружка має більш рівномірну товщину в плані за напівцикл, оскільки питома вага енерговитрат на розробку забою збільшується, а на підбирання просипів – зменшується.

Розглянуті вище режими роботи РО свідчать, що при збільшенні швидкості V_e подачі РО на забій навантаження на вісі ротора зростає. Проте, 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. 4.14).

Зменшення швидкості поздовжньої подачі РО на забій з $V_e = 104$ *м/год* до $V_e = 27$ *м/год* без зміни інших умов, забезпечує зниження максимальних значень крутного моменту до $M_{кр} = 22 \div 23$ *кН·м* у середньому на *70 %*, а коефіцієнта варіації крутного моменту до $k_{Мкр} = 2{,}8$, тобто на *47 %*. Характер зміни крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора за напівцикл, при цьому, не залежить від напряму бічного переміщення РО в забої.

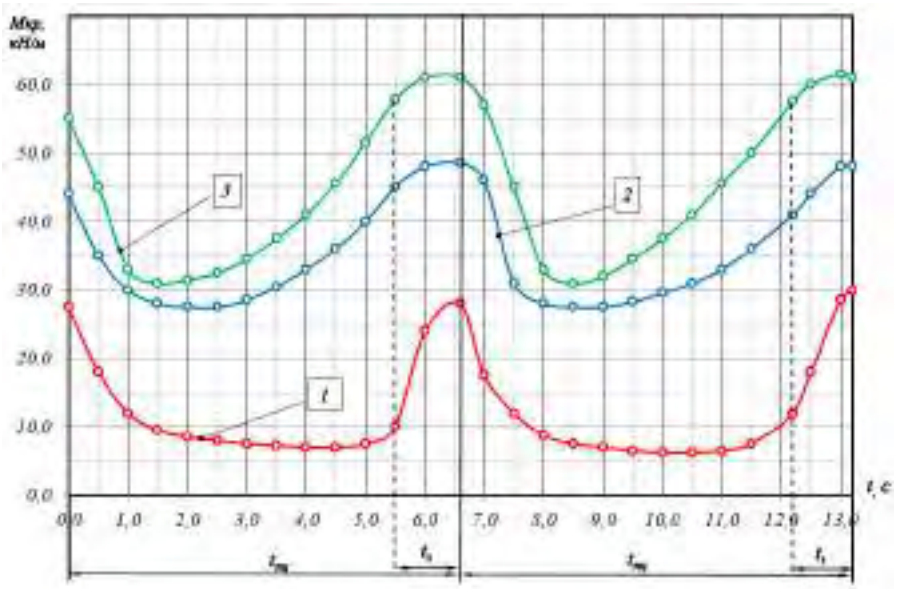


Рисунок 4.14 – Зміна крутного моменту на вісі ротора за час циклу при $t_з = 1{,}1$ *с*:

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 певних ґрунтових умов свідчать, що для розробки забою рівномірними стружками в горизонтальній площині, необхідно підібрати відповідний час довертання $t_з$ ПР, при якій крутний момент $M_{кр}$ на вісі ротора буде максимально рівномірним і мінімальним по величині. Критерієм рівномірності є мінімальне коливання значень $M_{кр}$ відносно середнього значення і наявність горизонтальної лінії на кривій навантаження.

Аналіз залежностей силового навантаження на вісі РО від часу затримки $t_з$ повороту рами РО та швидкості подачі РО на забій V_e (рис. 4.15) свідчить, що крива 2 характеризується більш рівномірним крутним моментом $M_{кр}$ на вісі ротора при роботі машини на номінальній потужності за різних ґрунтових умов під час розроблення котловану шириною $b = 4,5$ *м*. Форма кривої має вигляд половини гілки параболи та є уточненням залежності $t_з$ від V_e, при якому розробка забою РО в горизонтальній площині здійснюється стружками рівномірної товщини. Таке уточнення необхідно враховувати для зменшення впливу просипів ґрунту на процес формування навантаження ротора.

Аналізуючи залежності (рис. 4.15), можна стверджувати, що на малих швидкостях V_e поздовжньої подачі РО на забій, товщина стружки, що розробляється, є практично незмінною. З підвищенням швидкості V_e на роботу РО зростає вплив призми волочіння від просипів ґрунту. Тому, для більш рівномірного завантаження РО форма стружки повинна мати вид, наведений на рис. 4.13 б. Описаний ефект обумовлює велику кривизну ліній графіка $t_з = f(V_e)$ в порівнянні з розрахунковими.

Подвійні перегини та асимптотичне наближення ліній 2 і 3 (рис. 4.15) до певного максимуму часу довертання ПР можна пояснити тим, що в кінці напівциклу ротор підходить до бічної стінки забою під певним кутом, який зменшується в процесі довертання ПР. Ймовірно існує певний граничний кут підходу ротора до бічної стінки забою, після досягнення якого розробка ґрунту здійснюється непризначеними для цього елементами конструкції

ротора і, як наслідок, спостерігається різке зростання крутного моменту та інших силових факторів зовнішнього навантаження робочого органу.

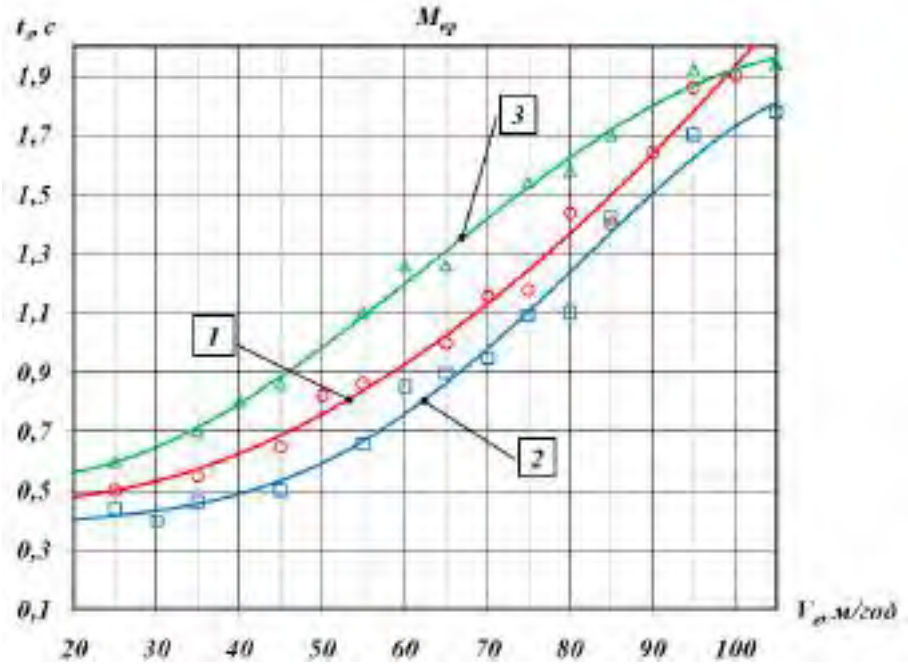


Рисунок 4.15 – Залежності часу затримки $t_з$ проміжної рами РО від швидкості подачі РО на забій V_e при мінімальному навантаженні від крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора для виїмок різної ширини: 1) $b = 4,5$ *м*; 2) $b = 3,75$ *м*; 3) $b = 3$ *м*

Отже, реалізація отриманого закону $t_з = f\ (V_e)$ в керуванні віяльно-поступальним переміщенням РО дозволяє в 3,6 рази стабілізувати його навантаженість, а самі навантаження знизити в 1,5 рази, що в свою чергу дає змогу підвищити продуктивність УЗМ за рахунок забезпечення рівномірного завантаження ківшів ротора ґрунтом протягом робочого циклу.

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити висновок: підвищення продуктивності УЗМ можливо забезпечити шляхом вирівнювання значень крутного моменту $M_{кр}$ на вісі ротора протягом напівциклу та максимального зменшення його абсолютних значень, які забезпечуються зміною швидкостей подачі РО на забій V_e та відповідним часом $t_з$ довертання ПР. Забезпечення рівномірності навантажень на роторі по $M_{кр}$ можливо здійснити шляхом автоматичного регулювання тривалості довертання $t_з$ проміжної рами робочого органу залежно від величини

швидкості V_e поздовжньої подачі робочого органу машини на забій (рис. 4.15).

4.2.2 Аналіз сил і моментів сил, що діють на робоче обладнання УЗМ

В процесі відкопування широких виїмок у ґрунті в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій навантаження на кормі базового шасі формуються у результаті взаємодії усіх складових елементів робочого обладнання з ґрунтовим середовищем. Навантаження на кормі базового шасі носять досить складний характер і включають: розвертаючий момент і сили, що діють в горизонтальній площині та прикладені до корми машини; сили бічного опору $P_б$ переміщенню ротора в забої; сила тяги на робочому обладнанні P_T; момент і сили, які діють у вертикальній площині (вертикальної сили $P_в$ і момент сил $M_в$). Експериментальні дослідження виконані в даній роботі дали змогу визначити закономірності зміни сил і моментів сил приведених до вісі повороту проміжної рами робочого обладнання відносно корми шасі УЗМ. Крім того оцінити за величиною і характером зміни зовнішніх навантажень, що діють на ґрунторозробний робочий орган ефект вирівнювання зовнішніх навантажень в результаті стабілізації товщини стружки, що зрізується ротором за напівцикл.

Розвертаючий момент в горизонтальній площині M_T є одним з головних параметрів, що визначає силове навантаження машини та її принципову працездатність. Його величини визначається дією сили тяги, бічної сили на роторі, рівнодіючих сил на зачисному башмаку і реактивної сили на метальнику від викиду ґрунту. Максимальні значення розвертаючого моменту M_T мають місце в момент підходу РО до бічних стінок забою, коли на нього діють максимальні навантаження, а плечі їх прикладення найбільші. Особливості характеру змін M_T за час півциклу мають місце при зміні часу довертання проміжної рами $t_з$. Закономірності зміни M_T приведеного до центру тензопідвіски (в реальній машині вісь повороту робочого обладнання відносно корми базового шасі) для різних режимів роботи відображено на рис. 4.16.

Із зростанням часу довертання $t_з$ максимальне значення M_T зростає,

згодом стабілізується, а потім знову зростає. При величині $t_з = 1,7$ *с* для режиму, що розглядається (рис. 4.16) розвертаючий момент M_T є мінімальним, оскільки має найбільш сприятливе поєднання навантажень в горизонтальній площині при розробленні забою, підбиранні просипів ґрунту з призми волочіння та інших сил, тобто час довертання ПР є оптимальним. Всередині напівциклу спостерігається стабілізація M_T, чого не відбувається при збільшенні, або зменшенні величини тривалості довороту $t_з$.

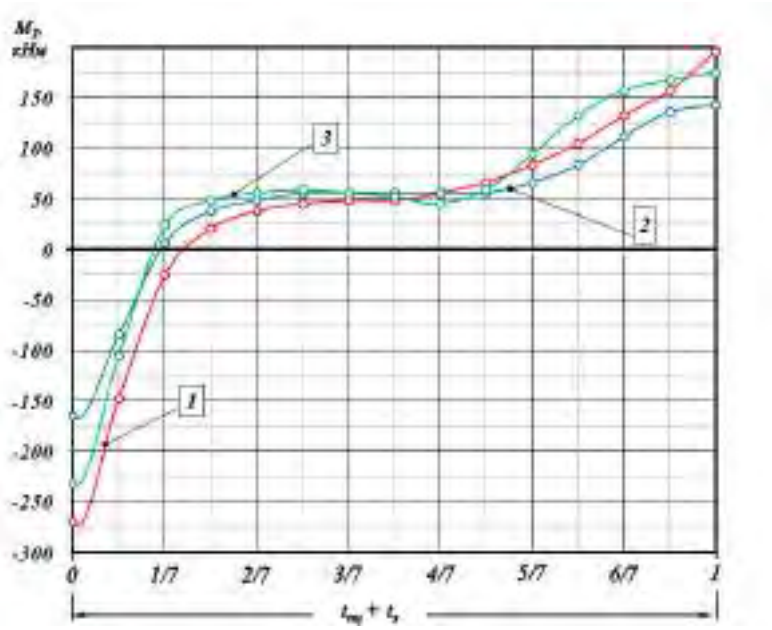


Рисунок 4.16 – Зміна розвертаючого моменту сил в плані відносно центра тензопідвіски за час напівциклу при $V_e = 104$ *м/год*, $c = 5$: 1) $t_з = 0$ *с*; 2) $t_з = 1,7$ *с*; 3) $t_з = 1,9$ *с*

Характер зміни розвертаючого моменту M_T в середині циклу відповідає формі стружки, що розробляється (рис. 4.13). У разі збільшення товщини стружки на протязі напівциклу ($t_з = 0$), значення M_T зростає, а при збільшенні випереджаючої подачі РО на забій в кінці напівциклу, товщина стружки зменшується і, відповідно, величина моменту M_T знижується.

Зміни необхідного часу затримки ПР $t_з$ від швидкості подачі РО на забій V_e із забезпечення мінімальної величини розвертаючого моменту M_T для різної ширини забою b відображено на рис. 4.17. Ці залежності відрізняються одна від іншої, особливо це помітно при $b = 3$ *м*. Наявність полки на графіку 3 (рис. 4.17)

пояснюється умовами взаємодії РО із забоєм. Збільшення тривалості часу довертання ПР $t_з$ зверх оптимального для цього режиму є недоцільним.

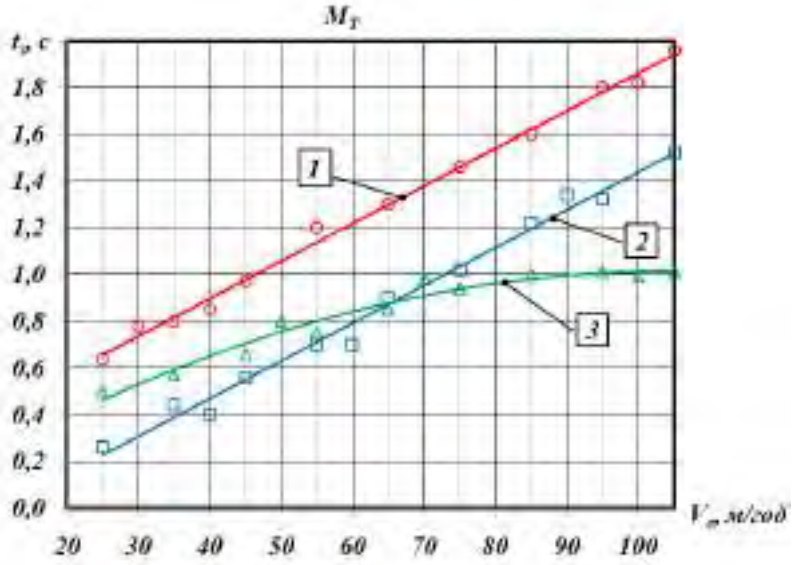


Рисунок 4.17 – Залежності часу затримки $t_з$ проміжної рами РО від швидкості подачі РО на забій V_e при мінімальному навантаженні по розвертаючому моменту M_T для виїмок різної ширини:1) $b = 4,5$ *м*; 2) $b = 3,75$ *м*; 3) $b = 3$ *м*

Залежності зміни моменту сил в площині корми машини $M_б$ відносно центру тензопідвіски за час напівциклу на різних режимах роботи (рис. 4.18) характеризують перерозподіл зовнішніх робочих навантажень приведених до рушія базового шасі в процесі роботи машини (без урахування власної ваги робочого обладнання). Характер зміни моменту сил $M_б$ за час напівциклу подібний змінам M_T, оскільки обидва моменти сил мають загальну складову – бічну силу $P_б$, проте абсолютні значення моментів сил $M_б$ відрізняються і складають, відповідно, $90 \div 180$ *кНм* для зазначених режимів роботи.

Як і для розвертаючого моменту M_T та крутного моменту $M_{кр}$, що діють в горизонтальній площині на робочий орган в процесі копання ґрунту, існує раціональне значення часу довертання ПР $t_з = 1,6$ с, при якому максимальні значення моменту сил в площині корми машини $M_б$ знижуються і формується більш рівномірне навантаження робочого обладнання у вертикальній площині. Приведені залежності зміни часу $t_з$ затримки довертання ПР від реальної швидкості подачі V_e, що відповідає мінімальному значенню моменту сил $M_б$ в площині корми машини відображено на рис. 4.19. Саме ці залежності мають бути

покладені в основу алгоритму переміщення ґрунторозробного робочого органу УЗМ в забої з забезпеченням копання ґрунту стружками незмінної товщини.

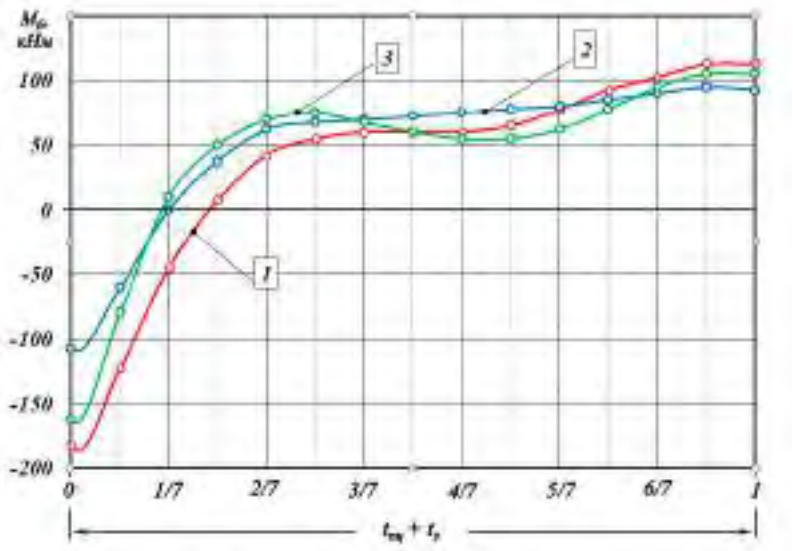


Рисунок 4.18 – Зміна моменту сил в площині корми машини $M_б$ відносно центра тензопідвіски за час напівциклу:
1) $t_з = 0$ *с*; 2) $t_з = 1,6$ *с*; 3) $t_з = 1,9$ *с*; $V_e = 104$ *м/год*; $c = 5$

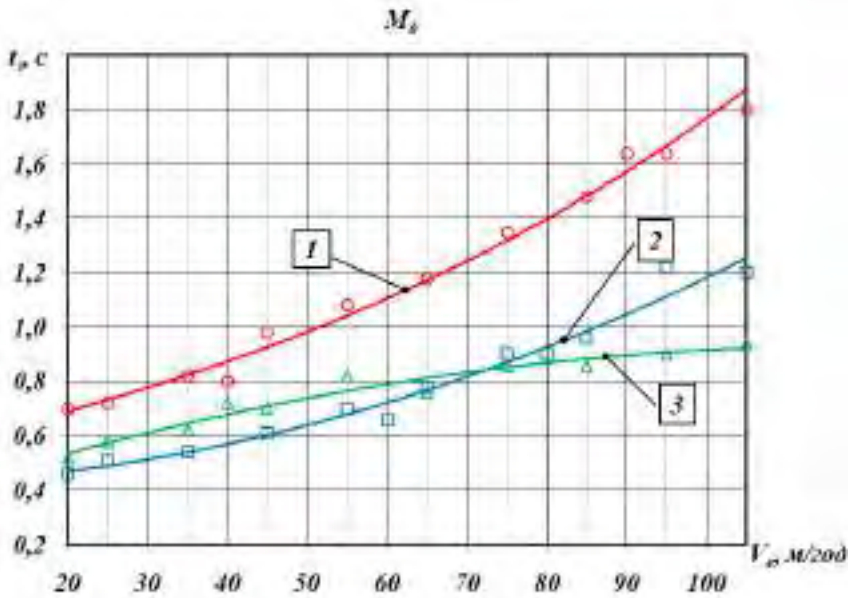


Рисунок 4.19 – Залежності часу затримки $t_з$ повороту проміжної рами робочого органу від швидкості подачі РО на забій V_e, реалізація яких забезпечує мінімальне навантаження машини в площині корми машини $M_б$ при копанні виїмок різної ширини:1) $b = 4,5$ *м*; 2) $b = 3,75$ *м*; 3) $b = 3$ *м*

Сума сил $P_б$ на роторі формується у результаті бічного переміщення РО

в забої і залежить від площі перерізу стружки та фізичних властивостей ґрунту, що розробляється. Характер зміни сумарної бічної сили $P_б$ на робочому обладнанні відображено на рис. 4.20. При розробленні РО ґрунту забою, на зазначеному режимі без довертання ПР ($t_з$ = 0 с), сума бічних сил складає $P_б = 70 \div 85$ *кН*. При зміні напрямку руху РО в забої бічна сила $P_б$ змінює знак на протязі 1/7 тривалості часу напівциклу. Зростання величини $P_б$ від нуля до певного максимального значення пояснюється збільшенням площі перерізу стружки, що зрізується ротором РО, в результаті його бічного переміщення в забої це обумовлює вплив призми волочіння, що утворилася перед ротором, об'єм якої збільшується при переміщенні робочого органу за напівцикл. Під час роботи з довертанням проміжної рами характер зміни бічної сили $P_б$ на робочому органі за напівцикл суттєво змінюється через зміни умов взаємодії ротора із забоєм. При раціональному виборі $t_з = 1,7$ *с* максимальне значення бічної сили складає $P_б = 45 \div 50$ *кН*. В момент довертання проміжної рами значення бічної сили $P_б$ зменшується, оскільки практично відсутнє бічне переміщення ротора РО в забої.

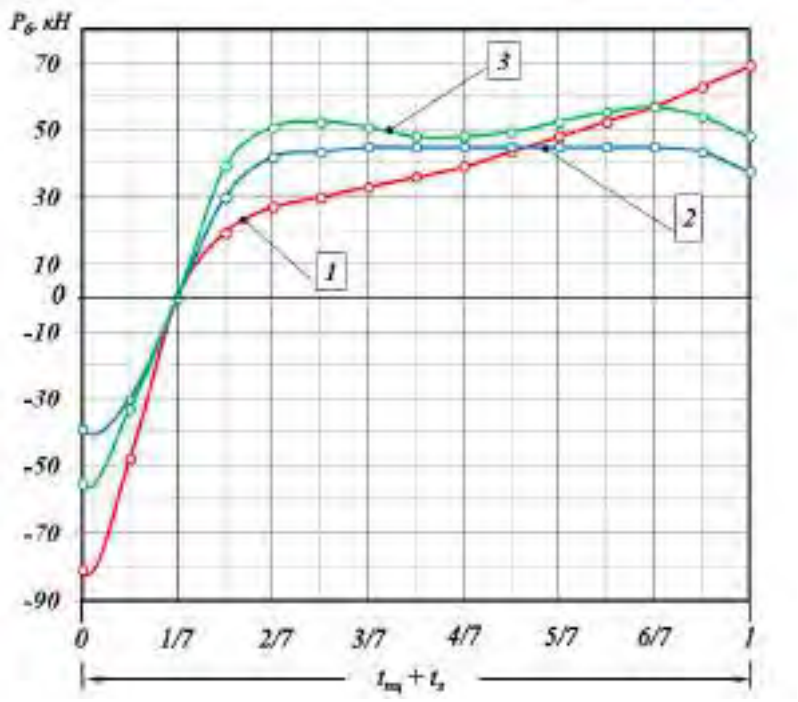


Рисунок 4.20 – Зміна бічної сили $P_б$ на робочому обладнанні УЗМ за час напівциклу: 1 – $t_з = 0$ *с*; 2 – $t_з = 1,7$ *с*; 3 – $t_з = 1,9$ *с*; $V_e = 104$ *м/год*; $c = 5$

Залежності зміни тривалості довертанням проміжної рами $t_з$ від швидкості подачі V_e, реалізація яких забезпечує мінімальне навантаження від сумарної бічної сили $P_б$ наведено на рис. 4.21. Реалізація приведених залежностей відповідає максимальній стабілізації бічних сил $P_б$ за час напівциклу і зниженню їх величини біля бічних стінок забою.

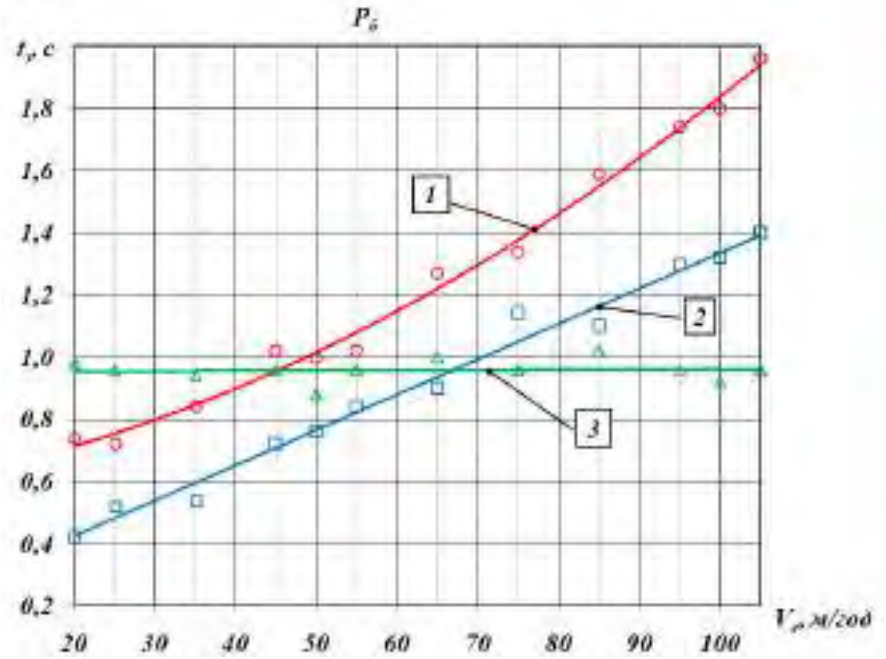


Рисунок 4.21 – Залежності часу затримки $t_з$ проміжної рами робочого органу від швидкості подачі РО на забій V_e, що забезпечують мінімальне навантаження від сумарної бічної сили $P_б$ під час відкопування виїмок різної ширини: 1) $b = 4,5$ *м*; 2) $b = 3,75$ *м*; 3) $b = 3$ *м*

Сили тяги P_T на переміщення РО в забої визначається силами копання, тертя ґрунту, що транспортується, об поверхню забою та інерційними навантаженнями робочого обладнання. Залежності зміни сили тяги P_T на робочому обладнанні за час напівциклу відображено на рис. 4.22. В процесі розробки ґрунту без довертання ПР ($t_з$ = 0 с), у наслідок мінімізації товщини

стружки з урахуванням особливостей кінематики руху РО в забої, спостерігається різке зниження сили тяги P_T в початковий період напівциклу. На початку напівциклу, при віяльно-поступальній подачі РО на забій, вектор абсолютної швидкості зачисного башмака, направлений в протилежний бік вектору швидкості $\vec{V_e}$, і таким чином, на механізмі віяльно-поступального переміщення РО реалізується додаткова сила тяги за рахунок контакту опорної поверхні башмака із забоєм. Максимальне значення сили тяги в кінці напівциклу складає $P_T = 20$ *кН*.

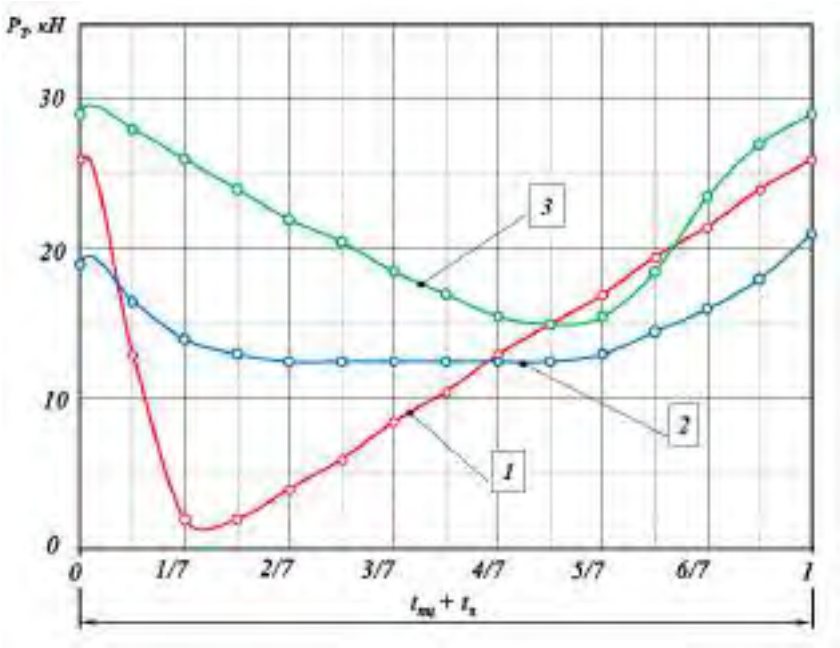


Рисунок 4.22 – Зміна сили тяги P_T на робочому обладнанні УЗМ за час напівциклу при $c = 5$, $V_e = 104$ *м/год*: 1) $t_з = 0$ *с*; 2) $t_з = 1{,}6$ *с*; 3) $t_з = 1{,}9$ *с*

В процесі розроблення широкої виїмки з довертанням ПР ($t_з = 1{,}6$ *с* і $V_e = 104$ *м/год*), в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій, має місце зниження сили тяги ($P_T = 16$ *кН*) та наявність горизонтальної ділянки кривої на рівні ($P_T = 9 \div 11$ *кН*) в середині напівциклу. Із зростанням тривалості довертання ПР ($t_з = 1{,}9$ *с*) значення сили тяги P_T біля стінки забою збільшується і складає $P_T = 22 \div 24$ *кН*. Це пояснюється тим, що при вказаній тривалості довертання ПР ротор РО виходить із забою в кінці напівциклу, сила тяги P_T до цього моменту постійно знижується і різко зростає під час довертання біля

бічної стінки забою.

Методика вибору раціональних значень тривалості довертання $t_з$ проміжної рами для сили тяги P_T при різних швидкостях подачі РО на забій V_e, ґрунтових умовах c і ширини забою b аналогічні вище описаній методиці. Залежності тривалості часу затримки ПР $t_з$ при зміні швидкості подачі V_e РО на забій, що забезпечують мінімізацію сили тяги P_T, за результатами обробки експериментальних даних, наведено на рис. 4.23.

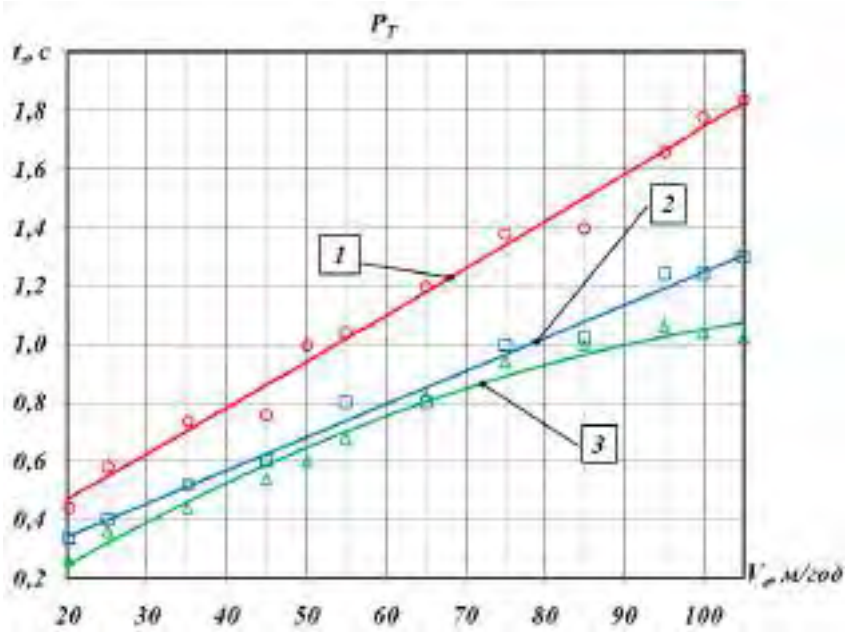


Рисунок 4.23 – Залежності тривалості часу затримки $t_з$ довертання проміжної рами при зміні швидкості подачі V_e робочого органу на забій, що забезпечують мінімізацію сили тяги P_T: 1) $b = 4{,}5$ *м*; 2) $b = 3{,}75$ *м*; 3) $b = 3$ *м*

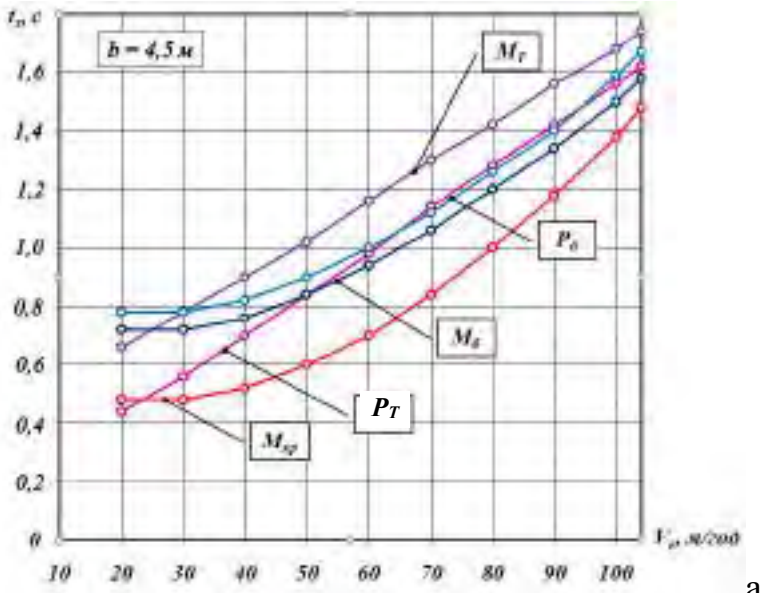
У результаті проведення експериментальних досліджень встановлено, що час довертання ПР мало впливає на зміну вертикальної сили $P_в$ і моменту сил $M_в$ у вертикальній площині, яка проходить через поздовжню вісь машини. Очевидно, що мінімізуючи один із параметрів силового навантаження ($M_{кр}$, M_T, $P_б$, P_T) можливо знизити вертикальні сили і момент сил по диференту. Наукові дослідження [28, 92] показали, що характер зміни крутного моменту на валу метальника за напівцикл практично ідентичний характеру зміни $M_{кр}$ на роторі РО. Навантаження метальника відповідає

розподілу навантаження на роторі РО за напівцикл, що визначається транспортуванням ґрунту із забою на розвантаження. Отже, зниження і стабілізація навантажень на роторі обумовлює зниження нерівномірності навантаження метальника, що в цілому, приводить до зниження енергоємності розробки ґрунту і підвищення продуктивності роботи машини.

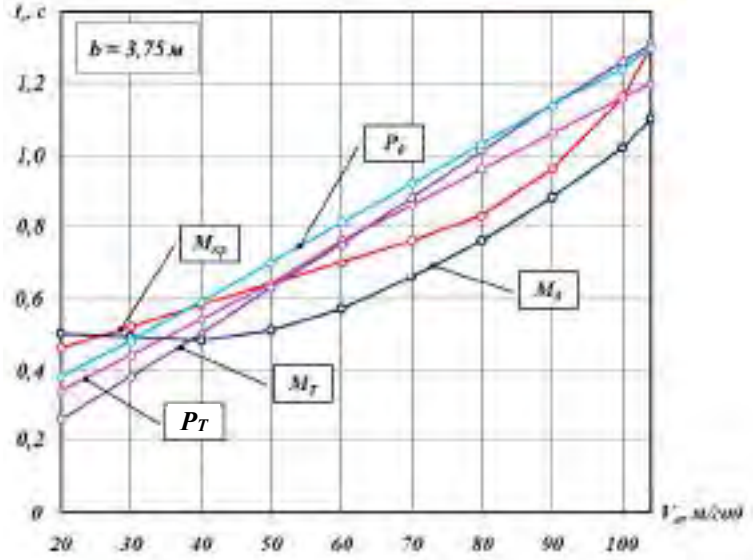
Слід зазначити, що характер розподілу силових факторів за часом циклу зберігається для усіх режимів навантаження (Табл. 3.1). Відмінністю є рівень значень параметрів, що досліджуються.

На рис. 4.24 наведено зведені експериментальні залежності виду $t_з = f(V_e)$ для різної ширини котлованів $b = 3,0 \div 4,5$ *м*, що розробляються, при мінімальних значеннях параметрів силового навантаження сил $P_б$ і P_T та моментів сил M_T і $M_б$. Отримані залежності покладено в основу розроблених алгоритмів переміщення робочого органу УЗМ в забої в режимах максимальної мінімізації та вирівнювання зовнішніх навантажень на ґрунторозробному робочому органі.

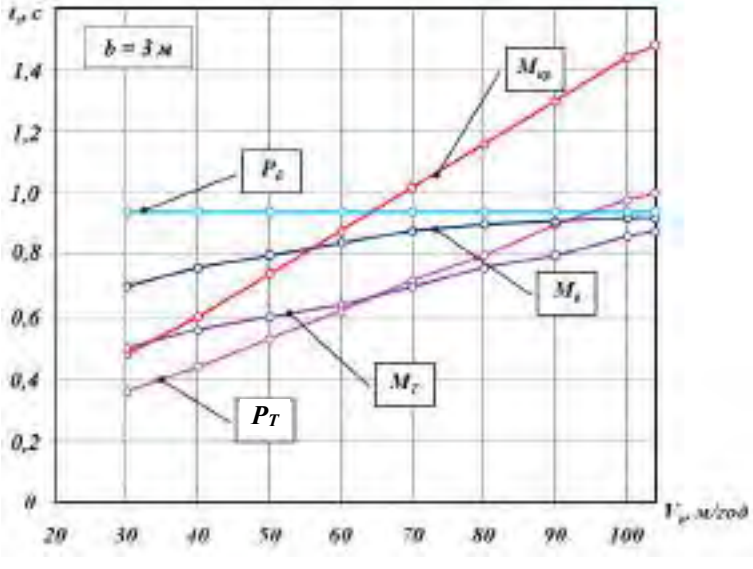
Наведенні залежності характеризують роботу УЗМ в режимі віяльно-поступальної подачі РО на забій в широкому діапазоні зміни вихідних параметрів, і визначають необхідний час довертання $t_з$ проміжної рами робочого органу залежно від швидкості подачі V_e РО на забій. Вибір необхідного часу довертання $t_з$ ПР в ручному режимі з урахуванням фізіологічних особливостей оператора є неможливим. Тому, керування подачею машини та механізмом поперечного переміщення РО, які в цілому визначають режим віяльно-поступального подачі РО на забій доцільно автоматизувати.



а)



б)



в)

Рисунок 4.24 – Залежності часу затримки ПР $t_з$ від швидкості подачі V_e РО на забій при мінімальних значеннях параметрів сил $P_б$ і P_T та моментів сил M_T і $M_б$

Висновки до розділу 4

1. Підтверджено експериментально, що дволанкова двошарнірна навіска РО на шасі з механізмом бічного переміщення ланок в забої забезпечує переміщення по траєкторії, що подібна до лемніскати Бернуллі. Це забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини в плані завдяки довороту проміжної рами ротора в кінці кожного напівциклу робочого процесу. Величина випереджаючої подачі РО на забій, в кінці кожного напівциклу, має бути функціонально пов’язана з швидкістю подачі машини на забій.

2. Визначено експериментально закономірність зміни тривалості довертання проміжної рами РО, що забезпечує розроблення ґрунту стружками постійної товщини в залежності від швидкості подачі машини. Оптимальна тривалість довертання проміжної рами у режимі максимальної продуктивності складає 1,1 с і дозволяє зменшити максимальні значення навантажень на робочому обладнанні до 80 %. Відхилення величини розробленої товщини стружки від розрахункової не перевищує 3,7 %.

3. Підтверджено адекватність розробленої математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ на фізичній моделі при розробленні в ґрунтах I – IV категорій виїмок шириною 3 – 4,5 м 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 ÷ 74 кН·м; сила тяги на РОбл – 19 ÷ 21 кН; бічна сила на РО – 70 ÷ 80 кН; розвертаючий момент в плані – 270 ÷ 280 кН·м; момент в площині корми машини – 120 ÷ 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:

крутний момент на роторі – 45 ÷ 48 кНм; сила тяги на РОбл – 15 ÷ 17 кН; бічна сила на РО – 35 ÷ 45 кН; розвертаючий момент в плані – 140 ÷ 160 кНм; момент в площині корми машини – 85 ÷ 105 кНм; коефіцієнт зміни крутного моменту – 1,4.

Результати експериментальних досліджень отримано з величиною відносної похибки 10 % за довірчої вірогідності 0,95 і повторюваністю дослідів 5.

4. Застосування механізму віяльно-поступального переміщення РО в забої з адаптивним до швидкості руху машини керуванням дозволяє зменшити силові навантаження на робочому обладнанні машини, а саме: крутний момент на роторі – на 34 %; силу тяги на робочому обладнанні – на 20 %; бічну силу на робочому органі – на 47 %; розвертаючий момент в плані – на 36 %; момент в площині корми машини – на 37 %.

РОЗДІЛ 5
ПРИНЦИПОВЕ ТЕХНІЧНЕ РІШЕННЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ УЗМ. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ

5.1 Технічне рішення конструкції робочого обладнання УЗМ

Відповідно результатам виконаних досліджень та отриманої в результаті їх виконання необхідної траєкторії переміщення РО в забої, що забезпечує вирівнювання та зниження абсолютних значень зовнішніх навантажень та підвищення продуктивності робочого обладнання УЗМ, розроблено технічну пропозицію по реалізації отриманих результатів досліджень в процесі створення УЗМ безперервної дії.

Робоче обладнання пропонованої УЗМ безперервної дії (рис. 5.1), являє собою дволанковий двошарнірний механізм навіски РО, який включає роторний ґрунторозробний робочий орган з відцентровим розвантаженням *1*, проміжну раму *3*, яка шарнірно з’єднана вертикальним шарніром *A* з базовим шасі *4*, раму робочого органу *2*, шарнірно змонтовану вертикальним шарніром *B* з протилежним від шасі кінцем проміжної рами, незалежні гідроциліндри 9 приводу рами РО і *8* приводу проміжної рами з регульованими гідронасосами і систему керування подачами гідронасосів (принципова гідравлічна схема механізму віяльно-поступального руху робочого органу УЗМ показана на рис. 2.16).

Процес розроблення широких виїмок стружками ґрунту рівномірної товщини із запропонованим механізмом навіски РО забезпечується суміщенням трьох рухів: поздовжньої подачі базового шасі на забій, різання ґрунту ківшами ротора, і зворотно-поступального (поперечного) переміщення ланок РО відносно поздовжньої вісі машини. Бічне переміщення РО в забої забезпечується одночасним переміщенням проміжної рами та рами робочого органу відносно відповідних шарнірів

індивідуальними гідроциліндрами приводу рами РО і проміжної рами з регульованими гідронасосами і системою керувння подачами гідронасосів. Переміщення проміжної рами від крайньої правої до крайньої лівої бічних стінок широкої виїмки здійснюється по дузі. У момент досягнення РО крайньої правої/лівої стінок котловану, поворот рами робочого органу блокується, а проміжна рама продовжує переміщення (здійснюється довертання проміжної рами) на величину, що визначає товщину стружки ґрунту, що зрізується. Аналогічним чином, при переміщенні проміжної рами від крайньої лівої до крайньої правої бічних стінок котловану.

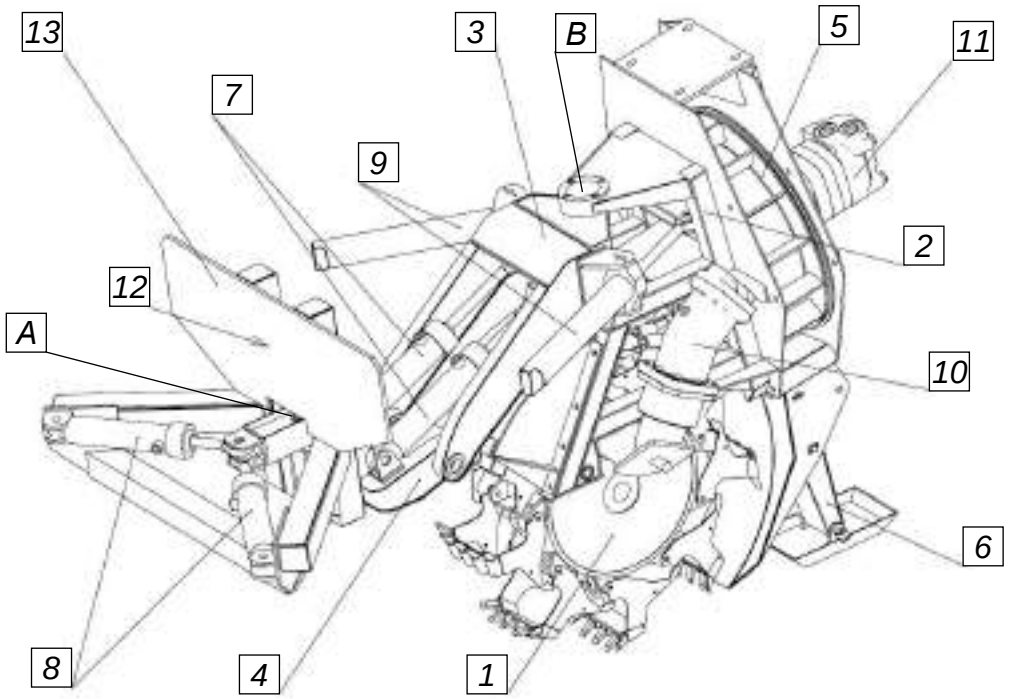


Рисунок 5.1 – Модель робочого органу УЗМ

1 – робочий орган; 2 – рама робочого органу; 3 – проміжна рама; 4 – передня рама; 5 – ґрунтомет; 6 – зачисний башмак; 7 – гідроциліндри підйому-опускання робочого органу; 8, 9 – гідроциліндри приводу: проміжної рами і рами робочого органу; 10, 11 – гідромотор приводу: робочого органу та ґрунтомета; 12 – плита монтажу до тензопідвіски; 13 – навіска; *A, B* – вертикальні шарніри

Принципове технічне рішення конструкції робочого обладнання УЗМ безперервної дії полягає в тому, що завдяки дволанковій двошарнірній навісці робочого органу УЗМ та механізму забезпенчення віяльно-поступального переміщення РО в забої з адаптивним керування, копання котловану по усій ширині виїмки відбувається за траєкторією руху, що обумовлює різання ґрунту стружками рівної товщини. Для цього незалежні гідроциліндри з регульованими гідронасосами та системою керування подачею гідронасосів (гідравлічна схема приводу яких наведена на рис. 2.16), забезпечують переміщення ланок РО таким чином, щоб за час коливального переміщення робочого органу в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції коливального переміщення РО на напрямок переміщення тягача буде практично рівним за величиною вектора переміщення тягача і протилежним йому за напрямком (рис. 2.3).

Для виконання вищезазначеної умови проміжна рама і рама робочого органу пов’язані між собою з можливістю перетворення обертового руху проміжної рами, під час руху тягача, в лінійно-ступінчасту траєкторію переміщення ріжучих крайок ківшів ротора РО, причому лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при поперечному переміщенні робочого органу по всій ширині котловану від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, та у зворотному напрямку, перпендикулярні до поздовжньої вісі тягача і паралельні між собою, а віддаль між ними дорівнює заданій товщині стружки ґрунту (рис. 2.12). Як результат – розроблення широких виїмок відбувається рівномірними стружками однакової товщини.

Алгоритм взаємодії проміжної рами і рами робочого органу на лінійній ділянці траєкторії може бути описаний рівнянням:

$$\beta = 2 \cdot \left(\alpha \pm arctg\left(\frac{c}{b}\right)\right), \qquad (5.1)$$

а на дугоподібній ділянці траєкторії

$\beta = const$

де β – кут повороту рами робочого органу відносно проміжної рами;

α – кут повороту проміжної рами відносно поздовжньої осі тягача; c – товщина стружки ґрунту; b – ширина котловану.

В процесі копання широких виїмок стружками ґрунту рівної товщини кутова швидкість $\left|\frac{d\alpha}{dt}\right|$ проміжної рами та рами ротора мають бути постійними для заданого поєднання значень ширини котловану b, товщини стружки ґрунту c і поздовжньої швидкості переміщення шасі V_e.

Отриманий технічний результат дозволяє стверджувати, що копання УЗМ безперервної дії поздовжніх виїмок різних лінійних розмірів здійснюється рівномірними стружками ґрунту заданої товщини по усій його ширині, що в свою чергу сприяє покращенню умов роботи землерийної машини та підвищенню її продуктивності. Це підтверджується теоретичними розрахунками (розділ 2), практичними дослідженнями робочого процесу (розділ 4) та захищене патентом на винахід України № 114779.

5.2 Технічні пропозиції для розроблення локальної САУ механізму приводу бічного переміщення робочого органу

Для автоматичного керування, механізм бічного переміщення робочого органу при розробленні широких виїмок шляхом узгодження швидкості подачі на забій та часу довертання проміжної рами, УЗМ оснащається САУ, що включає: блок синхронізації руху РО в забої та блок адаптивного керування часом довертання ПР залежно від реальної швидкості переміщення машини V_e [99, 100].

Розроблено та випробувано на фізичній моделі робочого обладнання УЗМ релейних блок синхронізації процесу бічного переміщення РО в забої та спеціальний датчик швидкості подачі машини на забій V_e. Реалізація адаптивного автоматизованого керування часом довертання $t_з$ здійснюється мікропроцесорним блоком, який регулює час затримки $t_з$ відповідно до заданого закону залежно від реальної швидкості переміщення машини V_e.

Відповідно до розробленого алгоритму керування робочим процесом

УЗМ з вирівнюванням товщини стружки, мікропроцесорний блок керує спрацюванням електромагнітного реле за час напівциклу (рис. 2.17).

Для реальних умов роботи машини, за експериментально визначеними законами керування часом довертання ПР $t_з$, визначена область реалізації функції подачі $t_з = f(V_e)$. Функції виду $t_з = f(V_e)$ можна трансформувати у функціональну форму з подальшим внесенням даних в ПЗУ мікропроцесорного блоку.

Оскільки відхилення отриманих залежностей від лінійного закону незначні, їх можливо відобразити у вигляді функції:

$$t_{зi} = k_i V_e + q_i - \Delta t_з , \qquad (5.2)$$

де, $t_{зi}$ – час довертання ПР для i-тих умов (ширина забою, параметр оптимізації), *с*;

k_i – кут нахилу прямої до вісі абсцис;

V_e – швидкість руху машини, *м/год*;

q_i – коефіцієнт, що визначається значення функції в точці перетину прямої з віссю ординат, *с*.

Викладення експериментальних залежностей у вигляді лінійної функції вносить похибку, що знаходиться в межах від 2 – 5 % до 7 – 12 %, менша з яких відповідає роботі машини на більш твердих ґрунтах.

Значення коефіцієнтів k і q рівняння (5.2) для різних умов роботи: ширини забою b; моменту в площині корми машини $M_б$; розвертаючого моменту сил в плані $M_т$; крутного моменту на роторі робочого органу $M_{кр}$, розраховано та викладено в таблиці (Табл. 5.1).

Реалізація даних зазначених в Табл. 5.1 у програмі мікропроцесорного блоку автоматизованого керування УЗМ дозволяє вирішувати наступні задачі:

визначення реальної швидкості переміщення машини V_e;

синхронізація бічного переміщення ланок механізму;

забезпечення затримки сигналу керування часом довертання ПР, що поступає з кінцевих вимикачів, на час $t_з$, і визначається у вигляді функції (5.2).

Таблиця 5.1 – Значення коефіцієнта k і q лінійних рівнянь виду (5.2)

Параметр оптимізації	k	q	k	q	k	q
T	0,0139	0,926	0,0233	0,0275	0,0315	0,349
$M_б$	0,0098	1,123	0,0212	0,425	0,0344	-0,126
M_T	0,0116	0,850	0,0271	0,101	0,0282	0,874
$M_{кр}$	0,0253	0,449	0,0246	0,250	0,0282	0,250
	$b = 3,0$ м		$b = 3,75$ м		$b = 4,5$ м	

Вибір режиму керування (ширина котловану, що розробляється): $b = 3,0$ м, $b = 3,75$ м, $b = 4,5$ м і параметру оптимізації T, $M_б$, M_T, $M_{кр}$ виконуються оператором машини вручну в залежності від умов.

5.3 Оцінка конструктивної продуктивності УЗМ

При забезпеченні руху робочого органу в забої по заданій траєкторії, параметри яких визначаються співвідношенням значень b, V_e, $t_з$ (Рис. 4.24), спостерігається зниження характерних силових факторів: крутного моменту на роторі $M_{кр}$, сили тяги T, бічної сили $M_б$.

Проведемо оцінку роботи машини в I – III категорії ґрунтів при відриванні котловану шириною $b = 4,5$ м у встановленому режимі роботи на горизонтальній ділянці місцевості.

Для оцінки роботи УЗМ складемо баланс потужності для роботи без вирівнювання товщини стружки в плані ($t_з = 0$) та при умові розробки забою стружками рівномірної товщини в плані.

Приймемо вільну потужність базового шасі, яка може бути реалізована споживачами на робочому органі $N_в = 453$ кВт:

$$N_в = N_p + N_м + N_x + N_{бп}, \qquad (5.3)$$

де, N_p – потужність на приводі ротора;

$N_м$ – потужність приводу метальника ґрунту;

N_x – потужність ходу на переміщення машини;

$N_{бп}$ – потужність бічного переміщення РО в забої.

Використовуючи експериментальні дані, приведені в главі 4 роботи, а також результати розрахунку балансу потужності УЗМ та результати експериментальних досліджень складемо баланс потужності УЗМ. Результати розрахунку наведено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку балансу вільної потужності УЗМ

Параметр	Одиниця виміру	Розробка забою без вирівнювання товщини стружки в ($t_з = 0$)	Розробка забою стружками рівномірної товщини ($t_з = 1,1$ *с*)
V_e	*м/год*	85	107
V_p	*м/с*	6	6
$V_{бп}$	*м/с*	0,7	0,7
$M_{кр}$	*кНм*	55	52
$P_{бп}$	*кН*	75	40
T	*кН*	20	16
N_p	*кВт*	238	228
$N_м$	*кВт*	160	194
$N_{бп}$	*кВт*	52	28
N_x	*кВт*	3	3
N_Σ	*кВт*	453	453
$П_к$	*м³/год*	570	720
E	*кВт год/м³*	0,79	0,59

Таким чином, при реалізації повної потужності силової установки машини можливе зростання конструктивної продуктивності УЗМ та зниження енергоємності розроблення ґрунту на 25,3 %.

Розрахунок економічної ефективності запропонованої універсальної землерийної машини безперервної дії наведено в Додатку Г.

5.4 Інженерна методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів механізму поперечного переміщення робочого органу УЗМ

Інженерна методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів механізму поперечного переміщення робочого органу УЗМ розроблена на основі отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень роботи, перевірки тотожності результатів, а також експериментальної перевірки коректності припущень, прийнятих при виконанні теоретичної частини роботи.

Сутність інженерної методики полягає у наступному.

1. Навіска ротора УЗМ повинна представляти собою дволанковий, двошарнірний механізм з обертальним парами п’ятого класу структурна схема якого відображена на Рис. 2.7.

2. Розроблення ґрунту робочим органом УЗМ забезпечується важільним механізмом подачі ротора на забій з трьома ступенями вільності (Рис. 2.9).

3. Переміщення ланок *m* і *n* РО (Рис. 2.8) в горизонтальній площині забезпечується механізмом бічного переміщення РО з індивідуальним приводом кожної з ланок, що включає по два гідроциліндри на кожну з ланок.

4. Відповідно до прийнятої кінематичної схеми (Рис. 2.8), проміжна рама включає два плеча: плече *AE* радіусом R_2 є приводом проміжної рами; плече *AB* радіусом R_m є безпосередньо ланкою *m* ПР. Вісь обертання *A* знаходиться на зв’язному шарнірі. Вісь *E* є шарнірним з’єднанням з штоками гідроциліндрів приводу проміжної рами. Вісь *B* є шарніром з’єднання проміжної рами з рамою РО.

Рама робочого органу (Рис. 2.8) включає два плеча: плече *BC* радіусом R_1 є приводом рами РО; плече *BM* радіусом R_n є безпосередньо ланкою *n* РО. Вісі *T* і *F* є шарнірами кріплення корпусів, а вісі *U* і *G* – шарнірами кріплення штоків гідроциліндрів приводу рами РО. Кронштейни вісей *T* і *F* жорстко встановлені на проміжній рамі, а кронштейни вісей *U* і *G* – на приводному плечі рами робочого органу (корпусі ґрунтомета) рис. 5.1.

5. Ширина забою b, на рівні денної поверхні ґрунту, визначається з урахуванням ширини ріжучого периметру ротора b_p:

$$b = b_1 + b_p, \tag{5.4}$$

де, b_1 – розмах коливання центру ріжучих периметрів на рівні денної поверхні ґрунту в забої.

6. Величина кутів α і β бічного переміщення ланок m і n (Рис. 2.10) вибирається залежно від необхідної ширини виїмки b забою.

7. Довжина ланки m (проміжної рами R_m) і ланки n (рами ротора R_n) визначається при виборі компонувальної схеми машини та її робочого обладнання у проекції на горизонтальну площину в одному з крайніх положень при максимальному бічному переміщенні на кути α і β відповідно (Рис. 5.2) та ширини виїмки $b/2$.

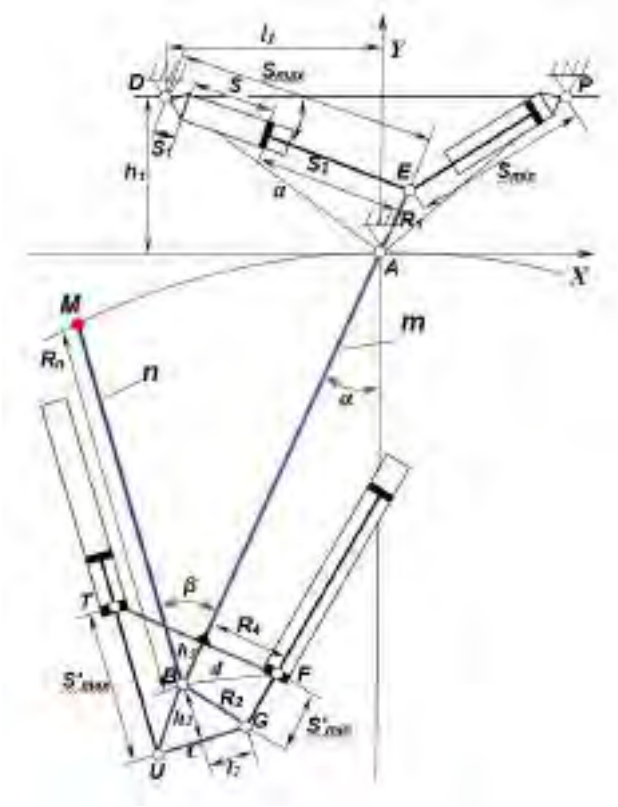


Рис. 5.2 – Варіант механізму бічного переміщення робочого органу

8. Поточні координати описової точки M (рис. 2.10) в системі координат XOY з центром координат в точці A і можна записати у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{cases} x = R_m sin \propto + R_n \sin(\beta - \alpha); \\ y = R_n \cos(\beta - \alpha) - R_m cos\alpha. \end{cases} \quad (5.5)$$

9. Довжина приводного плеча *EA* (Рис. 5.2) проміжної рами визначається конструктивно відносно параметрів між лонжеронами рами базового шасі з урахуванням кута повороту проміжної рами *α*.

10. При проектуванні гідрооб'ємного приводу механізму бічного переміщення РО з силовими гідроциліндрами, координати встановлення їх шарнірів вибираються з урахуванням наступних залежностей:

10.1. Для приводу проміжної рами (рис. 5.2):

$$R_1^2 - a^2 + \left(S_{min} + \frac{S_{max}}{2}\right)^2 = 0; \quad (5.6)$$

$$a^2 - R_1^2 + \left(S_{min} + \frac{S_{max}}{2}\right)^2 = 0, \quad (5.7)$$

при $|a - R_1| < S_{min} < a + R_1 - S_{max}$

де, *a* – відстань від вісі зв'язного шарніру *A* до вісі шарніра *D* кріплення гідроциліндра приводу проміжної рами;

R_1 – приводне плече проміжної рами робочого органу;

S_{min} – відстань між вісями шарнірів *P* і *E* гідроциліндра при втягнутому штокові;

$S_{max}/2$ – хід штока, що забезпечує реалізацію максимального кута ПР *a*;

10.2. Для приводу рами ротора (рис. 5.2):

$$R_2^2 - d^2 + \left(S'_{min} + \frac{S'_{max}}{2}\right)^2 = 0; \quad (5.8)$$

$$d^2 - R_2^2 + \left(S'_{min} + \frac{S'_{max}}{2}\right)^2 = 0, \quad (5.9)$$

при $|d - R_2| < S'_{min} < d + R_2 - S'_{max}$

де, *d* – відстань між вісями шарнірів кріплення рами ротора до проміжної рами *B* до вісі шарніра *F* кріплення гідроциліндра приводу рами ротора;

R_2 – відстань між вісями шарнірів *B* і *G* гідроциліндра приводу рами ротора;

S'_{min} – відстань між вісями шарнірів *F* і *G* гідроциліндра приводу рами ротора при втягнутому штокові;

$S'_{max}/2$ – хід штока, що забезпечує реалізацію максимального кута β між проміжною рамою і рамою ротора;

11. Поточні значення кутів відхилення ланок m і n робочого органу визначається з урахуванням значень вибраних координат встановлення гідроциліндрів і закону висування їх штоків:

$$\begin{cases} \alpha(t) = \dfrac{\pi}{2} - arctg\dfrac{h_1}{l_1} - arccos\dfrac{R_1^2 + a^2 - (S_{min} + S\,(t))^2}{2 \cdot R_1 \cdot a}, \\ \beta(t) = \pi - arctg\dfrac{R_4}{h_3} - arctg\dfrac{l_2}{h_2} - arccos\dfrac{d^2 + R_2^2 - \left(S'_{min} + S'(t)\right)^2}{2 \cdot d \cdot R_2}. \end{cases} \quad (5.9)$$

12. Алгоритм зворотно-поступального переміщення ланок механізму бічної подачі робочого органу на забій повинен відповідати розробленому в п. 2.7 роботи.

13. При суміщенні усіх робочих рухів РО розробка забою стружками рівномірної товщини в горизонтальній площині забезпечується при виконанні рівності:

$$t_з = \frac{12R_m t_{нц}}{bV_{бп}} V_e - \Delta t_з, \text{ с} \quad (5.10)$$

де, $t_з$ – час затримки повороту рами РО відносно ПР біля бічної стінки забою, *с*;

$t_{нц}$ – час руху між бічними стінками забою (напівциклу) з урахуванням часу затримки $t_з$, *с*;

$\Delta t_з$ – сумарна похибка спрацювання виконавчих механізмів;

b – ширина котловану, що розробляється, *м*;

$V_{бп}$ – середня швидкість бічної подачі РО за час напівциклу, *м/с*;

V_e – швидкість поздовжньої подачі машини на забій, *м/с*.

14. Для зменшення та стабілізування навантажень на робочому обладнанні необхідно забезпечити адаптивне керування часом довертання $t_з$ РО залежно від реальної швидкості подачі V_e. Керування процесом віяльно-поступального переміщення РО в забої відповідно до закону виду $t_з = f\,(V_e)$ можливе шляхом застосування САУ зазначеним процесом.

Висновки до розділу 5

1. У результаті проведених досліджень розроблено технічну пропозицію по створенню УЗМ із забезпеченням вирівнювання і зниження абсолютних значень зовнішніх навантажень на РО та підвищення продуктивності робочого обладнання УЗМ безперервної дії.

Принципове технічне рішення конструкції робочого обладнання УЗМ безперервної дії захищене патентом на винахід України № 114779.

2. Розроблено та випробувано на фізичній моделі робочого обладнання УЗМ релейний блок синхронізації процесу бічного переміщення РО в забої та спеціальний датчик швидкості подачі машини на забій. Реалізація адаптивного автоматизованого керування часом довертання здійснюється мікропроцесорним блоком, який регулює час затримки відповідно до заданого закону залежно від реальної швидкості переміщення машини.

3. Продуктивність УЗМ безперервної дії, що працює в режимі віяльно-поступального переміщення РО в забої завдяки адаптивному керуванню бічним переміщенням, реалізації повної потужності силової установки машини та вирівнювання товщини стружки збільшено в 1,9 – 2 рази, при цьому енергоємність розроблення ґрунту знижується на 25,3 %.

4. Розроблена інженерна методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів дволанкового, двошарнірного механізму віяльно-поступальної подачі робочого органу УЗМ безперервної дії на забій, містить математичні закономірності, що дозволяють обґрунтовано виконувати розрахунок основних параметрів робочого обладнання та механізму його гідроприводу.

ВИСНОВКИ

Дисертація 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 та технологічного призначення шляхом удосконалення конструктивних параметрів та кінематики переміщення робочого органу (РО) в забої без переналагодження робочого обладнання. Це дає можливість розширення сфери застосування землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання, підвищення ефективності виробництва завдяки збільшенню обсягів серійного виготовлення однотипових машин та їх подвійного використання.

1. Аналіз існуючих конструкцій УЗМ безперервної дії, їх робочого обладнання та процесів копання 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 навіски РО на базове шасі з індивідуальним приводом бічного переміщення кожної з ланок забезпечує розробку ґрунту стружками рівномірної товщини в режимі віяльно-поступальної подачі на забій під час копання широких виїмок.

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

4. Експериментально підтверджено адекватність розробленої

математичної моделі функціонування робочого обладнання УЗМ при розробленні виїмок шириною 3 – 4,5 м в режимі максимальної продуктивності машини. Відхилення величини товщини розроблюваної стружки від розрахункової не перевищує 3,7 %.

5. Експериментально підтверджено можливість розробки ґрунту стружками рівномірної товщини в плані роторним робочим органом УЗМ за умови його віяльно-поступального переміщення в забої по траєкторії, що подібна до лемніскати Бернуллі, завдяки довороту проміжної рами робочого органу в кінці кожного напівциклу робочого процесу, при стабільній роботі гідроприводів робочого органу.

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, становлять: крутний момент на роторі – 67 ÷ 74 кНм; сила тяги на робочому органі – 19 ÷ 21 кН; бічна сила на РО – 70 ÷ 80 кН.

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: крутний момент на роторі – 45 ÷ 48 кНм; сила тяги на робочому оргні – 15 ÷ 17 кН; бічна сила на РО – 35 ÷ 45 кН.

Результати експериментальних досліджень отримано з величиною відносної похибки вимірювань 10 % за довірчої вірогідності 0,95 і повторюваністю дослідів 5.

Застосування створеного механізму переміщення РО в забої з адаптивним до швидкості руху машини керуванням дозволяє зменшити: крутний момент на роторі – на 34 %; силу тяги на робочому обладнанні – на 20 %; бічну силу на робочому органі – на 47 %.

6. Експериментально визначено закономірність зміни тривалості довертання проміжної рами РО, що забезпечує розроблення ґрунту стружками незмінної товщини в залежності від швидкості подачі машини, що покладено в

основу алгоритму керування переміщенням робочого органу в забої. Оптимальна тривалість довертання проміжної рами у режимі максимальної продуктивності складає 1,1 с, що дозволяє зменшити максимальні навантаження на робочому обладнанні до 80 %.

7. Технічна пропозиція по створенню конструкції робочого обладнання УЗМ полягає в оригінальності механізму навішування ґрунторозробного ротора на базовому шасі та алгоритму його переміщення в забої в процесі копання ґрунту, захищена патентом України на винахід № 114779, а її реалізація забезпечує збільшення технічної продуктивності робочого обладнання машини в 1,9 – 2 рази порівняно з відомими аналогами УЗМ безперервної дії.

8. Підтверджена робоча гіпотеза дослідження, що підвищення продуктивності роботи машини, мінімізація та вирівнювання зовнішніх навантажень на робочому органі УЗМ в процесі копання широких виїмок в ґрунті забезпечується шляхом вирівнювання товщини стружки ґрунту, що зрізується робочим органом впродовж робочого циклу в режимі віяльно-поступального переміщення в забої.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А. Хахлюк. Украина – транзитное государство. Экономика Украины. – К. : 2001. – № 1. – С. 26–33.

2. ПАТ “Укртранснафта”. URL: https://www.ukrtransnafta.com/shema-sistemi-magistralnih-naftoprovodiv -ukrayini/ (Дата звернення 15.11.2021).

3. Gas Transmission System Operator of Ukraine. URL: https://tsoua.com /gts-infrastruktura/mozhlyvosti-gts/ tehnichni-dani/ (Дата звернення 18.11.2021).

4. 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).

5. Ремонт магистральных и промышленных газопроводов.: справочное пособие. : В.Н. Груднистый, Е.Е, Зорин, С.А. Етурцов и др.; под ред. А.И. Степаненка. : К.: Интерграфик, 1996. – 192 с.

6. Філіпчук І. Зроблено в Україні. Аналогів немає. Нафта і газ. - 1999. № 10. С. 12–13.

7. Василенко С.К., Мусійко В.Д. Швидкісний капітальний ремонт магістральних трубопроводів. Нафта і газ / – 2004. – № 9. – С. 42–43.

8. Хмара Л.А., Мусійко В.Д. Про невідповідність темпів виконання земляних робіт темпам ремонтних робіт на трубопроводах та шляхи їх усунення Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. : Д. : ПГАСА, 2016. Вип. 88. С. 79-86.

9. Мусійко В.Д. Теорія спеціальних землерийних машин безперервної дії. Видання друге доповнене :монографія / Вид. «Людмила», 2018. 280 с.

10. Про національну безпеку України : Закон України від 21.06.2018 р. № 2469-VIII (Відомості Верховної Ради (ВВР), 2018, № 31, с. 241).

11. 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.

12. Дьяков С.І. та ін. Військові фортифікаційні споруди.: підручник:/ НАСВ, Львів, 2018. 318 с.

13. 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.

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

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

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

17. Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Вдосконалення траншейного екскаватора з безківшевим 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.

18. 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.

19. Хмара Л. А., Колесник Н. П., Станевский В. П. Модернизация и повышение производительности строительных машин. : - Київ: Будівельник, 1992. 152 с.

20. A. Shehadeh, O. Alshboul, O. Tatari, M.A. Alzubaidi, A. Hamed El-Sayed Salama. Selection of heavy machinery for earthwork activities: A multi-objective optimization approach using a genetic algorithm. *Alex. Eng. J.* 2022, *61*, 7555–7569. DOI: https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.01.010. URL:https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1110016822000126?via%3Dihub.

21. Быков А.В. Исследование конструктивно-кинематических параметров

цепнобалочного рабочего органа универсальной землеройной машины: дис. канд. тех. наук / Быков Александр Владимирович. – К., 1986. 205 с.

22. Цепь одностороннего перегиба : А.с. 488036 СССР : F 16g 13/12. № 1897267/25-27; заявл. 09.03.1973; опубл. 15.10.1975, Бюл. № 38 – 2 с.

23. Рабочий орган землеройной машины : А.с. 613026 СССР, E02 F 5/06. № 2367494/29-03; заявл. 04.07.1976; опубл. 30.06.1978, Бюл. № 24 – 3 с.

24. Кудра С.Е., Быков А.В. Цепно-балочный рабочий орган универсальной землеройной машины : Строительные и дорожные машины. – 1979. № 12. С. 6–7.

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

26. 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).

27. Экспериментальные исследования рабочих процессов перспективных землеройных машин с целью определения их основных параметров. Отчет о НИР / Киевск. автом.-дор.ин-т. - № ГР 01.84.000355. Киев. 1983. - 180 с.

28. Определение оптимальных кинематических параметров рабочего процесса и компоновочного решения универсальной роторной землеройной машины. Отчет о НИР / Киевск. автом.-дор.ин-т. №гр 01.86.0017418; К., 1987. -196 с.

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

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

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

32. Хмара Л.А. Интенсификация рабочих процессов машин для

земляных работ. – Днепропетровск: ДИСИ, 1989. – 329 с.

33. 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.

34. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. 432 с.

35. S. Kravets, V. Suponyev, A. Goponov, S. Kovalevskyi, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scrapertrench excavators. Eastern-European journal of enterprise technologies. 2020. № 4/1(16). С. 23–28. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.208957. URL: https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=3722996.

36. 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.

37. Smieszek M., Musiiko V., Mateichyk V., Tsiuman M., Koval A., Mościszewski J. Determination of Continuous Earthmoving Machinery Course Stability under the Conditions of Cyclic Lateral Loading (2022) Applied Sciences (Switzerland), 12 (14). DOI:10.3390/app12147029. URL:https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85137348883&doi=10.3390%2fapp12147029&partnerID=40&md5=4d720866af0e9f069fd14adfb907bc2f.

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

39. Рабочий орган роторного экскаватора с центробежной нагрузкой: А.с. 1479572 СССР : Е 02 F 3/24 ; № 4234865/29-03; заявл. 23.04.87; опубл. 15.05.89; Бюл. № 18.

40. Баловнев В.И., Хмара Л. А. Повышение производительности машин для земляных работ: учебник. Київ: Будівельник, 1988. 152 с.

41. 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.

42. 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.

43. Каслин Н.Д., Дырда Н.П. Экспериментальные исследования налипания и намерзания грунта на рабочий орган роторного экскаватора. Вестник ХНАДУ : сб. научн. тр. – Х. : ХНАДУ, 2005. – Вып. 27. – С. 108-111.

44. Створення траншейно-котлованних 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

45. 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.

46. 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. 126 с.

47. 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.

48. 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).

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

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

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

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

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

54. Wolfe Heavy Equipment. URL: www.wolfeequipment.com / (Дата звернення 17.09.2019).

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

56. 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.com1/ journals/sv/2021/9918988// (Дата звернення 15.08.2020).

57. Машина для рытья траншей : А.с. 184732 СССР : E02 F 5/06. E02 F 3/08. № 1002187/29-14; заявл. 05.06.1965; опубл. 21.07.1966, Бюл. № 15. – 5 с.

58. Землеройная машина : А.с. 966168 СССР :E 02 F 3/18. 2722557/29-03; заявл. 08.02.79; опубл. 15.10.82; Бюл. № 38.

59. Землеройная машина : а.с. 1137157 СССР : E 02 F 3/18. 3581844/29-03; заявл. 28.02.83; опубл. 30.01.85; Бюл. №4.

60. Універсальна землерийна машина : пат. 101931, Україна : E02F 3/00; № а 2012 09065 ; заявл. 23.07.2012; опубл. 13.05.2013, Бюл. № 9.

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

62. Машина землеройная ПЗМ-3. Руководство по эксплуатация. ПЗМ3.00.00.000.РЭ.2000. 184 с.

63. Машина землеройная ПЗМ-3-01. Руководство по эксплуатации. ПЗМ3-01.00.00.000.РЭ.2017. 172 с.

64. Фреза рабочего органа траншейно-котлованной машины : а.с. 1469044 СССР. : № 4302849/29-03; заявл. 07.07.87; опубл. 30.03.89, Бюл. № 12. 4 с.

65. Сайт Вікіпедія. URL:https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%94%D0%9A-3/ (Дата звернення .25.10.2021).

66. УЗМ Qgmc виробництва Qingzhou Honorsun Trade Co., Ltd., КНР. URL: https://www.alibaba.com/product-detail/Mechanical-blasting-digging-trenches-Wheel-trench_1978562777.html/ (Дата звернення 19.09.2020).

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

68. Журнал "North American Oil & Gas Pipelines". № 10, 2017 р. Carving a Way: Trenching Machines Cut the Path for Pipe. URL: /https:// napipelines.com /trenching-machines-cut-path-pipe/ (Дата звернення 18.09.2019).

69. 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: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-223-232. URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/48/223-232.pdf.

70. Ковалев Е.П., Николаев С.Н. Результаты исследований экскаватора УЭР. Строительство трубопроводов. – 1965. - № 2. С. 9 - 15.

71. Покровский В.В., Успенский В.П. Результаты испытаний экскаватора типа УЭР. Строительство трубопроводов. - 1966. - №5. С. 11-16.

72. Фізика для бакалаврів. Механіка. URL:/http://physics.zfftt.kpi.ua/ mod/book/view.php?id=272&chapterid=692 (Дата звернення: 20.10.2021).

73. Савелов А.А. Плоские кривые. Систематика, свойства, применение. Справочное руководство. Госиздат физ.-мат. литературы. М., 1960. 296 с.

74. Тютюн Л.А., Тимчишена І.А. Чудові властивості та застосування лемніскати 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).

75. Mashadi M., Deswita L., Suprika G. Alternative constructs of the lemniscate of bernoulli. Journal of Physics: Conference Series, 2019, Universitas Negeri Padang, Padang City, Indonesia. URL: https://iopscience.iop.org/article/ 10.1088/1742-6596/1554/1/012071/ (Дата звернення: 20.10.2021).

76. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. 640 с.

77. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. в 7 т. / т. II: Кулисно-рычажные и кривошипно-ползунные механизмы. – 2-е изд. - М.: Наука., 1979. 560 с.

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

79. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. : Справочник. : М., Машиностроение, 1983. 301 с.

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

81. Lazaruk J., Musiiko V., Honchar M., Nikolaienko V., Korpach A. Optimization of the motion algorithm and reduction of the external dynamic load of the machinery actuator in translational and rotational modes. Symmetry 2022, 14, 51. DOI: https://doi.org/10.3390/sym14010051. URL: https://www.mdpi.com/2073-8994/14/1/51.

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

83. 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.

84. Беренгард Ю.Г. Управление силовыми позиционным гидроприводом на основе планирования закона движения : Науч. тр. ВНИИстройдормаш: Проблемы повышения технического уровня строительных и дорожных машин. 1987. – Вып. 108. С. 55-63

85. Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. : М.: Высшая школа, 1989. - 370 с.

86. Пейсах Э.А., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. : М.: Машиностроение, 1988. 203 с.

87. Пейсах Э.А., Оптимизационный синтез рычажных механизмов// Расчет и конструирование механизмов и деталей машин. – Л.:

Машиностроение, 1975. С. 38-75.

88. Алабужаев П.М. Теория подобия и размерностей. Моделирование : М.: Высшая школа, 1968. 206 с.

89. Венников В.А., Венников Т.В. Теория подобия и моделирования : М.: Высшая школа. 1984. 439 с.

90. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. - М.: Высшая школа, 1981. 336 с.

91. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин. - М.: Машиностроение. 1974. 232 с.

92. Создание САУ ВЗМ и их унифицированных рабочих органов, подготовка исходных данных на их разработку. Отчет о НИР/ Киев. автом.-дор. ин-т. - № ГР 01.88.0004646; Киев, 1989. 138 с.

93. Стенд для испытания рабочих органов землеройных машин : а.с. № 1320345 СССР : E02F5/00, G01M15/00. № 4017737/29-03; заявл. 05.02.1986; опубл. 30.06.1987, Бюл. № 24.

94. Федорец В.А. и др. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков : Киев, Вища школа, 1987. 368 с.

95. Барабащук В.И., Креденцер Б.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике : К.: Техніка, 1984. 200 с.

96. Лабораторные работы по методологии научных исследовании / Под ред. А.А. Пижурина. : М.: М.Л.И., 1976. 137 с.

97. Зеленин А.Н., Карасев Г.Н., Красильников Л.В. Лабораторный практикум по резанию грунтов. : М.: Высшая школа, 1969. 310 с.

98. Карасев А.И. Теория вероятностей и математическая статистика : М.: Статистика, 1979. 210 с.

99. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. : М.: Машиностроение, 1978. 736 с.

100. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. : М.: Наука, 1972. 767 с.

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. 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).

2. Lazaruk J., Musiiko V., Honchar M., Nikolaienko V., Korpach A. Optimization of the motion algorithm and reduction of the external dynamic load of the machinery actuator in translational and rotational modes. Symmetry 2022, 14, 51. DOI: https://doi.org/10.3390/sym14010051.
URL: https://www.mdpi.com/2073-8994/14/1/51 (ORCID).

Публікації у наукових фахових виданнях України:

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

4. 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". Науково-технічний збірник.* К.: НТУ, Вип. № 1 (48). 2021. С. 223-232. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-223-232.
URL: http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/48/223-232.pdf.

Публікації апробаційного характеру:

5. Лазарук Ю.В., Холодний Ю.Ф., Довбня В.В. Модернізація полкової

землерийної машини ПЗМ-3 з метою придання об'єкту нових тактико-технічних властивостей : тези доп. *Міжн. наук.-техн. конф. "Перспективи розвитку озброєння та військової техніки СВ"*. (Львів, 18 – 20 трав. 2016) / Львів, нац. акад. сух. Військ - Львів, 2016. С. 281 – 282.
URL: https://www.asv.mil.gov.ua/content/nauka/2016/18-20-05-2016_conf.pdf.

6. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б., Холодний Ю.Ф. Напрямки створення та модернізації землерийних машин інженерного озброєння. *Збірн. тез доп. IV Всеукр. наук.-практ. конф.* (Одеса, 07 – 08 вер. 2017). Воєн. акад. - Одеса, 2017.: С. 116 – 117. URL: https://vaodesa.mil.gov.ua/.

7. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Модернізація землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ. *Матеріали LXXIII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структ. підрозд.* - К.: НТУ, 2017.: С. 21. URL: https://drive.google.com/file/d/1GyK8BsnakngvopAADyWv3l4kEA22yhEs/view.

8. Лазарук Ю.В., Коваль А.Б., Гончар М.О. Проблеми модернізації землерийних машин безперервної дії. *Тези доп. V Міжн. наук.-практ. конф. XIV Міжн. спец. вист. "Зброя і безпека-2017"*. (Київ, 11-12 жов. 2017). - К.: 2017. С. 345-346.

9. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Підвищення продуктивності універсальних траншейно-котлованних землерийних машин. *Тези доп. LXXIV наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2018. С. 18-19.
URL:https://drive.google.com/file/d/1_uA1WGugEVOGtLukG_ZMX71VgXPIq98l/view.

10. Лазарук Ю.В., Коваль А.Б., Горковенко О.В. Перспективи створення військово-інженерних землерийних машин безперервної дії. *Тези доп. VI Міжн. наук.-практ. конф. XV Міжн. спец. вист. "Зброя і безпека – 2018"*. (Київ, 11-12 жов. 2018) - К.: 2018, С. 281-283.

11. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д. Досвід модернізації машин подвійного призначення. *Матеріали LXXV наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних*

підрозділів НТУ. - К.: НТУ, 2019. С. 21.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

12. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Експериментальні дослідження універсальних землерийних машин на стенді фізичного моделювання. *Тези доп. LXXVI наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2020. С. 20-21.
URL: https://drive.google.com/file/d/16Vrd9t8qiaZrTaTmPzz5lqtihzjtrjsf/view.

13. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Варфоломєєв Ю.М. Теоретичні передумови оптимізації конструктивних і кінематичних параметрів робочого обладнання універсальних землерийних машин. *Тези доп. LXXVII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2021. С.20. URL:https://drive.google.com/file/d/1ueDfCu-mBO1oTk1-nKHgyDCsnBy_sab5/view.

14. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Синтез алгоритму функціонування робочого органу універсальної землерийної машини та комп’ютерне моделювання його переміщення. *Тези доп. LXXVIII наук. конф. професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів НТУ.* - К.: НТУ, 2022. - С. 15. DOI:10.33744/2786-6459-2022-78. URL: https://drive.google.com/file/d/1yhVlySe-r3EHbJt98UoRZEW94NhxOzk7/view.

15. Лазарук Ю.В., Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Розвиток засобів механізації дорожніх та земляних робіт в сучасних умовах : *Тези доп. Наук.-практ. семінар*. (Київ, 28 жов. 2021) / Центр. наук.-досл. інст. озбр. та військ. техн. Збр. Сил Укр. – К.: 2021. С. 24 – 30.

Патенти на винахід:

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

Додаток Б

Програма
розрахунку функціонування механізму подачі робочого органу УЗМ за експериментальними даними

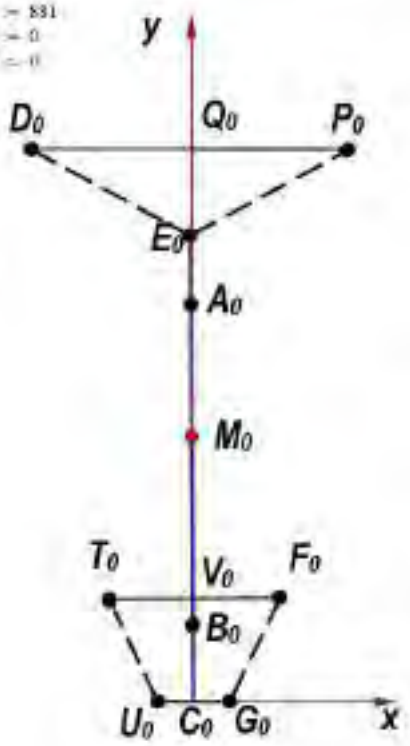
Вихідні дані

Координати точок у вихідному положенні:

$xA0 := 0$ $yA0 := 672$ $xB0 := 0$ $yB0 := 128$ $xM0 := 0$ $yM0 := 423$ $yD0 := -255$ $yE0 := 881$
$xB0 := 0$ $yE0 := -44$ $xB0 := 137$ $yB0 := 161$ $xC0 := 53$ $yC0 := 0$ $xC0 := 0$ $yC0 := 0$
$yV0 := 0$ $xV0 := 164$ $xF0 := 255$ $yF0 := 881$ $xT0 := -137$ $yT0 := 104$ $xU0 := -53$ $yU0 := 0$
$xQ0 := 0$ $yQ0 := 881$

$h := 780$ $H := 8 \cdot 140$

$ORIGIN := 0$



ТЕСТОВИЙ ХІД

Цикл від умовно крайнього лівого положення точки M до крайнього правого (xM=H/2)

Значення узагальнених координат:

$D10_{max} := 0$ $D20_{max} := 77$ $D30_{max} := 181$ $LFG_{max} := 255$ $LFG_{min} := 77$
$n := 200$

$i := 0..n$ $D := i$

$kD1 := \frac{D10_{max}}{n}$ $kD2 := \frac{D20_{max}}{n}$ $kD3 := \frac{D30_{max}}{n} \cdot D$

$D1_i := kD1 \cdot i$
$D2_i := kD2 \cdot i$
$D3_i := kD3 \cdot i$

***Програма**: довжина відрізка*

$$L12(X1, Y1, X2, Y2) := \left| \begin{array}{l} L12 \leftarrow \sqrt{(X1 - X2)^2 + (Y1 - Y2)^2} \\ L12 \end{array} \right.$$

***Програма**: два кола*

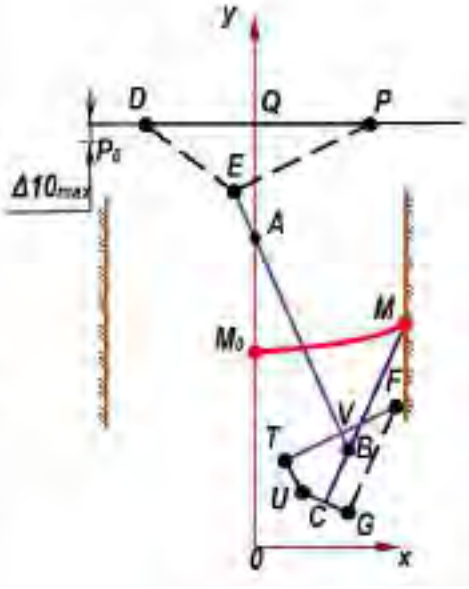
$$f1(a, b, R1, c, d, R2) := \left| \begin{array}{l} k1 \leftarrow \frac{b - d}{c - a} \\ k2 \leftarrow \frac{a^2 + b^2 - R1^2 - c^2 - d^2 + R2^2}{2 \cdot (a - c)} \\ k3 \leftarrow \left(\frac{b - d}{c - a}\right)^2 + 1 \\ k4 \leftarrow 2 \cdot (k1 \cdot k2 - a \cdot k1 - b) \\ k5 \leftarrow a^2 + b^2 - R1^2 + k2^2 - 2 \cdot a \cdot k2 \\ x1 \leftarrow k2 + k1 \cdot \frac{-k4 + \sqrt{k4^2 - 4 \cdot k3 \cdot k5}}{2 \cdot k3} \\ x2 \leftarrow k2 + k1 \cdot \frac{-k4 - \sqrt{k4^2 - 4 \cdot k3 \cdot k5}}{2 \cdot k3} \\ y1 \leftarrow \frac{-k4 + \sqrt{k4^2 - 4 \cdot k3 \cdot k5}}{2 \cdot k3} \\ y2 \leftarrow \frac{-k4 - \sqrt{k4^2 - 4 \cdot k3 \cdot k5}}{2 \cdot k3} \\ (x1 \;\; y1 \;\; x2 \;\; y2) \end{array} \right.$$

Програма: **Координати точок M**
перетину прямої,яка проходить через точку B
перпендикулярно доприямої, щопроходить через точки B і G, і
кола, проведеного із точки B радіусом LB0M0

$$f2(xB, yB, xG, yG, LB0M0) := \left| \begin{array}{l} k8 \leftarrow 1 + \left(\frac{xB - xG}{yG - yB}\right)^2 \\ x1 \leftarrow xB + \frac{LB0M0}{\sqrt{k8}} \\ x2 \leftarrow xB - \frac{LB0M0}{\sqrt{k8}} \\ y1 \leftarrow yB + \frac{LB0M0 \cdot (xB - xG)}{\sqrt{k8} \cdot (yG - yB)} \\ y2 \leftarrow yB - \frac{LB0M0 \cdot (xB - xG)}{\sqrt{k8} \cdot (yG - yB)} \\ (x1 \;\; y1 \;\; x2 \;\; y2) \end{array} \right.$$

Програма: **Координати точки Q**
перетину прямої, що проходить через точку E перпендикулярно
до прямої AB, і кола, проведеного з точки E радіусом LE0Q0:

$$f3(xA, yA, xB, yB, xE, yE, LE0Q0) := \left| \begin{array}{l} a \leftarrow \frac{yB - yA}{xB - xA} \\ k7 \leftarrow a^2 + 1 \\ k8 \leftarrow -2 \cdot xE \cdot a^2 - 2 \cdot xE \\ k9 \leftarrow xE^2 \cdot a^2 + xE^2 - a^2 \cdot LE0Q0^2 \\ x1 \leftarrow \frac{-k8 + \sqrt{k8^2 - 4 \cdot k7 \cdot k9}}{2 \cdot k7} \\ x2 \leftarrow \frac{-k8 - \sqrt{k8^2 - 4 \cdot k7 \cdot k9}}{2 \cdot k7} \end{array} \right.$$



$$\left| \begin{array}{l} y1 \leftarrow yE - \frac{x1 - xE}{a} \\ y2 \leftarrow yE - \frac{x2 - xE}{a} \\ (x1 \;\; y1 \;\; x2 \;\; y2) \end{array} \right.$$

Програма: **Координати точки U**
перетину прямої, що проходить через точки B і G, і кола,
проведеного радіусом LU0B0 із центра B

$$f4(xB, yB, xG, yG, LU0B0) := \left| \begin{array}{l} k10 \leftarrow \frac{yG - yB}{xG - xB} \\ k11 \leftarrow \frac{-xB \cdot yG + yB \cdot xG}{xG - xB} \\ k12 \leftarrow 1 + k10^2 \\ k13 \leftarrow -2xB + 2 \cdot (k11 - yB) \cdot k10 \\ k14 \leftarrow xB^2 + (k11 - yB)^2 - LU0B0^2 \\ x1 \leftarrow \frac{-k13 + \sqrt{k13^2 - 4 \cdot k12 \cdot k14}}{2 \cdot k12} \\ x2 \leftarrow \frac{-k13 - \sqrt{k13^2 - 4 \cdot k12 \cdot k14}}{2 \cdot k12} \\ y1 \leftarrow k10 \cdot x1 + k11 \\ y2 \leftarrow k10 \cdot x2 + k11 \end{array} \right.$$

Координати точки E $\quad \left| (x1 \;\; y1 \;\; x2 \;\; y2) \right.$

$xP_i := xP0 \qquad yP_i := yP0 + Di_i \qquad xA_i := xA0 \qquad yA_i := yA0 + Di_i$

$LA0E0 := L(xA0, yA0, xE0, yE0)\; LP0E0 := L(xP0, yP0, xE0, yE0)\; LPE_i := LPE_{min} + D2_i$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f1(xP_i, yP_i, LPE_i, xA_i, yA_i, LA0E0)$

$xE_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yE_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки B

$LA0B0 := L(xA0, yA0, xB0, yB0)$

$LA0B0 = 504$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f4(xA_i, yA_i, xE_i, yE_i, LA0B0)$

$xB_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yB_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки F

$LA0F0 := L(xA0, yA0, xF0, yF0) \qquad LB0F0 := L(xB0, yB0, xF0, yF0)$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f1(xA_i, yA_i, LA0F0, xB_i, yB_i, LB0F0)$

$xF_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i > xB_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yF_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i > xB_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точкиG

$LF0G0 := L(xF0, yF0, xG0, yG0) \qquad LB0G0 := L(xB0, yB0, xG0, yG0)$

$LFG_i := LFG_{min} + D3_i$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f1(xF_i, yF_i, LFG_i, xB_i, yB_i, LB0G0)$

$xG_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yG_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > yB_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки C

$LB0C0 := L(xB0, yB0, xC0, yC0)\; LC0G0 := L(xC0, yC0, xG0, yG0)\; LB0C0 = 123$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f1(xG_i, yG_i, LC0G0, xB_i, yB_i, LB0C0) \qquad LC0G0 = 0$

$xC_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i > xG_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yC_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i > xG_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки M

$LC0M0 := L(xC0, yC0, xM0, yM0) \qquad LC0M0 = 123$

$(x1_i \;\; y1_i \;\; x2_i \;\; y2_i) := f2(xC_i, yC_i, xG_i, yG_i, LC0M0)$

$xM_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > yC_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yM_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > yC_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

$j := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..n \\ \quad j \leftarrow i \;\; \text{if } xM_i = \frac{H}{2} \\ j \end{array} \right.$

$j = 190 \qquad xM_j = 318.891 \qquad yM_j = -129.188$

	0
0	-338,341
1	-335,239
2	-332,147
3	-329,063
4	-325,988
5	-322,92
6	-319,861
7	-316,808
8	-313,762
9	-310,722
10	-307,688
11	-304,659
12	-301,636
13	-298,618
14	-295,605
15	...

xM =

	0
0	440,075
1	438,639
2	437,26
3	435,936
4	434,664
5	433,443
6	432,269
7	431,141
8	430,057
9	429,014
10	428,013
11	427,05
12	426,125
13	425,236
14	424,382
15	...

yM =

Координати точки M

(прямий хід початковий) розраховуються в циклі до того, поки $xM = \frac{H}{2}$ де H - ширина траншеї. Це крайнє праве положення механізму.

Вихідна позиція зворотнього ходу відповідає положенню, в якому точка M має визначені вище координати xM_i і yM_i

Координати точки T

перетину прямої, що проходить через точку F перпендикулярно до прямої AB, і кола, проведеного з точки F радіусом LF0T0:

$LB0C0 := L(xP0, yP0, xB0, yB0)$ $\quad LB0C0 = 274$

$(xI_1\ yI_1\ xI_2\ yI_2) := \mathcal{F}(LxBC, xA, yA, xB, yB, xF, yF, LF0T0)$

$xT_i := \begin{cases} xI_1 & \text{if } yI_1 \le yI_2 \\ xI_2 & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yT_i := \begin{cases} yI_1 & \text{if } yI_1 \le yI_2 \\ yI_2 & \text{otherwise} \end{cases}$

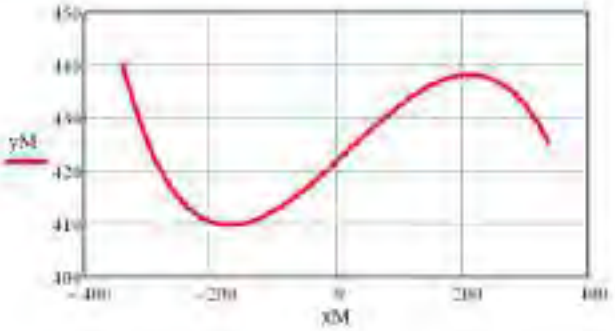
Координати точки U

$LU0C0 := L(xP0, yU0, xC0, yM, LB0C0) = 53$

$(xI_1\ yI_1\ xI_2\ yI_2) := \mathcal{F}(LxBC, yC, xA, yA, xB, yB, LU0C0)$

$xU_i := \begin{cases} xI_1 & \text{if } xI_1 \ge xC \\ xI_2 & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yU_i := \begin{cases} yI_1 & \text{if } xI_1 \ge xC \\ yI_2 & \text{otherwise} \end{cases}$

$LUT_i := L(xU_i, yU_i, xT_i, yT_i)$



ЗВОРОТНІЙ ХІД

Цикл від положення xM=H/2 до положення xM=-H/2

Вихідна відстань LDE_j

$xD_i := xD0 \qquad yD_i := yP_i$

$LDE_i := L(xD_i, yD_i, xE_i, yE_i)$ $\qquad LDE_j = 257.836$

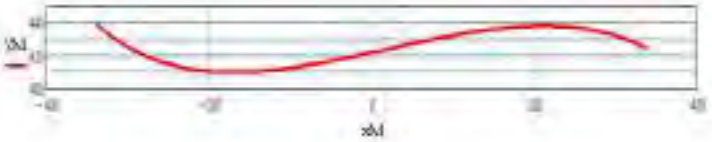
Вихідна відстань LTU_j

$LTU_i := L(xT_i, yT_i, xU_i, yU_i)$ $\qquad LTU_j = 82.055$

Параметри циклу $\quad hmax := 280$

$VT := 13.9 \quad tmax := 5.7 \quad t := tmax \cdot \frac{h}{hmax} \quad D11_{max} := VT \cdot t \quad D11_{max} = 79.23$

$S78 := 77 \quad D21_{max} := \frac{S78}{hmax} \cdot t \quad D21_{max} = 77$



$S78 := ??$ $\quad D21_{max} := \frac{S78}{t_{max}} \quad D21_{max} = ??$

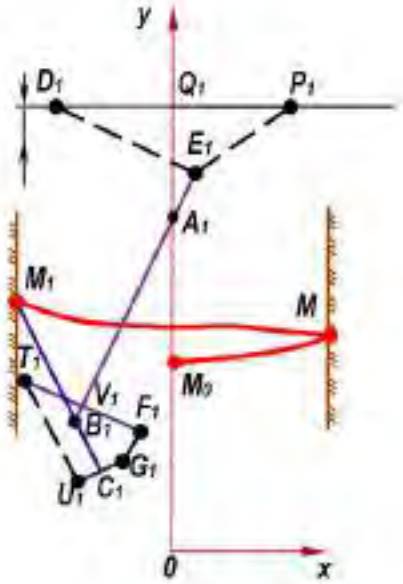
$S56 := 181$ $\quad D31_{max} := \frac{S56}{t_{max}} \quad D31_{max} = 181$

$n := 20$

$kD1 := \frac{D11_{max}}{n} \quad kD2 := \frac{D21_{max}}{n} \quad kD3 := \frac{D31_{max}}{n}$

$i := 0..n$

$D11_i := kD1 \cdot i \quad D21_i := kD2 \cdot i$



Доворот (KDOW=0...0,2)

$KDOW := 0$

$D31_i := kD3 \cdot i \quad \mu := (1 - KDOW) \cdot n \quad \mu = 20$

$$D31_i := \begin{cases} D31_i & \text{if } i < \mu \\ kD3 \cdot \mu & \text{otherwise} \end{cases}$$

Координати точки E1

$xD1_i := xD0 \quad yD1_i := yD0 + D1_j + D11_i \quad LD1E1_i := LDE_j + D21_i \quad xA1_i := xA0 \quad yA1_i := yA0 + D1_j + D11_i$

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f1(xD1_i, yD1_i, LD1E1_i, xA1_i, yA1_i, LA0E0)$

$$xE1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yE1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$$

Координатиточки B1

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f4(xA1_i, yA1_i, xE1_i, yE1_i, LA0B0)$

$$xB1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i < y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yB1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i < y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$$

Координати точки T1

$LA0T0 := L(xA0, yA0, xT0, yT0) \qquad LB0T0 := L(xB0, yB0, xT0, yT0)$

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f1(xA1_i, yA1_i, LA0T0, xB1_i, yB1_i, LB0T0)$

$$xT1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i < xB1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yT1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i < xB1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$$

Координати точки U1

$LTU0_i = LTU_i + D1_i \qquad LTU_i = 82.055 \qquad LB0U0 := L(xB0, yB0, xU0, yU0)$

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f1(xT1_i, yT1_i, LT0U0_i, xB1_i, yB1_i, LB0U0) \quad LB0U0 = 148.630$

$xU1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i = yB1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yU1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i = yB1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки C1

$LC0C0 := L(xC0, yC0, xU0, yU0)$

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f1(xU1_i, yU1_i, LC0U0, xB1_i, yB1_i, LB0C0)$

$xC1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i = xU1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yC1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i = xU1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки M1

$LC0M0 := L(xC0, yC0, xM0, yM0)$

$(x1_i \ y1_i \ x2_i \ y2_i) := f2(xC1_i, yC1_i, xU1_i, yU1_i, LC0M0)$

$xM1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i = yC1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yM1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i = yC1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

$i := \begin{cases} \text{for } i \in 1..n \\ \quad i \leftarrow i \ \text{ if } yM1_i = \frac{-H}{2} \\ i \quad i = 15 \end{cases}$

Апроксимація функції yM1=f(xM1)

$F1(xM1) := \begin{pmatrix} 1 \\ xM1 \\ (xM1)^2 \\ (xM1)^3 \end{pmatrix} \qquad k := \text{linfit}(xM1, yM1, F1) \qquad k = \begin{pmatrix} 469.028 \\ -0.347 \\ 1.023 \cdot 10^{-3} \\ 1.286 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}$

$f1(xM1) = k_0 + k_1 xM1 + k_2 (xM1)^2 + k_3 (xM1)^3$

$\delta := \frac{1}{\text{mean}(yM1)} \sqrt{\sum_{i=1}^{\text{mean}(xM1)-1} (yM1_i - f1(xM1_i))^2}$

$d = \frac{5.100}{\left|\frac{1}{\text{mean}(xM1)}\right| \sqrt{\sum_{i=0}^{\text{mean}(xM1)-1} yM1_i}} = 2.038$

	0
0	316.091
1	288.743
2	258.977
3	229.398
4	199.851
5	170.227
6	140.419
7	110.335
8	79.881
9	48.966
10	17.492
11	-14.65
12	-47.579
13	-81.437
14	-116.395
15	...

xM1 =

	0
0	-429.188
1	-424.172
2	-422.23
3	-422.571
4	-424.685
5	-428.214
6	-432.89
7	-438.499
8	-444.859
9	-451.81
10	-459.198
11	-466.867
12	-474.653
13	-482.365
14	-489.777
15	...

yM1 =

Ордината точки M1 як функція поточної координати x

$\Pi(x) := k_0 + k_1 x + k_2(x)^2 + k_3(x)^3 \qquad x = \frac{-lmax}{2}, \frac{-lmax}{2} + \frac{lmax}{20} .. \frac{lmax}{2}$

Координати точки F1
перетину прямої, що проходить через точку T1 перпендикулярно до прямої A1B1, і кола, проведеного з точки T1 радіусом LF0T0

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f3(xA1_i, yA1_i, xB1_i, yB1_i, xT1_i, yT1_i, LF0T0)$

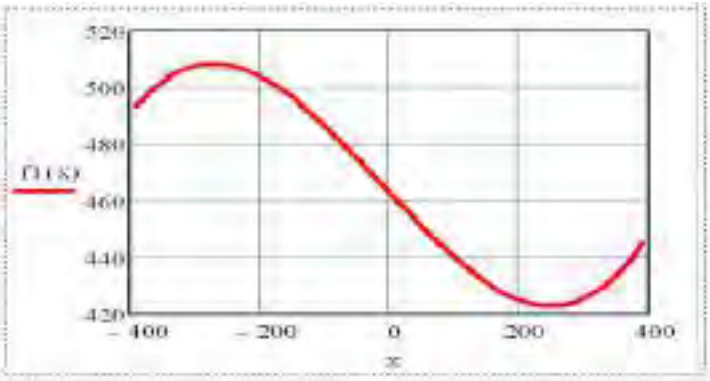
$xF1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i > xT1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yF1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i > xT1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки G1

$LG0C0 := L(xG0, yG0, xC0, yC0)\ LG0C0 = 77$

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f4(xC1_i, yC1_i, xU1_i, yU1_i, LG0C0)$

$xG1_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i > xC1_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases} \qquad yG1_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i > xC1_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$



ПРЯМИЙ ХІД

Цикл від положення xM=-H/2 до положення xM=H/2

Вихідна відстань $LP1E1_j$

$xP1_i := xP0 \qquad yP1_i := yD1_i$

$LP1E1_i := L(xP1_i, yP1_i, xE1_i, yE1_i) \qquad LP1E1_j = 257.544$

Вихідна відстань $LF1G1_j$

$LF1G1_j := L(xF1_i, yF1_i, xG1_i, yG1_i) \qquad LF1G1_j = 82.807$

Вихідні координати точки A

$xA1_j = 0 \qquad yA1_j = 707.269$

Параметри циклу

$n := 20 \qquad i := 0..n \qquad D12_i := kD1_i \qquad D22_i := kD2_i \qquad D32_i := kD3_i$

Координати точки P2

$xP2_i := xP0$ $\quad yD2_i := yD1_j + D12_i$ $\quad yP2_i := yD2_i$

Координати точки A2

$xA2_i := xA0$ $\quad yA2_i := yA1_j + D12_i$

Координати точки E2

$LP2E2_i := LP1E1_j + D22_i$

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f1(xP2_i, yP2_i, LP2E2_i, xA2_i, yA2_i, LA0E0)$

$xE2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yE2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки B2

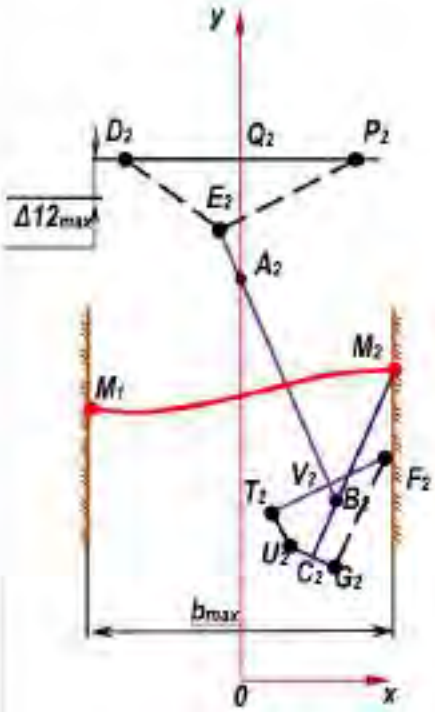
$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f4(xA2_i, yA2_i, xE2_i, yE2_i, LA0B0)$

$xB2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yB2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > y2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки F2

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f1(xA2_i, yA2_i, LA0F0, xB2_i, yB2_i, LB0F0)$

$xF2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i > xB2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yF2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i > xB2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$



Координати точки G2

$LF1G1_i := L(xF1_i, yF1_i, xG1_i, yG1_i)$ $\quad LF1G1_j = 82.907$ $\quad LF2G2_i := LF1G1_j + D32_i$

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f1(xF2_i, yF2_i, LF2G2_i, xB2_i, yB2_i, LB0G0)$

$xG2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i < yB2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yG2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i < yB2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки C2

$LC0U0 := L(xC0, yC0, xU0, yU0)$

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f1(xG2_i, yG2_i, LC0G0, xB2_i, yB2_i, LB0C0)$

$xC2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } x1_i < xG2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yC2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } x1_i < xG2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Координати точки M2

$LC0M0 := L(xC0, yC0, xM0, yM0)$ $\quad LC0M0 = 423$

$(x1_i\ y1_i\ x2_i\ y2_i) := f2(xC2_i, yC2_i, xG2_i, yG2_i, LC0M0)$

$xM2_i := \begin{cases} x1_i & \text{if } y1_i > yC2_i \\ x2_i & \text{otherwise} \end{cases}$ $\quad yM2_i := \begin{cases} y1_i & \text{if } y1_i > yC2_i \\ y2_i & \text{otherwise} \end{cases}$

Апроксимація функції yM2=f(xM2)

$$F1(xM2) := \begin{pmatrix} 1 \\ xM2 \\ (xM2)^2 \\ (xM2)^3 \end{pmatrix} \qquad k1 := linfit(xM2, yM2, F1) \qquad k1 = \begin{pmatrix} 538.235 \\ 0.239 \\ 7.984 \cdot 10^{-3} \\ -1.218 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}$$

$$f1(xM2) := k1_0 + k1_1 \cdot xM2 + k1_2 \cdot (xM2)^2 + k1_3 \cdot (xM2)^3$$

$$\delta := \frac{1}{rows(xM2)} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{rows(xM2)-1} (yM2_i - f1(yM2_i))^2}$$

$$\Delta := \frac{\delta \cdot 100}{\left(\frac{1}{rows(xM2)}\right) \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{rows(xM2)-1} yM2_i}} = 117.783$$

Ордината точки M2 як функція поточної координатих x

$$f1(x) := k1_0 + k1_1 \cdot x + k1_2 \cdot x^2 + k1_3 \cdot x^3$$

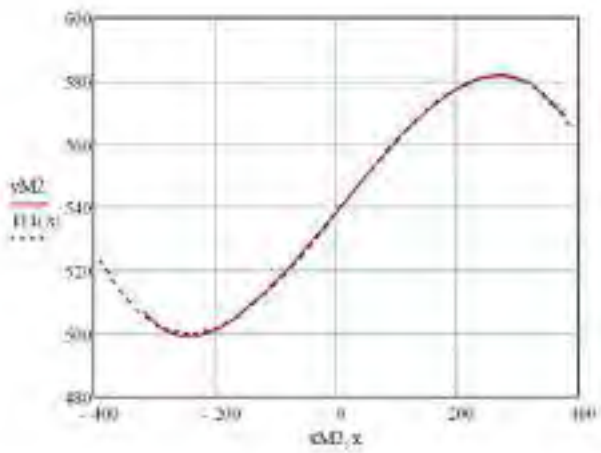
$$N_d := 20$$

$$x := \frac{-lmax}{2} - \frac{-lmax}{2} + \frac{lmax}{N_d - 1} \cdot \frac{lmax}{2}$$

$$X := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 0 .. N_d - 1 \\ \quad X_i \leftarrow \frac{-lmax}{2} + \frac{lmax}{N_d - 1} \cdot i \\ X \end{array} \right.$$

Товщина стружки δ

$$\delta(x) := f1(x) - f(x)$$



Товщина стружки δ

$$\Delta(x) := f1(x) - f(x)$$

D(k) =	H(k) =	W(k) =	t =	x =
523.373	493.127	30.246	-390	-390
511.474	502.16	9.314	-348.947	-348.947
504.007	507.07	-3.064	-307.895	-307.895
500.466	508.359	-7.894	-266.842	-266.842
500.345	506.527	-6.182	-225.789	-225.789
503.14	502.075	1.066	-184.737	-184.737
508.345	495.502	12.843	-143.684	-143.684
515.453	487.309	28.144	-102.632	-102.632
523.96	477.998	45.962	-61.579	-61.579
533.359	468.068	65.291	-20.526	-20.526
543.145	458.02	85.125	20.526	20.526
552.813	448.355	104.458	61.579	61.579
561.857	439.572	122.284	102.632	102.632
569.771	432.173	137.597	143.684	143.684
576.049	426.659	149.391	184.737	184.737
...	...	...	...	...

ORIGIN = 0 D(k) = 990 = 523.373 H(k) = 493.127

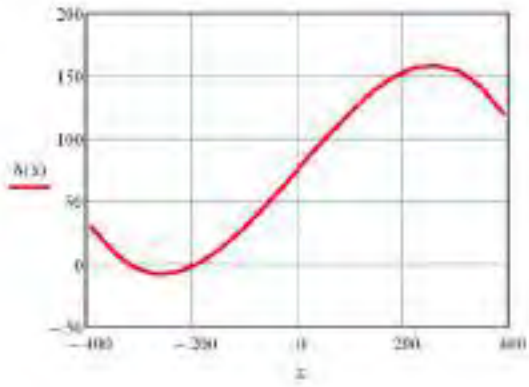
$k := 0, 1 .. N_d - 1$

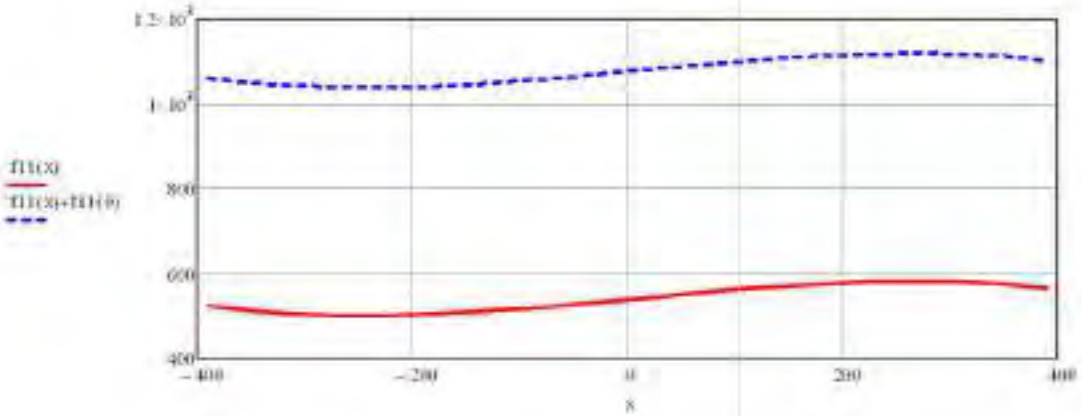
$d_k := A(k)$

$D_j =$

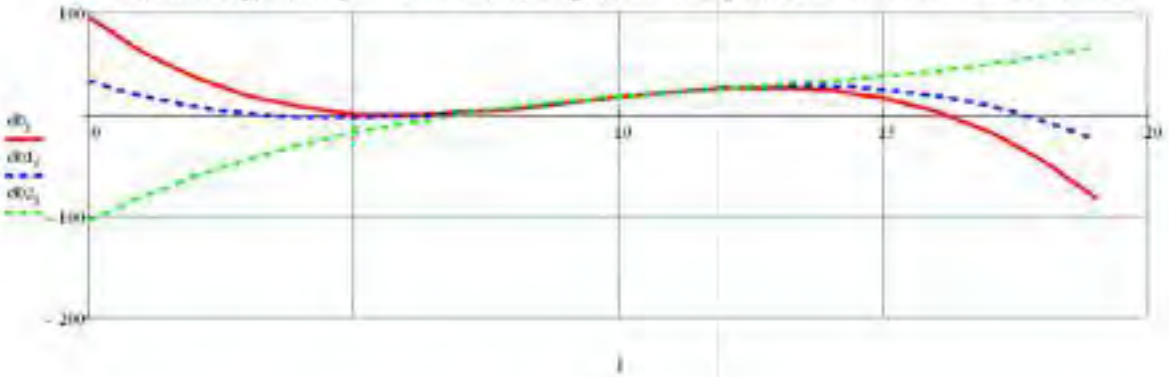
30.246
9.314
-3.064
-7.894
-6.182
1.066
12.843
28.144
45.962
65.291
85.125
104.458
122.284
137.597
149.391
...

$$d0 := \begin{pmatrix} 96.29 \\ 62.14 \\ 36.564 \\ 18.533 \\ 7.02 \\ 0.996 \\ -0.568 \\ 1.3 \\ 5.572 \\ 11.219 \\ 17.213 \\ 22.524 \\ 26.126 \\ 26.989 \\ 24.085 \\ 16.385 \\ 2.862 \\ -17.514 \\ -45.771 \\ -82.937 \end{pmatrix} \quad d01 := \begin{pmatrix} 33.339 \\ 18.02 \\ 7.239 \\ 0.434 \\ -2.954 \\ -5.486 \\ -4.722 \\ 1.776 \\ 6.45 \\ 11.738 \\ 17.08 \\ 21.916 \\ 25.684 \\ 27.826 \\ 27.78 \\ 24.986 \\ 18.884 \\ 8.913 \\ -5.487 \\ -24.877 \end{pmatrix} \quad d02 := \begin{pmatrix} -104.544 \\ -81.219 \\ -61.154 \\ -44.054 \\ -29.625 \\ -17.572 \\ -7.6 \\ 0.585 \\ 7.279 \\ 12.776 \\ 17.372 \\ 21.36 \\ 25.037 \\ 28.696 \\ 32.632 \\ 37.141 \\ 42.516 \\ 49.054 \\ 57.048 \\ 66.794 \end{pmatrix}$$





Товщина стружки при VT=7мм/с і коефіцієнті довороту KDOW=0, 0,1 і 0,2, h=400 мм



$$alfa1 := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 0..\text{length}(xM1) - 2 \\ \quad \left| \begin{array}{l} X_i \leftarrow xM1_{i+1} - xM1_i \\ Y_i \leftarrow yM1_{i+1} - yM1_i \end{array} \right. \\ \text{atan}\left(\frac{Y}{X}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \end{array} \right.$$

$$alfa2 := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 0..\text{length}(xM1) - 2 \\ \quad \left| \begin{array}{l} X_i \leftarrow xM2_{i+1} - xM2_i \\ Y_i \leftarrow yM2_{i+1} - yM2_i \end{array} \right. \\ \text{atan}\left(\frac{Y}{X}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \end{array} \right.$$

xC1 =

	0
0	318.391
1	288.743
2	258.977
3	229.395
4	199.851
5	170.227
6	140.419
7	110.335
8	79.891
9	48.966
10	17.492
11	-14.65
12	-47.579
13	-81.437
14	-116.335
15	...

yC1 =

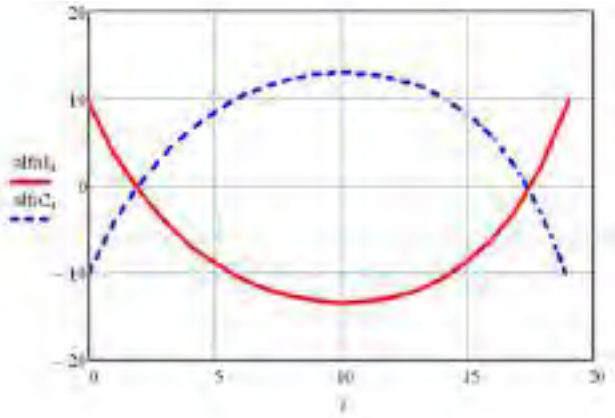
	0
0	429.188
1	424.172
2	422.23
3	422.571
4	424.685
5	428.214
6	432.89
7	438.499
8	444.859
9	451.81
10	459.198
11	466.867
12	474.653
13	482.365
14	489.777
15	...

alfa1 =

	0
0	9.446
1	3.734
2	-0.66
3	-4.093
4	-6.794
5	-8.916
6	-10.56
7	-11.797
8	-12.671
9	-13.209
10	-13.421
11	-13.302
12	-12.832
13	-11.971
14	-10.654
15	...

alfa2 =

	0
0	-9.953
1	-4.163
2	0.278
3	3.739
4	6.458
5	8.568
6	10.236
7	11.471
8	12.339
9	12.866
10	13.063
11	12.924
12	12.428
13	11.535
14	10.175
15	...



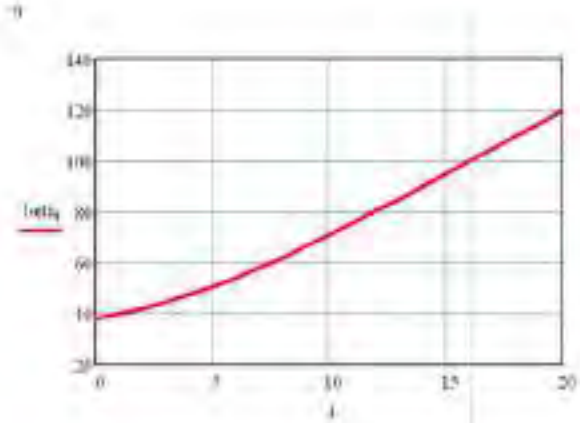
$$\mathrm{Sign}(a) := \begin{cases} (-1) & \text{if } a < 0 \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\mathrm{Kut}(X_A, Y_A, X_B, Y_B) := \left| \begin{array}{l} \text{for } n \in 0..\mathrm{length}(X_B) - 1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} L_{AB_n} \leftarrow \sqrt{\left(X_{A_n} - X_{B_n}\right)^2 + \left(Y_{A_n} - Y_{B_n}\right)^2} \\ \phi_n \leftarrow \mathrm{Sign}\left(Y_{B_n} - Y_{A_n}\right) \cdot \mathrm{acos}\left(\dfrac{X_{B_n} - X_{A_n}}{L_{AB_n}}\right) \text{ if } Y_{B_n} \ge Y_{A_n} \\ \phi_n \leftarrow \mathrm{Sign}\left(Y_{B_n} - Y_{A_n}\right) \cdot \mathrm{acos}\left(\dfrac{X_{B_n} - X_{A_n}}{L_{AB_n}}\right) + 2 \cdot \pi \text{ if } Y_{B_n} < Y_{A_n} \end{array} \right. \\ R \leftarrow \phi \end{array} \right.$$

$$\mathrm{beta} := \mathrm{Kut}(xM, yM, xC1, yC1) \cdot \frac{180}{\pi}$$

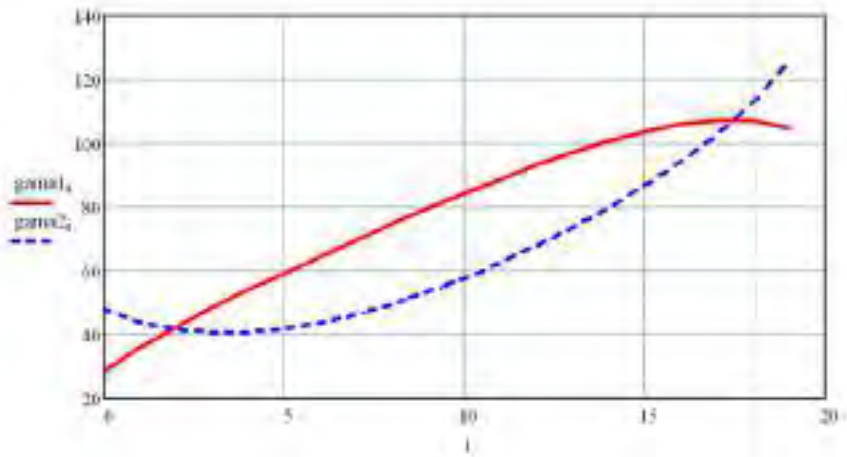
beta :=

	0
0	37.999
1	39.764
2	41.915
3	44.427
4	47.287
5	50.484
6	54.004
7	57.83
8	61.937
9	66.291
10	70.849
11	75.562
12	80.379
13	85.249
14	90.132
15	...




```
gama1 := | for i ∈ 0.. length(xC1) - 2
         |   G_i ← beta_i - alfa1_i
         | G

gama2 := | for i ∈ 0.. length(xC1) - 2
         |   G_i ← beta_i - alfa2_i
         | G
```



Додаток В

ПРОТОКОЛ

практичного експерименту досліджень робочого органу УЗМ на стенді фізико-математичного моделювання

Час	Тривалість	Канали осцилограми													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16:30:32,827	00:00:00,000	1813	1439	2142	2561	2507	2601	8911	2047	2266	2057	2360	1721	912	2093
16:30:32,837	00:00:00,010	1811	1439	2139	2559	2505	2598	719	2047	2267	2057	2360	1715	904	2095
16:30:32,847	00:00:00,020	1810	1440	2141	2559	2503	2597	8431	2047	2265	2058	2358	1716	902	2094
16:30:32,857	00:00:00,030	1814	1439	2142	2562	2505	2599	719	2047	2265	2057	2361	1723	939	2093
16:30:32,867	00:00:00,040	1811	1446	2139	2562	2499	2596	2527	2047	2266	2057	2358	1719	887	2091
16:30:32,877	00:00:00,050	1812	1438	2140	2558	2499	2592	2047	2047	2265	2056	2360	1724	919	2090
16:30:32,887	00:00:00,060	1814	1441	2139	2560	2503	2598	6623	2047	2264	2056	2361	1728	935	2090
16:30:32,897	00:00:00,070	1811	1439	2140	2558	2504	2595	4335	2047	2265	2056	2359	1722	869	2094
16:30:32,907	00:00:00,080	1813	1438	2140	2558	2502	2594	239	2047	2265	2057	2361	1723	925	2094
16:30:32,917	00:00:00,090	1813	1447	2139	2560	2502	2597	2527	2047	2263	2058	2360	1718	925	2094
16:30:32,927	00:00:00,100	1810	1439	2142	2557	2500	2594	239	2047	2263	2058	2358	1713	886	2093
16:30:32,937	00:00:00,110	1810	1443	2141	2553	2498	2595	4335	2047	2265	2057	2361	1720	917	2091
16:30:32,947	00:00:00,120	1813	1440	2139	2556	2502	2594	239	2047	2265	2057	2359	1721	908	2090
16:30:32,957	00:00:00,130	1811	1444	2141	2553	2503	2594	239	2047	2263	2057	2360	1719	887	2090
16:30:32,967	00:00:00,140	1813	1441	2141	2549	2501	2594	239	2047	2264	2058	2361	1725	926	2093
16:30:32,977	00:00:00,150	1811	1438	2139	2552	2503	2593	6143	2047	2266	2058	2359	1727	919	2095
16:30:32,987	00:00:00,160	1813	1445	2142	2551	2498	2594	239	2047	2263	2056	2361	1718	877	2094
16:30:32,997	00:00:00,170	1811	1445	2144	2551	2498	2595	4335	2047	2263	2057	2360	1720	927	2093
16:30:33,007	00:00:00,180	1809	1441	2137	2549	2499	2592	6143	2047	2265	2058	2359	1719	909	2091
16:30:33,017	00:00:00,190	1814	1442	2140	2548	2504	2594	6143	2047	2263	2058	2362	1714	886	2090
16:30:33,027	00:00:00,200	1814	1439	2141	2549	2504	2594	239	2047	2263	2057	2359	1718	922	2090
16:30:33,037	00:00:00,210	1812	1442	2138	2551	2500	2592	2047	2047	2263	2057	2360	1723	926	2093
16:30:33,047	00:00:00,220	1808	1442	2140	2549	2496	2588	5295	2047	2262	2057	2361	1724	895	2096
16:30:33,057	00:00:00,230	1814	1445	2142	2549	2500	2591	3487	2047	2262	2057	2359	1722	920	2094
16:30:33,067	00:00:00,240	1813	1447	2137	2549	2495	2587	7103	2046	2262	2058	2362	1728	919	2093
16:30:33,077	00:00:00,250	1810	1443	2141	2546	2497	2588	1199	2047	2261	2057	2361	1723	871	2091
16:30:33,087	00:00:00,260	1814	1442	2141	2545	2501	2591	2047	2047	2261	2057	2361	1714	920	2090
16:30:33,097	00:00:00,270	1817	1454	2140	2550	2498	2590	9391	2047	2262	2057	2363	1717	918	2090
16:30:33,107	00:00:00,280	1809	1432	2141	2546	2501	2590	9391	2047	2260	2057	2360	1714	880	2093
16:30:33,117	00:00:00,290	1812	1453	2138	2543	2495	2591	3487	2047	2263	2057	2360	1719	914	2096
16:30:33,127	00:00:00,300	1808	1445	2138	2546	2494	2588	1199	2047	2262	2057	2362	1723	924	2094
16:30:33,137	00:00:00,310	1810	1445	2139	2543	2498	2589	9391	2046	2261	2058	2360	1722	887	2093
16:30:33,147	00:00:00,320	1813	1445	2141	2538	2497	2589	5295	2047	2262	2057	2363	1722	913	2091
16:30:33,157	00:00:00,330	1814	1445	2142	2543	2501	2592	2047	2047	2262	2057	2362	1722	932	2090
16:30:33,167	00:00:00,340	1806	1452	2140	2540	2492	2587	7103	2047	2261	2056	2360	1717	881	2091
16:30:33,177	00:00:00,350	1812	1444	2144	2535	2496	2588	1199	2047	2263	2059	2363	1718	910	2094
16:30:33,187	00:00:00,360	1809	1450	2137	2539	2492	2587	7103	6143	2261	2058	2361	1713	925	2096
16:30:33,197	00:00:00,370	1810	1452	2141	2543	2493	2587	7103	2046	2260	2057	2362	1719	877	2094
16:30:33,207	00:00:00,380	1806	1448	2141	2534	2493	2586	7103	2047	2262	2057	2363	1722	930	2092

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16:30:33,217	00:00:00,390	1809	1448	2139	2536	2497	2588	1199	2047	2261	2057	2360	1721	929	2091
16:30:33,227	00:00:00,400	1806	1452	2140	2538	2494	2586	8911	2047	2261	2057	2363	1723	906	2090
16:30:33,237	00:00:00,410	1810	1445	2143	2532	2494	2585	8911	2047	2262	2057	2363	1729	917	2091
16:30:33,247	00:00:00,420	1800	1451	2136	2533	2487	2584	4815	2047	2261	2056	2361	1720	890	2095
16:30:33,257	00:00:00,430	1811	1455	2144	2537	2495	2587	1198	2047	2261	2057	2364	1719	893	2096
16:30:33,267	00:00:00,440	1811	1445	2141	2536	2496	2585	3007	2047	2259	2058	2362	1717	931	2094
16:30:33,277	00:00:00,450	1811	1456	2137	2532	2493	2585	4815	2047	2260	2058	2362	1712	867	2092
16:30:33,287	00:00:00,460	1809	1451	2138	2533	2494	2585	8911	2047	2261	2057	2364	1722	926	2091
16:30:33,297	00:00:00,470	1810	1454	2138	2535	2490	2583	719	2047	2263	2057	2360	1724	889	2090
16:30:33,307	00:00:00,480	1809	1450	2141	2531	2490	2582	6623	2047	2261	2057	2362	1720	893	2094
16:30:33,317	00:00:00,490	1812	1456	2140	2533	2492	2582	6623	2047	2261	2056	2361	1712	871	2096
16:30:33,327	00:00:00,500	1807	1452	2139	2532	2488	2579	8431	2046	2261	2058	2362	1725	856	2095
16:30:33,337	00:00:00,510	1811	1449	2142	2529	2497	2588	1199	2047	2260	2058	2364	1721	900	2093
16:30:33,347	00:00:00,520	1809	1452	2141	2535	2492	2583	719	2047	2260	2057	2361	1717	883	2091
16:30:33,357	00:00:00,530	1811	1453	2143	2527	2495	2585	8911	2047	2261	2058	2362	1717	877	2091
16:30:33,367	00:00:00,540	1810	1454	2139	2528	2492	2584	4815	2047	2259	2058	2363	1719	909	2092
16:30:33,377	00:00:00,550	1805	1455	2138	2527	2487	2579	4335	2047	2259	2058	2362	1721	845	2096
16:30:33,387	00:00:00,560	1805	1455	2140	2525	2492	2584	4815	6143	2261	2057	2364	1725	907	2096
16:30:33,397	00:00:00,570	1812	1455	2140	2528	2495	2584	4815	2047	2262	2058	2362	1719	850	2094
16:30:33,407	00:00:00,580	1806	1453	2138	2521	2488	2580	4335	2047	2263	2057	2362	1731	886	2093
16:30:33,417	00:00:00,590	1804	1456	2140	2524	2492	2583	719	2047	2261	2057	2364	1724	862	2091
16:30:33,427	00:00:00,600	1810	1449	2144	2523	2493	2582	719	2047	2259	2058	2362	1717	866	2092
16:30:33,437	00:00:00,610	1805	1455	2137	2526	2491	2584	4815	2047	2259	2057	2363	1718	871	2095
16:30:33,447	00:00:00,620	1807	1449	2142	2522	2496	2583	6623	2047	2260	2058	2364	1713	843	2097
16:30:33,457	00:00:00,630	1812	1461	2139	2525	2495	2585	8911	2047	2260	2057	2362	1719	883	2096
16:30:33,467	00:00:00,640	1805	1448	2138	2525	2493	2579	4335	2047	2260	2057	2364	1720	829	2093
16:30:33,477	00:00:00,650	1810	1454	2142	2517	2494	2585	8911	2046	2261	2057	2364	1721	889	2092
16:30:33,487	00:00:00,660	1810	1462	2138	2522	2487	2578	239	2047	2261	2057	2363	1728	861	2091
16:30:33,497	00:00:00,670	1808	1453	2141	2517	2490	2580	8431	2047	2257	2058	2366	1726	852	2094
16:30:33,507	00:00:00,680	1818	1460	2139	2522	2494	2584	4815	2047	2257	2058	2363	1720	888	2097
16:30:33,517	00:00:00,690	1807	1445	2140	2516	2492	2577	6143	2047	2257	2057	2364	1719	825	2095
16:30:33,527	00:00:00,700	1808	1462	2140	2518	2490	2581	2527	2047	2260	2057	2366	1719	879	2094
16:30:33,537	00:00:00,710	1812	1455	2137	2518	2497	2579	4335	2047	2258	2057	2362	1713	874	2092
16:30:33,547	00:00:00,720	1809	1454	2140	2517	2494	2579	4335	2047	2258	2057	2365	1716	857	2092
16:30:33,557	00:00:00,730	1805	1456	2141	2512	2489	2580	2527	2046	2259	2058	2365	1723	872	2093
16:30:33,567	00:00:00,740	1807	1458	2139	2516	2487	2577	6143	2047	2257	2058	2363	1720	874	2096
16:30:33,577	00:00:00,750	1810	1457	2139	2510	2493	2577	6143	2047	2256	2057	2367	1721	846	2096
16:30:33,587	00:00:00,760	1812	1454	2140	2511	2494	2581	2527	2047	2257	2058	2367	1723	881	2094
16:30:33,597	00:00:00,770	1810	1457	2139	2512	2490	2576	2047	2047	2260	2058	2365	1719	857	2093
16:30:33,607	00:00:00,780	1811	1460	2141	2510	2490	2580	8431	2046	2257	2056	2367	1715	877	2091
16:30:33,617	00:00:00,790	1806	1457	2140	2509	2486	2577	6143	2047	2255	2057	2365	1719	891	2092
16:30:33,627	00:00:00,800	1813	1461	2141	2512	2490	2578	239	2047	2258	2057	2366	1713	856	2095
16:30:33,637	00:00:00,810	1810	1459	2140	2508	2487	2575	2047	2047	2257	2057	2367	1714	870	2097
16:30:33,647	00:00:00,820	1803	1449	2141	2510	2487	2574	9391	2047	2256	2057	2365	1724	894	2095
16:30:33,657	00:00:00,830	1814	1467	2142	2515	2492	2577	6143	2047	2258	2058	2368	1720	888	2093
16:30:33,667	00:00:00,840	1810	1459	2138	2509	2494	2572	1199	2047	2256	2058	2366	1719	886	2092
16:30:33,677	00:00:00,850	1807	1459	2138	2511	2489	2575	3487	2047	2256	2057	2366	1724	901	2091

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16:30:33,687	00:00:00,860	1814	1469	2137	2510	2487	2575	3487	2047	2257	2057	2368	1721	909	2093
16:30:33,697	00:00:00,870	1802	1457	2139	2507	2483	2573	5295	2047	2255	2056	2366	1711	861	2096
16:30:33,707	00:00:00,880	1813	1468	2139	2507	2488	2576	2047	2047	2256	2057	2368	1713	907	2096
16:30:33,717	00:00:00,890	1810	1465	2139	2506	2485	2572	1199	2047	2257	2059	2367	1720	897	2093
16:30:33,727	00:00:00,900	1806	1467	2139	2503	2479	2570	3007	2047	2254	2058	2365	1716	863	2093
16:30:33,737	00:00:00,910	1809	1466	2142	2504	2482	2572	1199	2047	2257	2057	2368	1722	925	2091
16:30:33,747	00:00:00,920	1813	1461	2140	2504	2488	2571	1199	2047	2255	2058	2366	1723	919	2091
16:30:33,757	00:00:00,930	1806	1463	2138	2502	2485	2571	7102	2047	2256	2057	2367	1720	880	2094
16:30:33,767	00:00:00,940	1805	1460	2141	2498	2485	2573	5295	2047	2256	2058	2369	1725	907	2096
16:30:33,777	00:00:00,950	1809	1469	2139	2506	2482	2572	1199	2047	2256	2056	2367	1720	895	2095
16:30:33,787	00:00:00,960	1806	1463	2140	2497	2487	2572	1199	2047	2254	2057	2369	1711	881	2093
16:30:33,797	00:00:00,970	1807	1469	2140	2499	2484	2573	5295	2046	2254	2057	2369	1718	923	2092
16:30:33,807	00:00:00,980	1809	1471	2140	2498	2481	2570	3007	2047	2256	2058	2367	1718	851	2090
16:30:33,817	00:00:00,990	1805	1467	2139	2495	2485	2570	3007	2047	2255	2058	2369	1715	888	2091
16:30:33,827	00:00:01,000	1815	1465	2138	2500	2495	2570	3007	2047	2256	2057	2367	1723	912	2094
16:30:33,837	00:00:01,010	1807	1461	2138	2499	2485	2568	4815	2047	2255	2057	2367	1720	863	2096
16:30:33,847	00:00:01,020	1809	1471	2138	2496	2487	2574	9391	2047	2254	2056	2370	1722	901	2095
16:30:33,857	00:00:01,030	1810	1473	2139	2502	2481	2567	719	2047	2254	2057	2365	1722	881	2093
16:30:33,867	00:00:01,040	1808	1469	2140	2494	2484	2568	4815	2047	2252	2057	2368	1718	862	2091
16:30:33,877	00:00:01,050	1808	1464	2139	2493	2487	2567	719	2046	2253	2057	2369	1713	901	2090
16:30:33,887	00:00:01,060	1811	1469	2140	2498	2486	2563	4335	2047	2253	2057	2366	1710	851	2091
16:30:33,897	00:00:01,070	1805	1463	2140	2493	2486	2567	719	2047	2253	2056	2370	1719	876	2095
16:30:33,907	00:00:01,080	1813	1473	2139	2496	2488	2566	6623	2047	2251	2057	2367	1721	910	2096
16:30:33,917	00:00:01,090	1809	1461	2140	2489	2483	2558	3487	2047	2251	2057	2367	1718	872	2094
16:30:33,927	00:00:01,100	1808	1469	2140	2488	2481	2569	8911	2047	2251	2057	2371	1729	908	2093
16:30:33,937	00:00:01,110	1805	1480	2137	2489	2476	2562	239	2047	2253	2057	2367	1724	848	2091
16:30:33,947	00:00:01,120	1809	1468	2139	2483	2492	2563	4335	2047	2252	2058	2369	1721	880	2090
16:30:33,957	00:00:01,130	1810	1466	2137	2487	2491	2563	4335	2047	2252	2057	2370	1718	872	2092
16:30:33,967	00:00:01,140	1805	1464	2144	2484	2486	2561	6143	2047	2252	2057	2367	1711	856	2095
16:30:33,977	00:00:01,150	1803	1470	2139	2482	2488	2566	6623	2047	2251	2058	2370	1720	894	2096
16:30:33,987	00:00:01,160	1810	1476	2138	2481	2486	2557	9391	2046	2252	2058	2368	1718	825	2094
16:30:33,997	00:00:01,170	1807	1472	2138	2481	2485	2563	4335	2047	2252	2057	2369	1719	880	2092
16:30:34,007	00:00:01,180	1810	1472	2137	2485	2483	2562	239	2047	2252	2058	2371	1723	830	2091
16:30:34,017	00:00:01,190	1805	1469	2141	2478	2485	2558	9391	2047	2250	2057	2368	1726	848	2090
16:30:34,027	00:00:01,200	1816	1473	2139	2486	2492	2566	719	2047	2249	2058	2369	1719	878	2093
16:30:34,037	00:00:01,210	1809	1471	2138	2482	2483	2552	719	2047	2249	2056	2371	1722	837	2095
16:30:34,047	00:00:01,220	1808	1470	2140	2476	2481	2565	2527	2047	2251	2057	2368	1720	891	2095
16:30:34,057	00:00:01,230	1810	1481	2140	2484	2478	2558	9391	2047	2252	2057	2370	1708	836	2094
16:30:34,067	00:00:01,240	1808	1474	2142	2480	2483	2560	2047	2047	2250	2057	2370	1716	856	2092
16:30:34,077	00:00:01,250	1809	1475	2136	2477	2489	2558	9391	2047	2250	2058	2368	1719	862	2091
16:30:34,087	00:00:01,260	1809	1475	2139	2476	2485	2556	7103	2047	2250	2057	2371	1713	842	2091
16:30:34,097	00:00:01,270	1804	1479	2139	2478	2481	2562	239	2047	2249	2057	2370	1723	871	2093
16:30:34,107	00:00:01,280	1810	1482	2138	2477	2480	2559	3487	2047	2250	2057	2372	1723	890	2095
16:30:34,117	00:00:01,290	1808	1483	2136	2475	2477	2555	7103	2047	2249	2057	2373	1718	828	2095
16:30:34,127	00:00:01,300	1811	1483	2138	2476	2475	2555	7103	2047	2250	2058	2374	1710	836	2092
16:30:34,137	00:00:01,310	1810	1481	2137	2474	2480	2555	3007	2047	2251	2057	2374	1715	852	2092
16:30:34,147	00:00:01,320	1807	1479	2140	2471	2486	2556	1199	2047	2247	2056	2372	1708	835	2090

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16:30:34,157	00:00:01,330	1810	1478	2139	2474	2492	2560	2047	2047	2249	2058	2370	1717	882	2090
16:30:34,167	00:00:01,340	1809	1480	2140	2471	2480	2553	8911	2047	2250	2058	2373	1717	852	2092
16:30:34,177	00:00:01,350	1808	1487	2141	2470	2477	2558	9391	2047	2248	2058	2370	1717	870	2094
16:30:34,187	00:00:01,360	1806	1482	2139	2467	2473	2554	7103	2047	2249	2057	2372	1726	896	2095
16:30:34,197	00:00:01,370	1811	1485	2138	2473	2480	2554	8911	2047	2249	2057	2374	1720	844	2093
16:30:34,207	00:00:01,380	1808	1478	2140	2467	2488	2556	1199	2047	2249	2057	2371	1716	869	2092
16:30:34,217	00:00:01,390	1808	1481	2137	2471	2485	2554	3007	2047	2247	2057	2374	1724	891	2090
16:30:34,227	00:00:01,400	1813	1495	2139	2475	2478	2552	4815	2047	2247	2057	2372	1717	835	2090
16:30:34,237	00:00:01,410	1809	1486	2137	2464	2478	2554	7103	2047	2248	2058	2372	1710	879	2092
16:30:34,247	00:00:01,420	1807	1492	2137	2470	2471	2554	3007	2047	2248	2057	2374	1717	889	2094
16:30:34,257	00:00:01,430	1812	1488	2139	2469	2477	2551	6623	2047	2245	2057	2372	1716	840	2095
16:30:34,267	00:00:01,440	1806	1487	2138	2463	2477	2550	719	2046	2247	2057	2374	1718	885	2093
16:30:34,277	00:00:01,450	1809	1488	2139	2463	2479	2550	6623	2047	2245	2058	2376	1720	875	2092
16:30:34,287	00:00:01,460	1805	1479	2140	2461	2481	2547	4335	2047	2247	2058	2373	1722	858	2091
16:30:34,297	00:00:01,470	1808	1499	2140	2461	2472	2555	1199	2047	2245	2057	2376	1723	899	2089
16:30:34,307	00:00:01,480	1804	1490	2139	2458	2468	2545	2047	2047	2246	2058	2374	1717	838	2091
16:30:34,317	00:00:01,490	1807	1497	2136	2453	2474	2550	6623	2047	2247	2057	2375	1717	872	2094
16:30:34,327	00:00:01,500	1805	1481	2137	2457	2474	2547	8431	2047	2245	2058	2378	1711	823	2095
16:30:34,337	00:00:01,510	1810	1494	2140	2457	2478	2544	6143	2046	2247	2057	2374	1715	863	2093
16:30:34,347	00:00:01,520	1803	1488	2135	2453	2476	2549	2527	2047	2245	2058	2376	1719	839	2092
16:30:34,357	00:00:01,530	1808	1490	2140	2450	2481	2539	7103	2047	2244	2058	2376	1720	859	2091
16:30:34,367	00:00:01,540	1808	1496	2134	2453	2477	2551	719	2047	2244	2057	2374	1725	850	2090
16:30:34,377	00:00:01,550	1807	1494	2141	2453	2476	2542	9391	2047	2245	2058	2377	1723	834	2090
16:30:34,387	00:00:01,560	1807	1491	2137	2448	2480	2548	8431	2047	2245	2058	2376	1722	845	2093
16:30:34,397	00:00:01,570	1810	1491	2138	2447	2485	2543	3487	2047	2245	2057	2375	1720	812	2095
16:30:34,407	00:00:01,580	1808	1488	2140	2450	2485	2550	6623	2047	2245	2057	2377	1714	849	2093
16:30:34,417	00:00:01,590	1812	1494	2139	2449	2478	2546	4335	2047	2245	2058	2374	1708	814	2092
16:30:34,427	00:00:01,600	1807	1498	2139	2451	2474	2549	2527	2046	2245	2058	2375	1720	864	2091
16:30:34,437	00:00:01,610	1813	1496	2139	2450	2473	2545	6143	2047	2246	2057	2377	1713	794	2089
16:30:34,447	00:00:01,620	1809	1497	2137	2450	2478	2543	2047	2047	2246	2058	2375	1722	857	2090
16:30:34,457	00:00:01,630	1808	1488	2138	2449	2480	2544	2047	2047	2245	2057	2378	1722	799	2093
16:30:34,467	00:00:01,640	1809	1502	2140	2449	2476	2540	1199	2047	2243	2057	2377	1723	825	2095
16:30:34,477	00:00:01,650	1811	1496	2138	2445	2479	2545	6143	2046	2243	2057	2376	1725	825	2094
16:30:34,487	00:00:01,660	1807	1493	2141	2443	2481	2537	8911	2047	2242	2057	2379	1716	817	2093
16:30:34,497	00:00:01,670	1811	1508	2138	2442	2475	2548	8431	2047	2243	2057	2377	1714	831	2091
16:30:34,507	00:00:01,680	1803	1497	2140	2440	2469	2536	719	2047	2242	2057	2377	1713	793	2090
16:30:34,517	00:00:01,690	1808	1498	2135	2436	2484	2541	5295	2047	2244	2057	2380	1714	823	2089
16:30:34,527	00:00:01,700	1806	1498	2136	2437	2477	2541	5295	2047	2243	2057	2382	1724	840	2093
16:30:34,537	00:00:01,710	1807	1503	2137	2436	2476	2540	1199	2047	2243	2056	2380	1722	849	2095
16:30:34,547	00:00:01,720	1807	1505	2137	2437	2467	2537	8911	2046	2243	2058	2379	1718	810	2094
16:30:34,557	00:00:01,730	1811	1501	2137	2431	2481	2540	1199	2046	2243	2057	2379	1728	844	2093
16:30:34,567	00:00:01,740	1809	1506	2138	2437	2473	2536	4815	2047	2243	2057	2382	1720	777	2091
16:30:34,577	00:00:01,750	1811	1494	2139	2431	2484	2539	7103	2047	2242	2057	2378	1723	830	2090
16:30:34,587	00:00:01,760	1811	1501	2135	2438	2479	2537	8911	2047	2244	2057	2378	1710	769	2090
16:30:34,597	00:00:01,770	1809	1498	2139	2433	2486	2541	1199	2047	2243	2058	2380	1713	822	2092
16:30:34,607	00:00:01,780	1811	1506	2138	2438	2474	2541	5295	2047	2243	2057	2378	1709	804	2094
16:30:34,617	00:00:01,790	1812	1507	2139	2432	2477	2538	3007	2047	2242	2057	2380	1718	807	2095

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16:30:34,627	00:00:01,800	1804	1510	2138	2438	2470	2545	6143	2047	2243	2057	2379	1717	815	2093
16:30:34,637	00:00:01,810	1816	1505	2142	2433	2483	2534	6623	2047	2241	2058	2378	1718	796	2091
16:30:34,647	00:00:01,820	1810	1506	2136	2434	2477	2540	1199	2047	2241	2057	2383	1722	840	2090
16:30:34,657	00:00:01,830	1806	1500	2140	2431	2476	2541	5295	2047	2243	2057	2380	1717	774	2090
16:30:34,667	00:00:01,840	1813	1514	2137	2431	2479	2539	7103	2047	2242	2057	2381	1722	833	2092
16:30:34,677	00:00:01,850	1812	1509	2137	2429	2478	2540	5295	2047	2242	2058	2383	1717	829	2094
16:30:34,687	00:00:01,860	1807	1512	2136	2429	2467	2531	4335	2047	2241	2057	2380	1707	794	2095
16:30:34,697	00:00:01,870	1810	1510	2139	2428	2479	2544	2047	2047	2241	2058	2384	1714	840	2093
16:30:34,707	00:00:01,880	1810	1510	2139	2432	2471	2536	4815	2046	2241	2056	2383	1713	787	2092
16:30:34,717	00:00:01,890	1807	1511	2136	2424	2481	2533	2527	2047	2242	2058	2382	1717	833	2090
16:30:34,727	00:00:01,900	1812	1507	2137	2424	2484	2537	4815	2047	2241	2057	2386	1721	836	2089
16:30:34,737	00:00:01,910	1812	1516	2141	2423	2475	2532	8431	2047	2241	2057	2383	1721	820	2091
16:30:34,747	00:00:01,920	1810	1520	2137	2427	2473	2541	5295	2047	2240	2057	2385	1722	853	2094
16:30:34,757	00:00:01,930	1812	1516	2138	2423	2466	2533	2527	2047	2241	2058	2387	1720	782	2095
16:30:34,767	00:00:01,940	1813	1518	2138	2423	2479	2536	4815	2047	2241	2058	2383	1717	836	2093
16:30:34,777	00:00:01,950	1810	1510	2137	2425	2478	2539	7103	2046	2243	2057	2386	1707	814	2092
16:30:34,787	00:00:01,960	1811	1524	2139	2425	2471	2530	4335	2047	2238	2056	2387	1714	818	2090
16:30:34,797	00:00:01,970	1809	1516	2137	2420	2475	2539	1199	2047	2239	2057	2384	1716	851	2089
16:30:34,807	00:00:01,980	1814	1528	2138	2425	2468	2531	4335	2047	2238	2060	2387	1713	804	2090
16:30:34,817	00:00:01,990	1810	1520	2138	2422	2477	2537	4815	2047	2239	2057	2385	1723	849	2093
16:30:34,827	00:00:02,000	1810	1522	2136	2423	2472	2537	8911	2047	2241	2057	2385	1718	799	2095
16:30:34,837	00:00:02,010	1810	1520	2138	2423	2475	2531	8431	2046	2241	2057	2388	1722	825	2093
16:30:34,847	00:00:02,020	1814	1523	2139	2428	2477	2543	3487	2047	2240	2057	2386	1720	805	2092
16:30:34,857	00:00:02,030	1808	1522	2141	2415	2466	2531	239	2047	2237	2058	2388	1712	825	2091
16:30:34,867	00:00:02,040	1809	1528	2139	2419	2471	2541	9391	2047	2240	2056	2390	1720	839	2089
16:30:34,877	00:00:02,050	1813	1534	2141	2420	2466	2532	8431	2047	2237	2057	2387	1712	799	2090
16:30:34,887	00:00:02,060	1812	1523	2137	2418	2476	2536	4815	2047	2238	2057	2392	1711	832	2092
16:30:34,897	00:00:02,070	1812	1524	2139	2419	2472	2533	2527	2047	2239	2059	2390	1718	786	2094
16:30:34,907	00:00:02,080	1809	1531	2136	2414	2467	2536	4815	2046	2238	2057	2390	1723	828	2094
16:30:34,917	00:00:02,090	1804	1523	2138	2409	2464	2532	8431	2047	2239	2057	2393	1718	800	2092
16:30:34,927	00:00:02,100	1811	1532	2137	2408	2475	2534	6623	2047	2238	2057	2393	1727	811	2091
16:30:34,937	00:00:02,110	1811	1529	2136	2404	2476	2533	8431	2047	2240	2057	2393	1713	793	2090
16:30:34,947	00:00:02,120	1812	1535	2136	2406	2477	2535	719	2047	2240	2057	2395	1719	781	2089
16:30:34,957	00:00:02,130	1813	1526	2138	2403	2473	2527	3487	2047	2238	2057	2393	1712	777	2090
16:30:34,967	00:00:02,140	1814	1527	2136	2405	2483	2534	6623	2047	2239	2057	2397	1707	768	2093
16:30:34,977	00:00:02,150	1810	1529	2139	2407	2474	2530	239	2047	2238	2057	2394	1714	791	2094
16:30:34,987	00:00:02,160	1815	1535	2136	2408	2474	2537	3007	2047	2238	2057	2394	1713	758	2093
16:30:34,997	00:00:02,170	1814	1540	2138	2407	2465	2531	4335	2047	2238	2057	2397	1721	805	2092
16:30:35,007	00:00:02,180	1815	1536	2136	2406	2470	2534	6623	2047	2239	2057	2394	1724	761	2090
16:30:35,017	00:00:02,190	1813	1532	2140	2404	2472	2530	239	2047	2238	2057	2399	1721	791	2089
16:30:35,027	00:00:02,200	1814	1530	2138	2410	2479	2535	4815	2047	2239	2058	2397	1719	749	2089
16:30:35,037	00:00:02,210	1811	1539	2142	2411	2475	2534	2527	2046	2237	2056	2397	1721	781	2091
16:30:35,047	00:00:02,220	1820	1534	2140	2402	2478	2534	6623	2047	2238	2058	2401	1714	772	2094
16:30:35,057	00:00:02,230	1809	1541	2141	2403	2460	2529	6143	2046	2237	2057	2399	1713	773	2094
16:30:35,067	00:00:02,240	1814	1542	2141	2405	2468	2540	7103	2047	2237	2059	2400	1711	766	2093
16:30:35,077	00:00:02,250	1813	1547	2137	2404	2468	2524	1199	2047	2237	2056	2407	1723	768	2091

Додаток Г

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ УЗМ

Розрахунок економічної ефективності проведено відповідно до [1, 2] шляхом порівняння використання універсальної траншейно-котлованної землерийної машини ПЗМ-3 (базисна техніка) та універсальної землерийної машини УЗМ з роторним робочим органом (нова техніка), при копанні траншей, котлованів та інших протяжних комунікацій на будівництві трубопроводів за умови їх роботи протягом однакового часу експлуатації. Розрахунковий річний фонд праці складає 2041 годину на рік.

У розрахунку приймаємо літери з індексом (') позначають базисну техніку (БТ), а з індексом (") – нову техніку (НТ).

Таблиця 1 – Результати розрахунку

Найменування показників	Од. виміру	Базисна техніка	Нова техніка
		ПЗМ-3	УЗМ
1. Капітальні витрати (балансова вартість)	грн.	4 055 290,5	7 599 937,8
2. Річні поточні витрати	грн.	3 165 630,7	12 842 416,8
3. Середній коефіцієнт співвідношення часових експлуатаційних продуктивностей НТ і БТ			4,2
4. Річний економічний ефект від впровадження однієї машини	грн.		2 540 997,5
5. Річний економічний ефект від виробництва та експлуатації машин (річна програма випуску – 50 маш)	грн.		127 049 875,0

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ ТА ВИКОРИСТАННЯ УЗМ

1 ПРИЗНАЧЕННЯ МАШИНИ

Машина призначена для риття траншей та котлованів шириною від 600 мм до 4 500 мм при глибині копання 1,1-1,5 м у не мерзлих і мерзлих ґрунтах.

2 ВИБІР БАЗОВОГО ВАРІАНТУ

Для порівняння у якості базисного варіанту прийнята полкова землерийна машина ПЗМ-3, призначена для копання траншей та котлованів. Вихідні параметри для розрахунку наведено в Таблиці 2.

Таблиця 2 – Вихідні параметри для розрахунку

Найменування показників	Одиниці виміру	БТ	НТ
		ПЗМ-3	УЗМ
Технічна продуктивність при глибині копання 1,2 м: в не мерзлих ґрунтах в мерзлих ґрунтах	м/год	 190 45	 830 180
Продуктивність при копанні котлованів	$м^3$/год	140	600
Маса машини	т	13,2	39
Базова машина	-	Т-155	МТ-453
Потужність двигуна	к.с. (кВт)	165(121,4)	707 (520)
Обслуговуючий персонал	40 чол.	1	1
Ресурс до першого капітального ремонту	мото-годин	5000	5000
Розряд робітників	-	VI	VI
Оптова ціна машини	грн.	3 720 450,0	5 810 350,0
Розрахункова балансова вартість	грн.	4 055 290,5	7 599 937,8

3 ВИЗНАЧЕННЯ РІЧНОЇ ТРИВАЛОСТІ РОБОТИ ТЕХНІКИ

Річний час роботи машини в днях визначається за формулою:

$$Т_р = \frac{(365 - Д_м - Д_в - Д_п) \cdot t_{см} \cdot К_{см}}{1 + Д_р \cdot t_{см} \cdot К_{см}}, \quad (1)$$

де $Д_в$ = 111 днів – число вихідних і святкових днів при п'ятиденному тижні;

$Д_м$ = 9 днів - середня тривалість простоїв по метеорологічним умовам;

$Д_п$ – загальна кількість днів, що витрачається на перебазування протягом року.

$$Д_п = \frac{(365 - Д_м - Д_в - Д_п) \cdot d_n}{t_{об} \cdot \left(\frac{1}{t_{см} \cdot К_{см}} + Д_р\right) + d_n}, \quad (2)$$

де dn – тривалість одного перебазування, 4 дні (відноситься до БТ);

$t_{об}$ – 150 годин - розрахункова тривалість роботи машиністів на об'єкті;

$t_{см}$ – 8,0 годин – тривалість зміни в годинах для п'ятиденного тижня;

$К_{см}$ – 1,5 – коефіцієнт змінності роботи машини;

$Д_р$ – тривалість простоїв у днях у всіх видах ремонту й технічного обслуговування, що припадають на 1 годину роботи:

$$Д_р = \frac{\sum_{i=1}^{m} \cdot (dp_i + dn_i) \cdot a_i}{Т_ц}, \frac{дні}{год}, \quad (3)$$

де i – вид поточного ремонту (ПР), або технічного обслуговування (ТО);

dp_i – середній час перебування техніки в i-му ремонті (Р) або ТО в днях;

dn_i – середній час в днях на доставку в Р чи ТО і повернення назад (якщо ТО або ПР виконуються безпосередньо на місці роботи машини, dni = 0);

a_i – кількість i-х ремонтів або ТО за міжремонтний цикл;

$Т_ц$ – міжремонтний цикл, год;

m – число різновидів ТР і ТО за міжремонтний цикл.

Види ТО та Р для траншейних машин з глибиною копання 1,3-2,5 м, взята наведено в Таблиці 3.

Таблиця 3 – Види ТО для траншейних машин

Види ТО	Періодичність виконання ТО і Р в годинах	Кількість ТО і Р в одному циклі	Трудомісткість виконання одного ТО і Р в люд-год	Тривалість одного ТО і Р в робочих днях
ТО-1	60	96	4	0,2
ТО-2	240	24	20	1
СО	2 рази на рік	-	18	1
Т	960	7	880	11
ТО-3	-	-	34	1
К	7680	1	2120	24

$$Д_п = \frac{(365 - 9 - 111) \cdot 4}{150 \cdot \left(\frac{1}{8{,}0 \cdot 1{,}5} + 0{,}01464\right) + 4} = 54 \text{ дні.}$$

Річний робочий фонд часу машини:

$$T_р = \frac{(365 - 111 - 54) \cdot 8{,}0 \cdot 1{,}5}{1 + 0{,}01464 \cdot 8{,}0 \cdot 1{,}5} = 2041 \text{ год/рік},$$

Копання траншей становить 50% річного часу (1020,5 год) і засипка траншей становить 50 % (1020,5 год). При розробці не мерзлих ґрунтів машина працює 80 % річного часу, що становить 1632,8 год., при розробці мерзлих ґрунтів та копанні котлованів, машина працює 20 % річного часу, що становить 408,2 год (згідно програми експлуатаційних випробувань).

Приймаємо, що річній фонд часу для ПЗМ-3 буде таким же як і для УЗМ, і складатиме 2041 год/рік.

4 РОЗРАХУНОК ПРОДУКТИВНОСТІ

Річна експлуатаційна продуктивність(В' та В") БТ і НТ визначається за формулою:

$$В = в_{ег} \cdot К_{пр} \cdot Т_р; \quad (4)$$

$$в_{ег} = в_{тг} \cdot К_т, \quad (5)$$

де $в_{ег}'$ та $в_{ег}''$ – експлуатаційна продуктивність, відповідно, по базовому та новому варіантам техніки;

$К_{пр}$ – 0,75 – коефіцієнт що враховує простої в роботі техніки, не враховані в годинній експлуатаційній продуктивності;

$в_{тг}'$ та $в_{тг}''$ – годинна технічна продуктивність;

$К_т$ – коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної.

Годинна експлуатаційна продуктивність при глибині копання 1,1-1,5 м

В не мерзлих ґрунтах, м^3/год	В мерзлому ґрунті, м^3/год
$В_{ег}'$= 190 · 0,6 = 114	$В_{ег}'$= 45 · 0,6 = 27
$В_{ег}''$ = 830 · 0,6 = 498	$В_{ег}''$ = 180 · 0,6 = 108

Годинна експлуатаційна продуктивність при розробці котлованів:

$$В_{ег}' = 140 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$В_{ег}'' = 600 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Річна експлуатаційна продуктивність при глибині копання 1,1 – 1,5 м

В не мерзлих грантах, м^3/год	В мерзлому ґрунті, м^3/год
В'=1020,5·114·0,75=87 252,8	В' = 408,2·27·0,75 = 8 266,1
В''=1020,5·498·0,75=381 156,8	В'' = 408,2·108·0,75=33 064,2

Річна експлуатаційна продуктивність при розробці котлованів:

$$В' = 1020{,}5 \cdot 27 \cdot 0{,}75 = 20\,665{,}1 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$В'' = 1020{,}5 \cdot 108 \cdot 0{,}75 = 82\,660{,}5 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначаємо коефіцієнт співвідношення річних експлуатаційних продуктивностей:

β = 381156,8 / 87252,8 = 4,4 (копання траншей в не мерзлих ґрунтах);

β =33064,2 / 8266,1 = 4,0 (копання траншей в мерзлих ґрунтах);

β = 82660,5 / 20665,1 = 4,0 (копання котлованів).

Визначаємо середньозважений коефіцієнт річних експлуатаційних продуктивностей:

$$\beta_{ср\ взв} = (4{,}4 \cdot 0{,}8 + 4{,}0 \cdot 0{,}2) \cdot 0{,}7 + 4{,}0 \cdot 0{,}3 = 4{,}2.$$

5 РОЗРАХУНОК КАПІТАЛЬНИХ ВИТРАТ

Витрати, пов'язані із створенням, виробництвом, доставкою техніки та її монтажем, визначається за формулою:

$$Ц_б = З_к = Ц \cdot К_б, \qquad (6)$$

де $К_б$ – коефіцієнт, що враховує витрати на доставку техніки і монтаж (коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової вартості) $К_б = 1{,}09$

Ціну НТ визначаємо за формулою:

$$Ц'' = Ц' = \frac{В'_{ес} \cdot К_{сл}}{В'_{ес}} \quad \text{або} \quad Ц'' = Ц' \cdot \beta_{ср} \cdot К_{сл}, \qquad (7)$$

де $в_{ег}'$ та $в_{ег}''$ – значення основних параметрів;

$\beta_{ср}$ – середній коефіцієнт співвідношення експлуатаційних продуктивностей;

$К_{сл}$ – коефіцієнт, що враховує ускладнення виготовлення НТ в порівнянні з БТ ($К_{сл} = 1{,}2$).

Ціна машин:

УЗМ Ц'' = 5 810 350,0 · 1,09 ·1,2 = 7 599 937,8 грн;

ПЗМ-3 $З'К_1$ = 3 720 450,0 · 1,09 = 4 055 290,5 грн.

6 РОЗРАХУНОК РІЧНИХ ПОТОЧНИХ ВИТРАТ

Визначення витрат на заробітну плату. Розрахунок загального фонду заробітної плати з нарахуваннями:

$$S_{зп} = 0{,}01 \cdot \lambda \cdot Т_р \cdot \sum_{i=1}^{Б} С_{ті}, \qquad (8)$$

де $С_{ті}$ – година тарифна ставка робітника і-го розряду;

Б – число робітників;

$Т_р$ – річний фонд часу роботи машини;

λ – коефіцієнт переходу від тарифного фонду до загального фонду зарплати (λ = 1,23).

Машиною управляє один машиніст VI розряду.

Тарифна ставка машиніста VI розряду складає 4195 грн. [3].

Загальний фонд зарплати становить:

ПЗМ-3 $S'_{зп} = 0{,}01 \cdot 1{,}23 \cdot 2041 \cdot 4\ 195 = 105\ 312{,}5$ грн;

УЗМ $S'_{зп1} = 0{,}01 \cdot 1{,}23 \cdot 2041 \cdot 4\ 195 = 105\ 312{,}5$ грн;

6.1 Витрати на капітальний ремонт

Витрати на капітальний ремонт, віднесені на рік роботи техніки:

$$S_{кр} = \frac{A_{кр} \cdot Ц_б}{100}, \qquad (9)$$

де $A_{кр}$ – норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках.

ПЗМ-3 $S'_{кр} = 4\ 055\ 290{,}5 \cdot 7 / 100 = 283\ 870{,}3$ грн;

УЗМ $S''_{кр} = 7\ 599\ 937{,}8 \cdot 7 / 100 = 531\ 995{,}6$ грн.

6.2 Визначення витрат на ТО і Р

Розрахункова величина витрат на ТО і Р, віднесена на рік роботи, по машинам ПЗМ-3 і УЗМ:

$$S_{ер} = S_{ерц} \cdot \frac{Т_р}{Т_ц}, \qquad (10)$$

$$Т_ц = \frac{Т}{К_{дв}} \cdot К_{дм} = \frac{5000}{0{,}8 \cdot 0{,}6} = 10416{,}7.$$

$S_{ерц}$ - сумарні витрати на ТО і Р за міжремонтний цикл;

$$S_{ерц} = 0{,}01 \cdot К_{ер} \cdot \sum_{i=1}^{m_{тр}} a_i \cdot r_i \cdot C_{ті} \text{ грн/цикл}, \qquad (11)$$

де a_i – число окремих видів ТО і ТР за міжремонтний цикл;

r_i – трудомісткість ТО і Р;

$C_{ті}$ – тарифна ставка робітника (бригади), обслуговуючого техніку, приймається VI розряд (4195 грн.) [3];

$m_{тр}$ – число різновидів ремонтів;

$К_{ер}$ – 2,3 коефіцієнт переходу;

ПЗМ-3 $S'_{ерц}$ = 0,01·2,3·(96·4+24·20+7·880)·4195 = 677 710,6 грн;

$S'_{ер}$= 677710,6·(5000/10416,7) = 325 301,1 грн.

УЗМ $S'_{ерц}$ = 0,01·2,3·(96·4+24·20+7·880)·4195 = 677 710,6 грн;

$S''_{ер}$ = 677710,6·(5000/10416,7) = 325 301,1 грн.

6.3 Розрахунок витрат на паливо здійснюється за формулою:

$$S_{т} = \sum_{i=1}^{\rho} Ц_{тi} \cdot W_{тi} \cdot Т_{рi}\text{, грн,} \qquad (12)$$

$Ц_{тi}$ – ціна палива 1-го сорту (грн./кг),

$W_{тi}$ – годинна витрата палива за рік, кг/год,

Р – число сортів палива, на якому працює техніка протягом року.

Годинна витрата палива:

$$W_{тi} = \frac{1{,}03}{1000} \cdot N_{ен} \cdot g_{ен} \cdot \left[K_{дв} \cdot \left(K_{дм} \cdot K_N - K_X\right) + K_X\right]\text{, кг/год,} \qquad (13)$$

де $N_{ен}$ – номінальна потужність двигуна, кВт;

$g_{ен}$ – питома витрата палива при нормальній потужності;

$К_{дм}$ = 0/6 – коефіцієнт використання двигуна по потужності;

$К_{дв}$ = 0,8 – коефіцієнт використання двигуна по часу;

$К_N$ – коефіцієнт, що враховує витрату пального в залежності від ступеня використання двигуна по часу;

$К_X$ = 0,25 – коефіцієнт, що враховує зниження витрати палива при роботі двигуна на холостому ході;

1,03 – коефіцієнт, що враховує витрату пального в період запуску і регулювання роботи двигуна і машини на початку зміни.

ПЗМ-3 $W'_{тi}$=(1,03/1000)·121,4·180·(0,8·(0,6·1,14-0,25)+0,25)=13,4 кг/год;

УЗМ $W''_{тi}$=(1,03/1000)·520·230·(0,8·(0,6·1,14-0,25)+0,25)=73,6 кг/год;

Витрати на паливо:

ПЗМ-3 $S'_{т1}$ = 62,9·13,4·2041= 1 720 277,3 грн;

УЗМ S"т= 62,9·73,6·2041= 9 448 687,0 грн.

Визначення витрат на мастильні матеріали:

$$S_{мм} = \epsilon \cdot S_{т} \qquad (14)$$

де ϵ – коефіцієнт переходу від річної вартості витрат палива до вартості оливи (є = 0,22).

ПЗМ-3 $S'_{мм} = 0{,}22 \cdot 1\ 720\ 277{,}3 = 378\ 460{,}0$ грн;

УЗМ $S''_{мм} = 0{,}22 \cdot 9\ 448\ 687{,}0 = 2\ 078\ 711{,}1$ грн.

6.4 Витрати на перебазування

Вартість перевезення на трейлері визначається по формулі:

$$S_{пер\ тр} = [П_0 + (L_т - 25) \cdot П_д] \cdot \frac{Т_р}{Т_{об}} \text{ грн,} \qquad (15)$$

де $П_0$ – норматив витрат на відстань 25 км для трейлера вантажопідйомністю, ще відповідає масі техніки, грн.;

$П_д$ – норматив додаткових витрат при транспортуванні на кожний наступний кілометр шляху понад 25 км;

$I_т$ - дальність перевезення на трейлері, км.

Машини ПЗМ-3 та УЗМ перебазовуються своїм ходом.

Таблиця 4 – Калькуляція річних витрат (грн.)

Найменування	Умовне позначення	БТ	НТ
		ПЗМ-3	УЗМ
1. Заробітна плата	$S_{зп}$	105 312,5	105 312,5
2.Витрати на капітальний ремонт	$S_{кр}$	283 870,3	531 995,6
3. Витрати на ТО і Р	$S_{ерц}$	677 710,6	677 710,6
4. Витрати на паливо	S_T	1 720 277,3	9 448 687,0
5.Витрати на мастильні матеріали	$S_{мм}$	378 460,0	2 078 711,1
6. Витрати на перебазування	$S_{пер\ тр}$	—	—
Разом		3 165 630,7	12 842 416,8

7. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Річний економічний ефект від виготовлення та експлуатації однієї машини протягом року:

$$E_р = Z' \cdot \beta - Z'' \text{ грн,} \qquad (16)$$

де β – коефіцієнт зміни годинної експлуатаційної продуктивності.

Приведені витрати визначаємо за формулою:

$$Z = Ц_р + З_к \cdot (Р + Е_н), \quad (17)$$

де Р – частка відрахувань на реновацію від капітальних витрат;

$Е_н$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності ($Е_н$ = 0,15).

ПЗМ-3 Z' =3 165 630,7+ 3 720 450,0·(0,0627+ 0,15)=3 956 970,4 грн;

УЗМ Z" =12 842 416,8+5 810 350,0·(0,0627+0,15)=14 078 278,2 грн.

E = 3 956 970,4· 4,2 – 14 078 278,2 = 2 540 997,5 грн.

Річний економічний ефект від виробництва і використання УЗМ визначається за формулою:

$$Е_р = Е \cdot N, \quad (18)$$

де N – кількість машин.

Потреба в машинах типу УЗМ, для копання траншей та котлованів при будівництві трубопроводів та інших протяжних комунікацій в Україні, та відповідно річна програма випуску машин складає не менше 50 од. техніки.

Тоді річний економічний ефект від виробництва і використання УЗМ складе:

$Е_р$ = 2 540 997,5 · 50 = 127 049 875,0 грн. на рік.

Термін окупності машини $Т_{ок}$ визначається:

$Т_{ок}$ = З"К/Е = 3 956 970,4 / 2 540 997,5 = 1,56 року.

ВИСНОВОК

1. У результаті розрахунку економічної ефективності можна зробити висновок, що застосування однієї УЗМ дасть економічний ефект протягом року в сумі **2 540 997,5** грн.

2. Річний економічний ефект від виробництва і використання універсальних землерийних машин складає **127 049 875,0** грн. на рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 2962-94. Організація промислового виробництва. Облік, аналіз, та планування господарювання на промисловому підприємстві. Терміни та визначення. Чинний від 1996-01-01. Вид. офіц. Київ : УкрНДНЦ, 1996. 30 с.

2. Методичні вказівки до виконання економічних розрахунків в дипломних проектах та магістерських роботах для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” 7.05050308, 8.05050308 / Білякович О.А., Мусійко В.Д. та ін. – К. НТУ, 2014. – 48 с.

3. Про оплату праці працівників на основі Єдиної тарифної сітки розрядів і коефіцієнтів з оплати праці працівників установ, закладів та організацій окремих галузей бюджетної сфери: Постанова Каб. Міністрів України від 30.08.2002 р. № 1298 станом на 30.12.2022 р. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1298-2002-%D0%BF (дата звернення: 30.12.2022).

Додаток Д

УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА ВИНАХІД

№ 114779

УНІВЕРСАЛЬНА ЗЕМЛЕРИЙНА МАШИНА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на винаходи **25.07.2017.**

Директор департаменту інтелектуальної власності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України В.О. Жалдак

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ
ІДЕНТИФІКАЦІЙНИЙ КОД 37540746

Додаток Е

(11) **114779**

(19) **UA**

(51) **МПК** (2017.01)
E02F 3/00
E02F 3/26 (2006.01)
E02F 3/18 (2006.01)
E02F 5/18 (2006.01)

(21) Номер заявки: **a 2016 09428**

(22) Дата подання заявки: **12.09.2016**

(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: **25.07.2017**

(41) Дата публікації відомостей про заявку та номер бюлетеня: **10.02.2017, Бюл.№ 3**

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **25.07.2017, Бюл. № 14**

(72) Винахідники:
Дмитриченко Микола Федорович, UA,
Дем'янюк Володимир Андрійович, UA,
Мусійко Володимир Данилович, UA,
Білинкович Микола Олексійович, UA,
Коваль Андрій Борисович, UA,
Лазарук Юрій Володимирович, UA,
Тесленко Ігор Олександрович, UA

(73) Власник:
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Сукосова, 1, м. Київ, 01010, UA

(54) Назва винаходу:

УНІВЕРСАЛЬНА ЗЕМЛЕРИЙНА МАШИНА

(57) Формула винаходу:

1. Універсальна землерийна машина, що включає раму, шарнірно з'єднану з тягачем, раму робочого органу, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача кінцем промежної рами, механізми підрегулювання і регулювання гідроприводами і систему управління подачею гідроприводів, пристосовану для того, щоб за час коливального переміщення робочого органу в горизонтальній площині з одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції цього коливального переміщення робочого органу на напрямок переміщення тягача був практично рівним за величиною вектора переміщення тягача і протилежним йому за напрямком, яка відрізняється тим, що промежна рама і рама робочого органу лежать між собою з можливістю перетворення обертового руху промежної рами під час руху тягача в лінійно-поступальну траєкторію ріжучої частини робочого органу (точки R), причому лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при коливальному переміщенні робочого органу по всій ширині котлована від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, є паралельними напрямку, перпендикулярно до поздовжньої осі тягача і паралельні між собою, а відрізок між ними дорівнює заданій товщині стружки грунту.

2. Машина за п. 1, яка відрізняється тим, що сполучити взаємодії промежної рами і рами робочого органу на лінійній ділянці траєкторії описується рівнянням

$$\varphi = 2\left(\varphi + \operatorname{arctg}\left(\frac{S}{B}\right)\right)$$

в чи дугоподібній ділянці траєкторії

$$\varphi = \text{const},$$

де φ – кут повороту рами робочого органу відносно промежної рами; φ – кут повороту промежної рами відносно поздовжньої осі тягача; S – товщина стружки грунту; B – ширина котлована.

Додаток Є

"ЗАТВЕРДЖУЮ"
Проректор з навчальної роботи
Національного транспортного університету
_____Віталій ХАРУТА
"25" 01 2023 р.

АКТ
про впровадження в навчальний процес матеріалів
дисертаційної роботи здобувача наукового ступеня доктора філософії
за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
"Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням їх конструктивних та кінематичних параметрів"
Лазарука Юрія Володимировича

Починаючи з 2017-2018 навчального року по даний час в навчальному процесі кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету використовуються науково- методичні матеріали і прикладні результати досліджень, що містяться в дисертаційній роботі Лазарука Ю.В.

Так, при проведенні навчального процесу зі студентами спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" з дисциплін "Машини для земляних робіт", "Конструювання та випробування гідроприводів дорожніх і будівельних машин" на кафедрі інженерії машин транспортного будівництва розглядаються теоретичні і прикладні аспекти підвищення ефективності універсальних землерийних машин шляхом удосконалення їх конструктивних та кінематичних параметрів.

Крім того, в процесі виконання бакалаврських та магістерських випускових робіт студентами автомеханічного факультету використовуються розроблені в дисертаційній роботі Лазарука Ю.В. теоретичні і прикладні рішення підвищення ефективності універсальних землерийних машин.

Використання матеріалів і результатів наукових досліджень, що приведені в дисертаційній роботі Лазарука Ю.В., та мають наукову новизну і практичну цінність, у навчальному процесі кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету сприяють поліпшенню якості навчального процесу і подальшому його удосконаленню.

В.о. декана
автомеханічного факультету
к.т.н., доцент Олександр ДОБРОВОЛЬСКИЙ

Заступник завідувача кафедри інженерії
машин транспортного будівництва
к.т.н., доцент Валентин МОРОЗ

Додаток Ж

ПрАТ Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція»

Україна, 04119, м. Київ, вул. Деревлянська 8, оф.16

тел. +38044 483-33-66, e-mail: ngsi@ukr.net сайт: http://ngsi.com.ua

29.10.2022 № 2419

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Лазарука Юрія Володимировича на тему «Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів» на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи Лазарука Ю.В. на тему "Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів" є актуальними, обґрунтованими і використовуються в діяльності ПрАТ Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція».

Використання отриманих результатів досліджень робочого обладнання універсальних землерийних машин дозволяє підвищити продуктивність та розширити технологічні можливості створюваних мобільних землерийних машин, ефективність їх використання та темпи виконання земляних робіт під час капітального ремонту газопроводів.

Результати роботи забезпечать зниження собівартості та підвищення рентабельності виконання робіт в ході проведення капітального ремонту газопроводів.

Генеральний директор

ПрАТ «ПВІ ЗІТ Нафтогазбудізоляція» О.Ф. Іткін