



Державне підприємство "Український інститут інтелектуальної власності" (УКРПАТЕНТ)

(01601, м. Київ-42, вул. Глазунова, 1)

Розписка про одержання заявки на винахід

Вх.№291664

Дата одержання 12.12.2017 16:24:44

Номер заявки

**а 2017 12304** (в подальшому обов'язково посилатись на цей номер)

Заявник

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Назва винаходу

ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ ПРИ ВИБІРКОВОМУ КАПІТАЛЬНОМУ  
РЕМОНТІ ДІЮЧИХ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Адреса для  
листування

НТУ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010

**Подані матеріали**

17/ЗА/Вх№77067 Заява про видачу патенту на винахід (КМ)

17/ЗА/Вх№77070 Формула винаходу (КМ) (арк. - 2, прим. - 3).

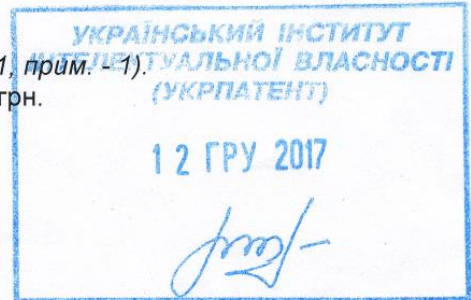
17/ЗА/Вх№77069 Опис винаходу (КМ) (арк. - 7, прим. - 3).

17/ЗА/Вх№77072 Реферат (арк. - 1, прим. - 3).

17/ЗА/Вх№77071 Креслення (арк. - 2, прим. - 3).

17/ЗА/Вх№77073 Документ, що підтверджує неприбутковість особи (арк. - 1, прим. - 1).

17/ЗА/Вх№77068 Платіжне доручення № 370, дата 05.12.2017, сума 80,00 грн.



Прийняв(ла) \_\_\_\_\_ Мірошник О.В.

## Технологія виконання земляних робіт при вибіркового капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів

Даний винахід належить до способів ремонту заглиблених труб, прокладених під землею, поблизу поверхні, а більш конкретно до технології виконання земляних робіт, що включає до свого складу: пошарову розробку родючого шару ґрунту над трубопроводом, відкопування траншей по боках трубопроводу з метою його відкриття, підкопування та ущільнення ґрунту під трубопроводом після капітального ремонту діючих магістральних газопроводів діаметром від 530 до 1420 мм, без зупинки транспортування газу.

Для транспортування природного газу, нафти та подібних продуктів трубопроводи традиційно укладають під землею, поблизу поверхні (наприклад, на глибині близько 1 м). Трубопровід заривають у землю, причому його зовнішню поверхню обмотують синтетичною стрічкою, щоб оберегти поверхню труби від пошкоджень, корозії, а транспортовану рідину - від замерзання в умовах холодного клімату.

Якщо таку трубу використовувати протягом багатьох років, то є ймовірність, що стрічка, обмотана навколо її зовнішньої поверхні, може бути пошкоджена, що призведе до пошкодження і корозії зовнішнього шару труби. Пошкодження зовнішнього шару труби не тільки перешкоджає самому транспортуванню рідини або газу, але також створює небезпеку аварії через витік. Таким чином, трубопроводи, які використовувалися протягом певного часу після їх укладання, потребують ремонту, при якому ґрунт навколо старої труби виймають, щоб оголити трубу, а стрічку, обмотану навколо труби, замінюють на нову або, як альтернатива, стару трубу замінюють на нову.

Конструкція стандартної робочої машини для виймання ґрунту навколо заглибленої труби з метою ремонту трубопроводу являє собою екскаватор безперервної дії, що має ряд ковшів, розташованих навколо обертового ротора, змонтований на пересувній системі, яка може переміщатися уздовж заглибленої труби.

Прикладами джерел, що характеризують рівень техніки стосовно даного винаходу, можуть служити патентні бюлетені Японії Kokoku Публікація бюлетеня № 60-20534 (1985) та публікації Kokaі бюлетені № 11-303120 (1999), в яких розкрито конструкцію робочої машини. Машина для розробки траншей, яка описана в першому джерелі (№ 60-20534), являє собою екскаватор для викопування траншей безпосередньо під трубопроводом, прокладеним на морському дні. У відомій машині два ротори з ковшами розташовані з

можливістю переміщення по вертикалі, причому площини їх обертання звернені одна до одної і перетинаються під заглибленою трубою. Варіант виконання будівельної машини, що розкритий в іншій публікації (№ 11-303120), являє собою машину для виїмки ґрунту і піску з-під підземних споруд, таких як заглиблені труби. У цій машині передній кінець першої рукояті гідравлічного екскаватора пов'язаний з другою рукояттю, яка повертається в поперечному напрямку. Перша і друга рукояті пов'язані одна з одною гідроциліндром нахилу таким чином, що друга рукоять розгортається щодо першої, виробляючи, таким чином, виїмку ґрунту з-під заглибленої труби.

Однак згадана вище стандартна машина для виїмання ґрунту навколо заглибленої труби має наступні недоліки. Оскільки машина виробляє безперервну виїмку ґрунту обертовими роторами з ковшами, є небезпека, що, обертаючись, ротори можуть доторкнутися до заглибленої труби та пошкодити її. Крім того, є складність при виїмці ґрунту такою машиною з-під заглибленої труби. Ґрунт, що знаходиться над заглибленою трубою (тобто поверхневий ґрунт), зазвичай буває оброблений для цілей сільського господарства і за властивостями відрізняється від ґрунту, що знаходиться під заглибленою трубою. При виїмці землі ґрунт різного виду необхідно відсипати у відвал роздільно та при зворотній засипці після ремонту заглибленої труби повертати його на відповідне місце. Відділення поверхневого ґрунту при безперервних земляних роботах, виконуваних ковшовими роторами, що описані раніше, дуже складно для виконання.

Ідея публікації № 60-20534, згаданої вище як опису аналога даного винаходу, вносить удосконалення в процес виїмки ґрунту з-під заглибленої труби, але має той же недолік, що і вищеописана стандартна машина, оскільки публікація № 60-20534 також, за суті, стосується способу, при якому використовують ротори з ковшами. Спосіб, описаний у публікації № 11-303120, розкриває тільки засоби виїмки ґрунту з-під заглибленої труби за допомогою гідравлічного екскаватора, але не повідомляє про способи виїмки і зворотної засипки ґрунту для ремонту довгих трубопроводів.

З опису до патенту Російської Федерації №2320915 відома технологія виконання земляних робіт по підкопуванню та ущільненню ґрунту під трубопроводом при вибірковому капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів, що збігається з технологією, що заявляється, за найбільшою сукупністю ознак. Її позбавлено більшості недоліків зазначених вище аналогів. Згідно з одним із варіантів відомої технології виконання земляних робіт по підкопуванню та ущільненню ґрунту під трубопроводом при вибірковому капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів, уточнюють положення трубопроводу в плані та по глибині залягання, позначають його вісь на глибину залягання труби від денної поверхні ґрунту до її верхньої твірної, відкривають трубопровід, знімаючи пошарово

родючий та мінеральний ґрунт, та переміщують його відповідно у різні відвали; обабіч трубопроводу виконують виїмки, видаляють ґрунт з-під трубопроводу, підсипають ґрунт під відремонтований трубопровід, здійснюють ущільнення ґрунту під трубопроводом за допомогою принаймні одного гідравлічного екскаватору зі змінним навісним обладнанням, при цьому відкриття трубопроводу зверху та обабіч, а також розробку шурфів для забезпечення виконання діагностики ізоляційного покриття та тіла труби, що підлягає ремонту, виконують екскаватором зі встановленим ковшем. Після цього встановлюють на екскаватор обладнання для підкопування ґрунту під трубою та видаляють ґрунт з-під трубопроводу з розміщенням його у боковому напрямку, після чого знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють підсипання ґрунту обабіч відремонтованого трубопроводу.

За цим встановлюють на екскаватор обладнання для ущільнення ґрунту під трубою та здійснюють ущільнення ґрунту під відремонтованим та/або перевіреним трубопроводом, після чого знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють засипання трубопроводу спочатку мінеральним ґрунтом з одного відвалу, а потім родючим ґрунтом з другого відвалу.

Видалення ґрунту з-під трубопроводу здійснюють за допомогою обладнання для підкопування ґрунту у вигляді екскаватора з фрезерним робочим органом з приводом від джерела для вищевказаного гідравлічного екскаватора або буксированим гідравлічним екскаватором. В такий спосіб, трубопровід залишається непошкодженим під час виймання ґрунту.

Але ця технологія має суттєвий недолік: при виробі ґрунт переміщується. Безпосередньо навколо трубопроводу для запобігання його пошкодження мають бути лише частинки ґрунту дрібної фракції, утворюючи «подушку безпеки». На периферійних ділянках траншеї ґрунт може включати крупні фракції, навіть каміння. Фреза, як міксер, змішує ґрунт, придатний для розміщення навколо трубопроводу, з ґрунтом, що містить каміння. Таким чином, під час зворотного засипання та ущільнення трубопровід може бути пошкоджений. Розроблений ґрунт може бути просіяний за допомогою грохота, але це дуже сповільняє процес ремонту та збільшує його вартість.

В основу винаходу, що заявляється, поставлено задачу вдосконалити відому технологію виконання земляних робіт по підкопуванню та ущільненню ґрунту під трубопроводом при вибіркового капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів, згідно з якою уточнюють положення трубопроводу в плані та по глибині залягання, позначають його вісь на глибину залягання труби від денної поверхні ґрунту до її верхньої твірної, відкривають трубопровід, знімаючи пошарово родючий та мінеральний ґрунт та переміщуючи ґрунт відповідно у різні відвали, обабіч трубопроводу виконують виїмки, видаляють ґрунт з-під трубопроводу, підсипають ґрунт під відремонтований трубопровід,

здійснюють ущільнення ґрунту під трубопроводом за допомогою екскаватора зі змінним навісним обладнанням, яке закріплюється на стрілі екскаватора за допомогою універсального захвату, при цьому відкриття трубопроводу зверху та обабіч трубопроводу та розробку шурфів для забезпечення виконання діагностики ізоляційного покриття та тіла труби, що підлягає ремонту, виконують екскаватором зі встановленим ковшем, після цього встановлюють на екскаватор обладнання для підкопування ґрунту під трубою та видалення ґрунту з-під трубопроводу з розміщенням його у боковому напрямку, після цього знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють підсипання ґрунту обабіч відремонтованого трубопроводу, після цього встановлюють на екскаватор обладнання для ущільнення ґрунту під трубою та здійснюють ущільнення ґрунту під відремонтованим та/або перевіреним трубопроводом, після чого знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють засипання трубопроводу спочатку мінеральним ґрунтом з одного відвалу, а потім родючим ґрунтом з другого відвалу шляхом застосування іншого виду обладнання для підкопування ґрунту під трубою та видалення ґрунту з-під трубопроводу, створення сприятливих умов для його розміщення та автоматичної класифікації ґрунту під час його розроблення під трубопроводом.

Поставлена задача вирішується тим, що видалення ґрунту з-під трубопроводу здійснюють за допомогою обладнання для підкопування ґрунту у вигляді землерийного привідного ланцюгового робочого органу безперервної дії, що пристосований для безперервного зрізання та евакуації ґрунту з-під трубопроводу, при цьому площа, в якій здійснюється рух землерийних елементів робочого органу, розташована перпендикулярно осі шарніра кріплення несучої рами до рукояті екскаватора, а ведені зірочки робочого органу оснащені фрезами, які мають землерийні елементи, при цьому одну з виїмок виконують більшою за шириною, ніж іншу, ширина її дна визначається за формулою:

$$b_{\text{бв}} = (1,75 \dots 2,25) d_{\text{т}}, \quad (1)$$

де  $b_{\text{бв}}$  – ширина дна більшої виїмки, мм

$d_{\text{т}}$  - діаметр трубопроводу, мм,

а підкопування ґрунту під трубопроводом здійснюють з боку цієї більшої виїмки таким чином, щоб розроблюваний ґрунт потрапляв до неї.

В такий спосіб, землерийні елементи транспортують ґрунт у бік укосу більшої виїмки. Частинки з більшою масою летять на більш дальню відстань, ніж частинки з меншою масою. Завдяки достатній ширині виїмки, що визначається за формулою (1), яка була експериментально підтверджена багатьма дослідженнями, крупні частинки осідають на значній відстані від трубопроводу і під час зворотного засипання трубопроводу та ущільнення ґрунту не можуть пошкодити трубопровід.

Обладнання для підкопування ґрунту під трубопроводом вже розроблено і описано в патенті України на винахід №93459. Однак, на той момент автори не винайшли як правильно змінити умови його застосування, щоб забезпечити сепарацію ґрунту під час його розробки під трубопроводом.

Таким чином, сукупність відомих та відмітних ознак забезпечує технічний результат - при розробці ґрунту під трубопроводом відбувається його сепарація, що запобігає пошкодженню трубопроводу крупними частинками ґрунту під час зворотного засипання трубопроводу та ущільнення ґрунту.

Окрім визначеної ширини більшої виїмки для кращої сепарації ґрунту важлива також й глибина цієї виїмки. Глибина більшої виїмки  $h_{бв}$  для покращення сепарації визначається за формулою:

$$h_{бв} = (2,0 \dots 2,5) d_T, \quad (2)$$

що також було підтверджено експериментально.

Слід також зазначити, що при достатній для сепарації ширині більшої виїмки її глибина може бути меншою у порівнянні з глибиною виїмки при застосуванні відомої технології, тобто обсяг робіт по викопуванню виїмки не збільшується.

В окремих випадках, в ґрунті, що містить дуже багато каміння, більшу виїмку виконують з прямком.

З міркувань економії ширина дна  $b_{мв}$  меншої виїмки менша за ширину дна  $b_{бв}$  більшої виїмки принаймні на величину, що дорівнює діаметру трубопроводу  $d_T$ .

Суть винаходу ілюструється за допомогою креслень, перелік яких наведено нижче:

фіг. 1 - переріз зони ремонту трубопроводу,

фіг. 2 - схематичне зображення підкопування трубопроводу землерийним привідним ланцюговим робочим органом безперервної дії, більша виїмка виконана без прямка,

фіг. 3 - схематичне зображення підкопування трубопроводу землерийним привідним ланцюговим робочим органом безперервної дії, більша виїмка виконана з прямком.

Надалі наведемо приклади, що підтверджують можливість здійснення винаходу.

Відповідно до технології виконання земляних робіт по підкопуванню та ущільненню ґрунту під трубопроводом при вибіркового капітального ремонті діючих магістральних трубопроводів уточнили положення трубопроводу 1 в плані і по глибині залягання, позначили його вісь на глибину залягання труби від денної поверхні ґрунту до її верхньої твірної. Відкрили трубопровід 1, знімаючи пошарово родючий та мінеральний ґрунт та переміщуючи ґрунт відповідно у різні відвали. Обабіч трубопроводу 1 виконали виїмки різної ширини. Заздалегідь визначили оптимальну ширину дна виїмок 2, 3 для трубопроводів

різних діаметрів. Додатково експериментально визначили залежність збільшення ширини дна 4 більшої виїмки при більших діаметрах трубопроводу. Результати розрахунку ширини дна 4 більшої виїмки за формулою (1) та визначення оптимальної ширини дна  $b_{\text{бв опт}}$  в межах мінімального  $b_{\text{бв мін}}$  та максимального  $b_{\text{бв макс}}$  значень наведено у таблиці 1.

Таблиця 1

| $d_t$ , мм | $b_{\text{бв мін}}$ , мм | $b_{\text{бв макс}}$ , мм | $b_{\text{бв опт}}$ , мм |
|------------|--------------------------|---------------------------|--------------------------|
| 530        | 927,5                    | 1192,5                    | 980                      |
| 630        | 1102,5                   | 1417,5                    | 1200                     |
| 720        | 1260                     | 1620                      | 1350                     |
| 820        | 1435                     | 1845                      | 1600                     |
| 1000       | 1750                     | 2250                      | 2000                     |
| 1200       | 2100                     | 2700                      | 2600                     |
| 1420       | 2485                     | 3195                      | 3000                     |

Заздалегідь визначили оптимальну глибину  $h_{\text{бв опт}}$  більшої виїмки 2 для трубопроводів різних діаметрів. Додатково експериментально визначили залежність збільшення глибини більшої виїмки 2 при більших діаметрах трубопроводу. Результати розрахунку глибини більшої виїмки за формулою (2) та визначення оптимальної глибини  $h_{\text{бв опт}}$  в межах мінімального  $h_{\text{бв мін}}$  та максимального  $h_{\text{бв макс}}$  значень наведено у таблиці 2.

Таблиця 2

| $d_t$ , мм | $h_{\text{бв мін}}$ , мм | $h_{\text{бв макс}}$ , мм | $h_{\text{бв опт}}$ , мм |
|------------|--------------------------|---------------------------|--------------------------|
| 530        | 1060                     | 1325                      | 1150                     |
| 630        | 1260                     | 1575                      | 1350                     |
| 720        | 1440                     | 1800                      | 1600                     |
| 820        | 1640                     | 2050                      | 1750                     |
| 1000       | 2000                     | 2500                      | 2250                     |
| 1200       | 2400                     | 3000                      | 2800                     |
| 1420       | 2840                     | 3550                      | 3300                     |

В першому варіанті прийняли, що глибина більшої 2 та меншої 3 виїмок однакові.

Надалі розраховували ширину дна 5 меншої виїмки 3, враховуючи, що ширина  $b_{\text{мв}}$  дна 5 меншої виїмки 3 менша за ширину дна  $b_{\text{бв}}$  більшої виїмки 3 принаймні на величину, що дорівнює діаметру  $d_t$  трубопроводу 1. Результати наведено в таблиці 3.

Таблиця 3

| $d_t$ , мм | $b_{MB \text{ мін}}$ , мм | $b_{MB \text{ мін}}$ , мм |
|------------|---------------------------|---------------------------|
| 530        | 927,5                     | 398                       |
| 630        | 1102,5                    | 473                       |
| 720        | 1260                      | 540                       |
| 820        | 1435                      | 615                       |
| 1000       | 1750                      | 750                       |
| 1200       | 2100                      | 900                       |
| 1420       | 2485                      | 1065                      |

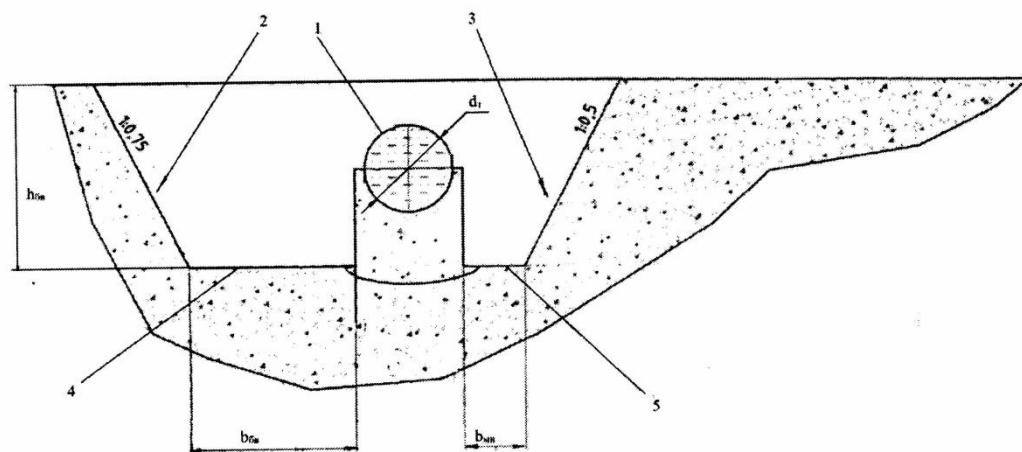
Відкриття трубопроводу 1 зверху та обабіч трубопроводу 1 та розробку шурфів для забезпечення виконання діагностики ізоляційного покриття та тіла труби, що підлягає ремонту, виконували екскаватором зі встановленим ковшем. Видаляли ґрунт з-під трубопроводу 1 за допомогою обладнання для підкопування ґрунту у вигляді землерийного привідного ланцюгового робочого органу 6 безперервної дії, що пристосований для безперервного зрізання та евакуації ґрунту з-під трубопроводу, при цьому площа, в якій здійснюється рух землерийних елементів робочого органа, була розташована перпендикулярно осі шарніра кріплення несучої рами до рукояті екскаватора, а ведені зірочки робочого органа оснащені фрезами, які мають землерийні елементи, підкопування ґрунту під трубопроводом здійснювали з боку цієї більшої виїмки так, що розроблюваний ґрунт потрапляв в неї. При цьому відбувалася сепарація розроблюваного ґрунту, (див. фіг. 2). Крупні частинки 7 ґрунту осідали біля укосу 9, а дрібні частинки 8 ближче до трубопроводу 1. Підсипали ґрунт під відремонтований трубопровід 1, відсепарований ґрунт дрібної фракції 8 розташувався під та навколо трубопроводу 1. Здійснювали ущільнення ґрунту під трубопроводом 1 за допомогою екскаватора зі змінним навісним обладнанням, яке закріплюється на стрілі екскаватору за допомогою універсального захвату. Здійснювали засипання трубопроводу 1 пошарово спочатку мінеральним ґрунтом з одного відвалу, а потім родючим ґрунтом з другого відвалу.

В другому варіанті винаходу (для кам'янистого ґрунту) виконували у більшій виїмці 2 прямокутний 10, куди потрапляла частина каміння. Все інше здійснювалося аналогічно.

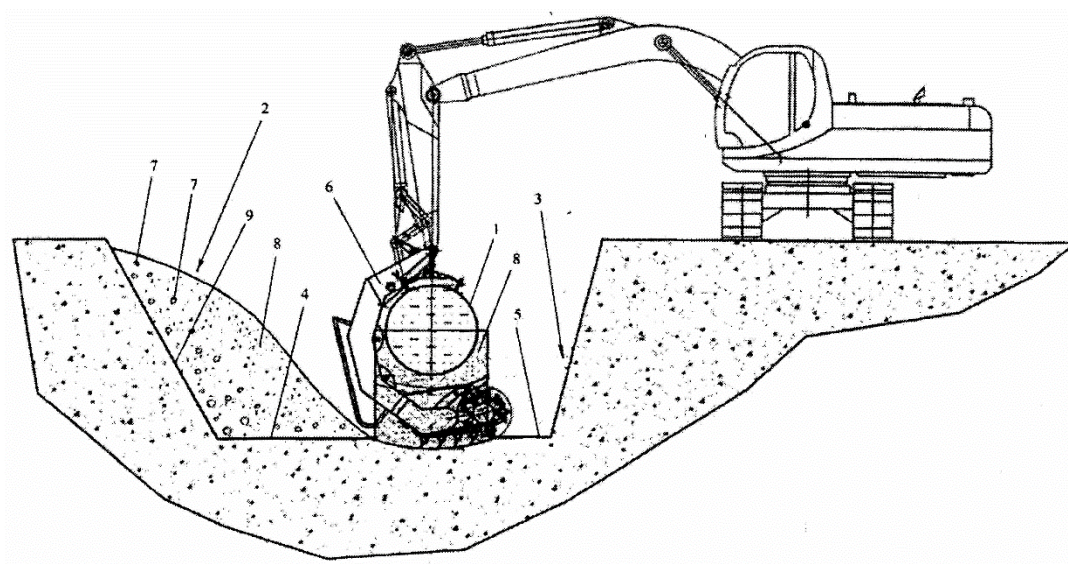
Незалежно від варіантів здійснення при розробці ґрунту під трубопроводом 1 відбувалася його сепарація (див. фіг. 2 та фіг. 3), крупні частинки 7 осідали на значній відстані від трубопроводу 1, що призвело до того, що під час зворотного засипання трубопроводу 1 та ущільнення ґрунту трубопровід 1 не був пошкоджений.



# Технологія виконання земляних робіт при вибіркового капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів

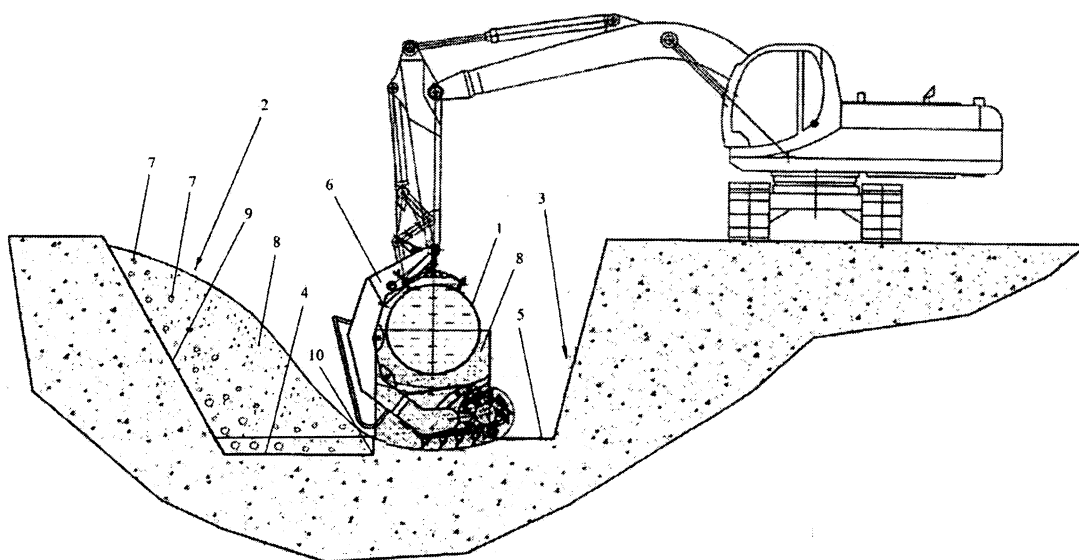


Фіг. 1



Фіг. 2

Технологія виконання земляних робіт при вибіркового капітальному ремонті діючих  
магістральних трубопроводів



Фіг. 3

1. Технологія виконання земляних робіт при вибіркового капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів, що включає до свого складу: пошарову розробку родючого шару ґрунту над трубопроводом, який підлягає ремонту, відкопування траншей по боках трубопроводу з метою його відкриття, підкопування та ущільнення ґрунту під відремонтованим трубопроводом при капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів, згідно з якою уточнюють положення трубопроводу в плані і по глибині залягання, позначають його вісь на глибину залягання труби від денної поверхні ґрунту до її верхньої її твірної, відкривають трубопровід, знімаючи пошарово родючий та мінеральний ґрунт та переміщуючи ґрунт відповідно у різні відвали, обабіч трубопроводу виконують виїмки, видаляють ґрунт з-під трубопроводу, підсипають ґрунт під відремонтований трубопровід, здійснюють ущільнення ґрунту під трубопроводом за допомогою екскаватора зі змінним навісним обладнанням, яке закріплюється на стрілі екскаватору за допомогою універсального захвату, при цьому відкриття трубопроводу зверху та обабіч трубопроводу та розробку шурфів для забезпечення виконання діагностики ізоляційного покриття та тіла труби, що підлягає ремонту виконують екскаватором зі встановленим ковшем, після цього встановлюють на екскаватор обладнання для підкопування ґрунту під трубою та видалення ґрунту з під трубопроводу з розміщенням його у боковому напрямку, після цього знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють підсипання ґрунту обабіч відремонтованого трубопроводу, після цього встановлюють на екскаватор обладнання для ущільнення ґрунту під трубою та здійснюють ущільнення ґрунту під відремонтованим та/або перевіреним трубопроводом, після чого знов обладнують екскаватор ковшем і здійснюють засипання трубопроводу спочатку мінеральним ґрунтом з одного відвалу, а потім родючим ґрунтом з другого відвалу, яка **відрізняється** тим, що видалення ґрунту з під трубопроводу здійснюють за допомогою обладнання для підкопування ґрунту у вигляді землерийного привідного ланцюгового робочого органу безперервної дії, що пристосований для безперервного зрізання та евакуації ґрунту з-під трубопроводу, при цьому площа, в якій здійснюється рух землерийних елементів робочого органу, розташована перпендикулярно осі шарніра кріплення несучої рами до рукояті екскаватора, а ведені зірочки робочого органу оснащені фрезами, які мають землерийні елементи, при цьому одну з виїмок виконують більшою за шириною, ніж іншу, а її ширина дна визначається за формулою:

$$b_{бв} = (1,75...2,25) d_T,$$

де  $b_{бв}$  – ширина дна більшої виїмки, мм

$d_T$  - діаметр трубопроводу, мм,

підкопування ґрунту під трубопроводом здійснюють з боку цієї більшої виїмки так, що розроблюваний ґрунт потрапляє в неї.

2. Технологія за п.1, яка відрізняється тим, що глибина більшої виїмки  $h_{бв}$  визначається за формулою:  $h_{бв} = (2,0 \dots 2,5) d_T$ .

3. Технологія за п.1, яка відрізняється тим, що більшу виїмку виконують з напрямком.

Проректор з навчальної роботи

Гришук О.К.

## Реферат

Технологія виконання земляних робіт при вибіркового капітальному ремонті діючих магістральних трубопроводів включає видалення ґрунту з під трубопроводу, яке здійснюють за допомогою землерийного привідного ланцюгового робочого органу безперервної дії, при цьому площа, в якій здійснюється рух землерийних елементів робочого органу, розташована перпендикулярно осі шарніра кріплення несучої рами до рукояті екскаватора, а ведені зірочки робочого органу оснащені фрезами, які мають землерийні елементи, при цьому одну з виїмок виконують більшою за шириною, ніж іншу, а її ширина дна визначається за формулою:

$$b_{бв} = (1,75 \dots 2,25) d_T,$$

де  $b_{бв}$  – ширина дна більшої виїмки, мм

$d_T$  - діаметр трубопроводу, мм.

При цьому підкопування ґрунту під трубопроводом здійснюють з боку більшої виїмки так, що розроблюваний ґрунт потрапляє в неї. В такий спосіб землерийні елементи транспортують частки ґрунту у бік укосу більшої виїмки. Частки з більшою масою летять на більш дальню відстань, ніж частки з меншою масою. Завдяки достатній ширині виїмки, що визначається по формулі, яка була експериментально підтверджена багатьма дослідженнями, крупні частинки осідають на значній відстані від трубопроводу і під час зворотного засипання трубопроводу та ущільнення ґрунту під не можуть пошкодити трубопровід.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **114779** (13) **C2**  
(51) МПК (2017.01)

**E02F 3/00**

**E02F 3/26** (2006.01)

**E02F 3/18** (2006.01)

**E02F 5/18** (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(21) Номер заявки: **а 2016 09428**

(22) Дата подання заявки: **12.09.2016**

(24) Дата, з якої є чинними  
права на винахід: **25.07.2017**

(41) Публікація відомостей  
про заявку: **10.02.2017, Бюл.№ 3**

(46) Публікація відомостей  
про видачу патенту: **25.07.2017, Бюл.№ 14**

(72) Винахідник(и):

**Дмитриченко Микола Федорович (UA),  
Дем'янюк Володимир Андрійович (UA),  
Мусійко Володимир Данилович (UA),  
Білякович Микола Олексійович (UA),  
Коваль Андрій Борисович (UA),  
Лазарук Юрій Володимирович (UA),  
Тесленко Ігор Олександрович (UA)**

(73) Власник(и):

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ,  
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010 (UA)**

(74) Представник:

**Краснокутська Зоя Ігорівна**

(56) Перелік документів, взятих до уваги  
експертизою:

**SU 966168 A, 15.10.1982  
SU 1137157 A, 30.01.1985  
SU 1245664 A1, 23.07.1986  
SU 1258952 A1, 23.09.1986  
SU 1460122 A1, 23.02.1989  
SU 1550048 A1, 15.03.1990  
JPH0814116 B2, 14.02.1996  
US 6112145, 29.08.2000  
WO 2006065292 A2, 22.06.2006  
UA 101931 C2, 13.05.2013**

## (54) УНІВЕРСАЛЬНА ЗЕМЛЕРИЙНА МАШИНА

(57) Реферат:

Універсальна землерийна машина, що включає проміжну раму, шарнірно з'єднану з тягачем, раму робочого органу, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача кінцем проміжної рами, незалежні гідроциліндри з регульованими гідронасосами і систему управління подачами гідронасосів. 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 ріжучої частини робочого органу, причому лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при коливному переміщенні робочого органу по всій ширині котловану від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, а потім у зворотному напрямку, перпендикулярні до поздовжньої осі тягача і паралельні між собою, а віддаль між ними дорівнює заданій товщині стружки ґрунту. Технічний результат: розробка котловану більш рівномірними стружками заданої товщини, покращення умов роботи землерийної машини та підвищення її продуктивності.

UA 114779 C2

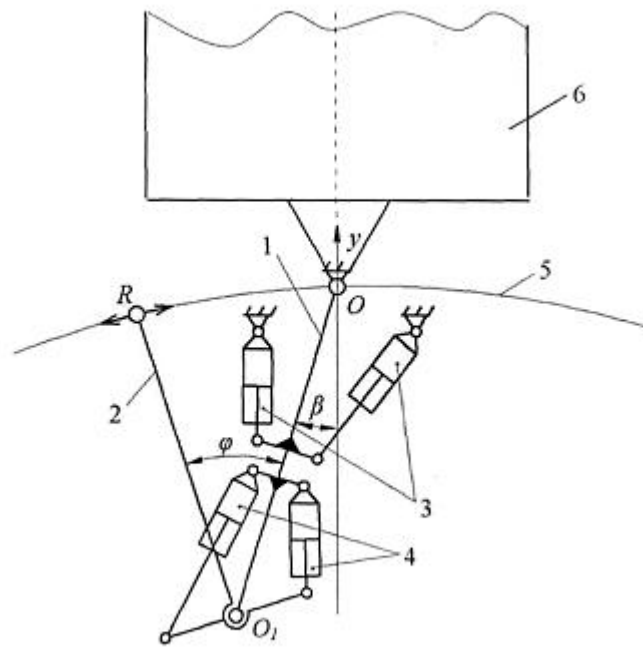


Fig. 1

Винахід належить до галузі землерийних машин, а саме до універсальних машин з роторним робочим органом для копання траншей та котлованів різної ширини одним і тим же робочим органом.

З опису до SU 966168 A, 15.10.1982 відома універсальна землерийна машина, що включає проміжну раму, яка змонтована на тягачі першим своїм кінцем, робочий орган, шарнірно з'єднаний з протилежним від тягача другим кінцем проміжної рами, та гідронасос приводу силових гідроциліндрів коливання робочого органа відносно проміжної рами в горизонтальній площині.

Недолік даної машини - нерівномірність товщини стружки ґрунту, що зрізується робочим органом по ширині котловану за кожен цикл коливання.

З опису до SU 1137157 A, 30.01.1985 відома універсальна землерийна машина, що включає проміжну раму, яка шарнірно змонтована на тягачі першим своїм кінцем, робочий орган, шарнірно з'єднаний з протилежним від тягача другим кінцем проміжної рами, перший гідронасос приводу силових гідроциліндрів коливання в горизонтальній площині проміжної рами відносно тягача та другий гідронасос приводу силових гідроциліндрів коливання в горизонтальній площині робочого органа відносно проміжної рами. Співвідношення параметрів приводів коливання підібрано таким чином, що в кінці кожного циклу коливання забезпечується випереджувальна подача робочого органа на забій.

Недолік даної машини - неможливість управління приводами для коливання проміжної рами та коливання робочого органа. Внаслідок цього співвідношення параметрів приводів коливання проміжної рами та коливання і робочого органа для забезпечення розробки котловану рівномірними стружками підібрати складно, а, по-друге, це можливо зробити тільки для однієї строго фіксованої швидкості руху тягача.

Найближчим аналогом винаходу, що заявляється, є відома з опису до UA 101931 C2, 13.05.2013 універсальна землерийна машина, що включає проміжну раму, шарнірно з'єднану з тягачем, раму робочого органа, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача кінцем проміжної рами, незалежні гідроциліндри з регульованими гідронасосами і систему управління подачами гідронасосів, пристосовану для того, щоб за час коливального переміщення робочого органа в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції цього коливального переміщення робочого органа на напрямок переміщення тягача був практично рівним за величиною вектора переміщення тягача і протилежним йому за напрямком.

Недоліком цієї машини є те, що еліпсоподібна траєкторія ріжучої частини робочого органа не забезпечує розробку котловану рівномірними стружками.

Технічна задача винаходу полягає у тому, щоб шляхом модифікації зв'язків між проміжною рамою і рамою робочого органа забезпечити можливість зміни траєкторії ріжучої частини робочого органа таким чином, щоб зробити можливою розробку котловану більш рівномірними стружками різної заданої товщини, при різних швидкостях переміщення тягача та різних ширині розроблюваної виїмки.

Поставлена задача вирішена тим, що в універсальній землерийній машині, що включає проміжну раму, шарнірно з'єднану з тягачем, раму робочого органа, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача кінцем проміжної рами, незалежні гідроциліндри з регульованими гідронасосами і систему управління подачами гідронасосів, пристосовану для того, щоб за час коливального переміщення робочого органа в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проекції цього коливального переміщення робочого органа на напрямок переміщення тягача був практично рівним за величиною вектора переміщення тягача і протилежним йому за напрямком, відповідно до винаходу, проміжна рама і рама робочого органа пов'язані між собою з можливістю перетворення обертового руху проміжної рами під час руху тягача в лінійно-ступінчасту траєкторію ріжучої частини робочого органа, причому лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при коливальному переміщенні робочого органа по всій ширині котловану від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, а потім у зворотному напрямку, перпендикулярні до поздовжньої осі тягача і паралельні між собою, а віддаль між ними дорівнює заданій товщині стружки ґрунту.

Сукупність ознак винаходу дозволяє забезпечити розробку котловану більш рівномірними стружками заданої товщини. Це сприяє покращенню умов роботи землерийної машини та підвищенню її продуктивності.

Алгоритм взаємодії проміжної рами і рами робочого органа на лінійній ділянці траєкторії може бути описаний рівнянням:

$$\varphi = 2 \cdot \left( \beta \pm \arctg \left( \frac{S}{B} \right) \right),$$

а на дугоподібній ділянці траєкторії



$$\varphi = \text{const},$$

де  $\varphi$  - кут повороту рами робочого органу відносно проміжної рами;  $\beta$  - кут повороту проміжної рами відносно поздовжньої осі тягача;  $S$  - товщина стружки ґрунту;  $B$  - ширина котловану.

5 Доцільно, коли кутова швидкість  $\left| \frac{d\beta}{dt} \right|$  проміжної рами постійна для заданого поєднання

значень ширини котловану  $B$ , товщини стружки ґрунту  $S$  і поздовжньої швидкості тягача  $V_{пт}$ .

Винахід пояснений кресленнями, на яких: на фіг. 1 показано схему механізму переміщення робочого органу універсальної землерийної машини, на фіг. 2 - траєкторію різання ґрунту з урахуванням переміщення тягача, на фіг. 3 - графічне представлення алгоритму функціонування робочого органу універсальної землерийної машини, на фіг. 4 - розрахункова залежність між кутом повороту  $\omega$  рами робочого органу та кутом повороту  $\beta$  проміжної рами, на фіг. 5 - розрахункова залежність між поздовжнім  $y$  та поперечним  $x$  переміщеннями точки  $R$  робочого органу для нерухомого тягача, на фіг. 6 - розрахункова залежність між поздовжнім  $y$  та поперечним  $x$  переміщеннями точки  $R$  робочого органу для рухомого тягача.

15 Універсальна землерийна машина включає проміжну раму 1, шарнірно з'єднану з тягачем 6, раму 2 робочого органу, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача 6 кінцем проміжної рами 1, незалежні гідроциліндри 3,4 з регульованими гідронасосами і систему управління подачами гідронасосів. За час коливального переміщення робочого органу (ріжучої частини, показано як точка  $R$ ) в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проєкції цього коливального переміщення робочого органу на напрямок переміщення тягача 6 є практично рівним за величиною вектора переміщення тягача 6 і протилежним йому за напрямком. Проміжна рама 1 і рама 2 робочого органу пов'язані між собою з можливістю перетворення обертового руху проміжної рами 1 під час руху тягача 6 в лінійно-ступінчасту траєкторію ріжучої частини (показано як точка  $R$ ) робочого органу. Лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при коливальному переміщенні робочого органу по всій ширині котловану від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, а потім у зворотному напрямку, перпендикулярні до поздовжньої осі тягача і паралельні між собою, а віддаль між ними дорівнює заданій товщині стружки ґрунту, що сприяє розробці котловану більш рівномірними стружками заданої товщини. Це сприяє покращенню умов роботи землерийної машини та підвищенню її продуктивності, як це доведено графіками та розрахунками (див. фіг.2-6).

#### ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

1. Універсальна землерийна машина, що включає проміжну раму, шарнірно з'єднану з тягачем, раму робочого органу, шарнірно з'єднану з протилежним від тягача кінцем проміжної рами, незалежні гідроциліндри з регульованими гідронасосами і систему управління подачами гідронасосів, пристосовану для того, щоб за час коливального переміщення робочого органу в горизонтальній площині із одного крайнього положення в інше крайнє положення вектор проєкції 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 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 ріжучої частини робочого органу (точки  $R$ ), причому лінійні ділянки цієї траєкторії, які утворюються при коливальному переміщенні робочого органу по всій ширині котловану від одного крайнього положення до іншого крайнього положення, а потім у зворотному напрямку, перпендикулярні до поздовжньої осі тягача і паралельні між собою, а віддаль між ними дорівнює заданій товщині стружки ґрунту.

2. Машина за п. 1, яка **відрізняється** тим, що алгоритм взаємодії проміжної рами і рами робочого органу на лінійній ділянці траєкторії описується рівнянням

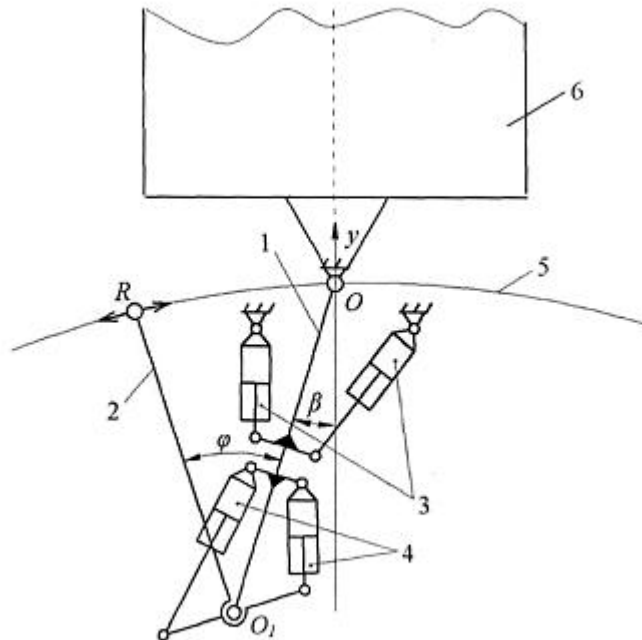
$$50 \quad \varphi = 2 \cdot \left( \beta \pm \arctg \left( \frac{S}{B} \right) \right),$$

а на дугоподібній ділянці траєкторії

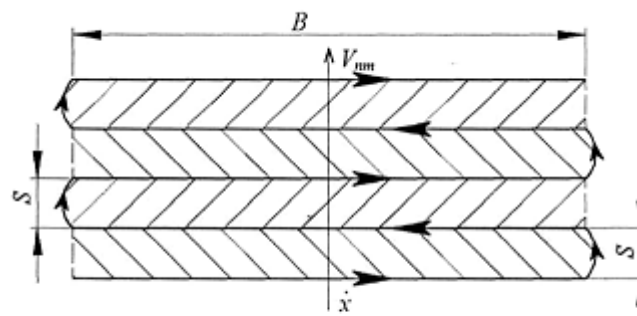
$$\varphi = \text{const},$$

де  $\varphi$  - кут повороту рами робочого органу відносно проміжної рами;  $\beta$  - кут повороту проміжної рами відносно поздовжньої осі тягача;  $S$  - товщина стружки ґрунту;  $B$  - ширина котловану.

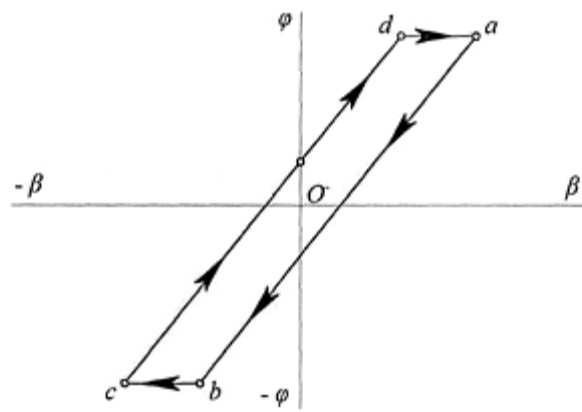
3. Машина за п. 1 або 2, яка **відрізняється** тим, що кутова швидкість  $\left| \frac{d\beta}{dt} \right|$  проміжної рами постійна для заданого поєднання значень ширини котловану  $B$ , товщини стружки ґрунту  $S$  і поздовжньої швидкості тягача  $V_{пт}$ .



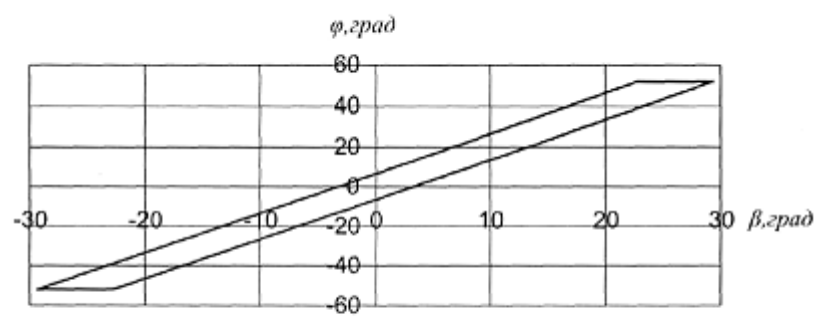
Фиг. 1



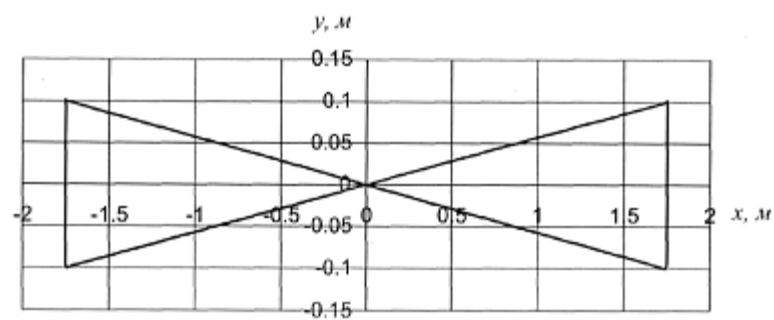
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5

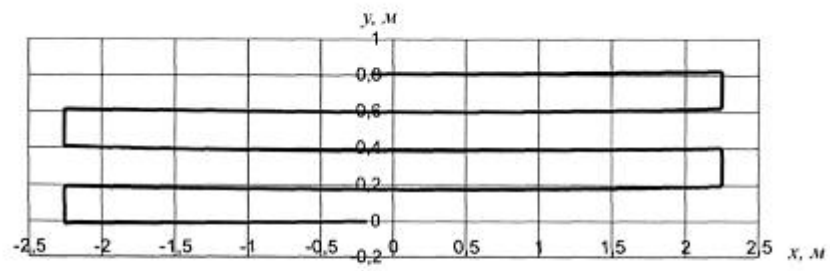


Fig. 6

---

Комп'ютерна верстка О. Гергіль

---

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

---

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА



# СВІДОЦТВО

про реєстрацію авторського права на твір

№ 75139

Літературний письмовий твір "Методика створення спеціальних землерийних машин безперервної дії методом математичного моделювання"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) Мусійко Володимир Данилович, Високович Євген Вадимович, Макій Юрій Анатолійович, Коваль Андрій Борисович, Корпач Анатолій Олександрович

(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать Національний транспортний університет, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010

(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації

01.12.2017



Державний секретар Міністерства економічного розвитку і торгівлі України О. Ю. Перевезенцев





**МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ**  
**(Мінекономрозвитку України)**

вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, тел. 253-93-94, факс 226-31-81  
Web: <http://www.me.gov.ua>, e-mail: [meconomy@me.gov.ua](mailto:meconomy@me.gov.ua), код ЄДРПОУ 37508596

**Р І Ш Е Н Н Я**

**ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР**

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України розглянуло заяву  
Національний транспортний університет, вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010  
(повне ім'я фізичної або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

заявка від 04.10.2017 № 75861

про реєстрацію авторського права на твір і прийняло рішення зареєструвати авторське право на службовий твір Літературний письмовий твір "Методика створення спеціальних землерийних машин безперервної дії методом математичного моделювання"; Мусійко Володимир Данилович, Високович Євген Вадимович, Макій Юрій Анатолійович, Коваль Андрій Борисович, Корпач Анатолій Олександрович; Національний транспортний університет

(вид, повна, скорочена (за наявності) назва твору, повне ім'я, псевдонім (за наявності) автора (ів), повна офіційна назва роботодавця)

Внесення відомостей до Державного реєстру свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір та видача свідоцтва будуть здійснені за умови сплати збору за оформлення і видачу свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір відповідно до п.3 постанови Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2001 року № 1756 "Про державну реєстрацію авторського права і договорів, які стосуються права на твір".

Якщо протягом трьох місяців від дати одержання заявником рішення про реєстрацію авторського права на твір Управління державних реєстрацій Департаменту інтелектуальної власності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України не одержало документ про сплату збору за оформлення і видачу свідоцтва у розмірі та порядку, визначених законодавством, або копію документа, що підтверджує право на звільнення від сплати зазначеного збору, заявка вважається відхиленою і реєстрація авторського права та публікація відомостей про реєстрацію Управлінням державних реєстрацій Департаменту інтелектуальної власності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України не проводиться.

Державний секретар  
Міністерства економічного розвитку  
і торгівлі України



ЗГІДНО З  
ОРИГІНАЛОМ



О.Ю. Перевезенцев

# **МЕТОДИКА СТВОРЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

Мусійко В.Д., Високович Є.В., Макій Ю.А., Коваль А.Б., Корпач А.О.

Національний транспортний університет, м. Київ

## **1 Моделювання в процесі дослідження складних систем**

В основу методики, що пропонується, покладено математичне моделювання робочих органів та процесів їх взаємодії з ґрунтом як підсистеми "ґрунт – робоче обладнання" в поєднанні з математичним моделюванням підсистеми "базове шасі – опорна поверхня ґрунту". Такий підхід забезпечує можливість швидкого та об'єктивного виконання всебічних досліджень спеціальних землерийних машин безперервної дії з метою пошуку та перевірки ефективності прийнятих технічних рішень при їх створенні.

## **2 Системний аналіз моделювання робочих процесів машин**

При моделюванні спеціальних землерийних машин безперервної дії приймається, що робочі процеси цих машин умовно поділяються на підетапи, які завжди мають місце незалежно від конструкції робочого обладнання машин: ланцюгові (скребково-балкові чи ківшеві), роторні (ківшеві, або безківшеві) чи фрезерно-роторні. Ці підетапи включають:

- різання ґрунту;
- переміщення розробленого ґрунту з забою у відвал, або до перевантажувального вузла машини;
- розвантаження ґрунторозробного робочого органа від ґрунту.

Сили, що виникають при роботі машин, на 90...95% обумовлюють силове навантаження кожної з них в процесі реалізації її технологічного призначення.

Екскаватори поздовжнього копання зі скребковим робочим органом є складним об'єктом з розгалуженою структурою, численними міжвузловими зв'язками та обмеженнями. На них в процесі копання ґрунту діють активні сили (сила тяги базового шасі та крутний момент на приводі робочого органа), що спричиняються дією зовнішніх факторів – доланням опору копанню ґрунту, опору переміщенню машини та керуючими діями з боку оператора. У загальному випадку, зазначені навантаження носять випадковий характер і можуть мати місце в різних поєднаннях.

Таким чином, ми маємо справу зі складною механічною системою "ґрунт – робоче обладнання – базове шасі – опорна поверхня", для моделювання якої доцільно застосувати методи системного аналізу. Структурну схему в цьому випадку можна зобразити, як показано на рис. 1.

З рисунку видно, що основу досліджуваної системи складають підсистеми: "ґрунт – робоче обладнання" та "базове шасі – опорна поверхня".

Система в цілому характеризується низкою параметрів на вході і низкою на виході. Підсистема "ґрунт – робоче обладнання" характеризується геометричними та кінематичними параметрами робочого органу, забою і фізико-механічними властивостями ґрунту, а підсистема "базове шасі – опорна поверхня" визначається типом та параметрами силової установки (двигуна), характеристиками агрегатів трансмісії, геометричними, кінематичними параметрами рушія машини і його тягово-зчіпними властивостями.



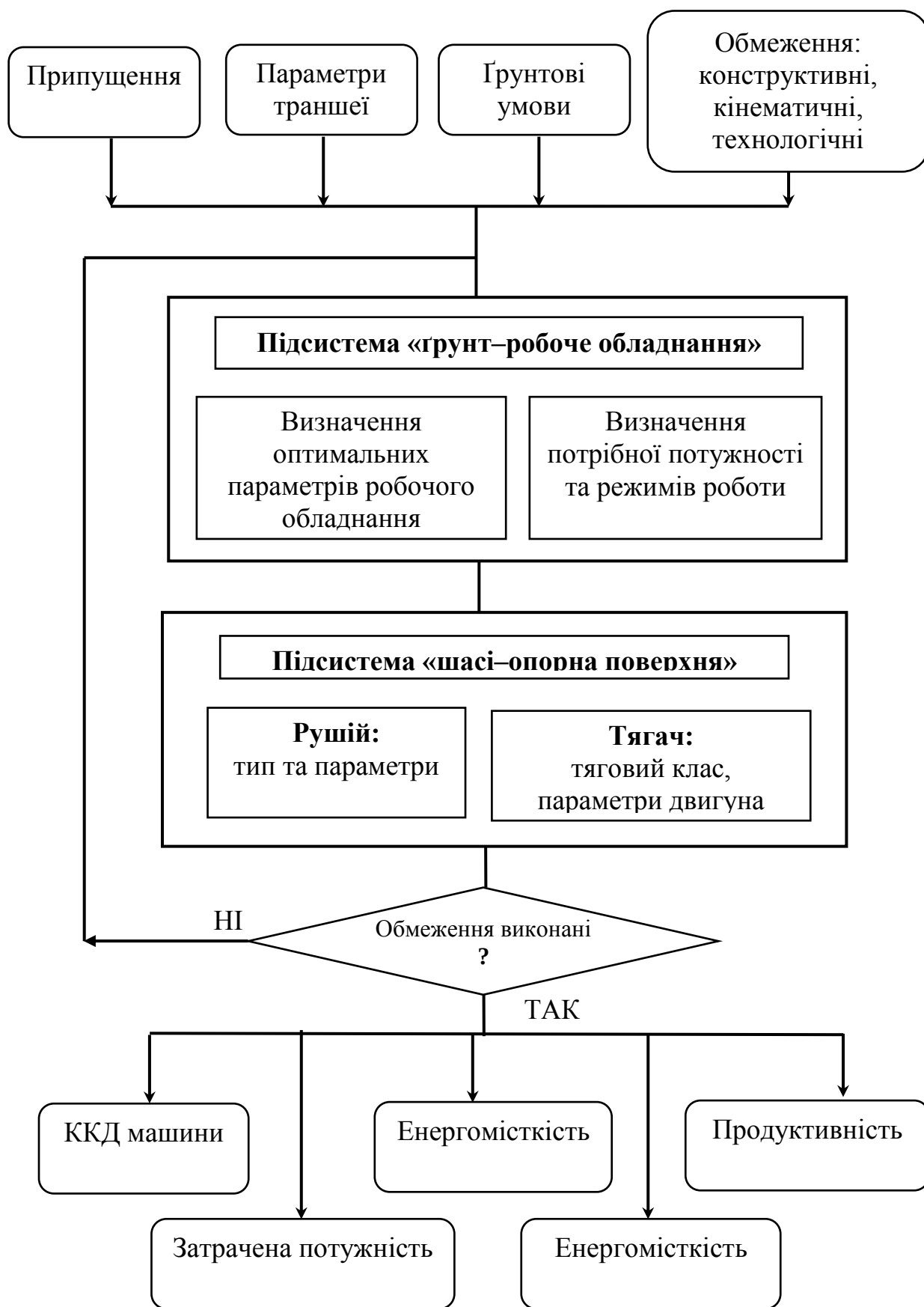


Рисунок 1 – Структурна схема досліджуваної системи

Роботу системи в цілому визначають її внутрішні міжвузлові зв'язки та обмеження за конструктивними, технологічними, експлуатаційними та іншими ознаками. Для екскаватора безперервної дії входними параметрами є ґрунтові умови та параметри траншеї, встановлена потужність, геометричні параметри різців, швидкості подачі машини та різання ґрунту, тип та характеристики трансмісій приводів робочого органу і рушія, а на виході – використана потужність, продуктивність та енергоємність розробки ґрунту.

Математична модель системи повинна дати можливість мінімізувати енергомісткість розробки ґрунту в процесі роботи машин шляхом забезпечення максимальної продуктивності, варіюючи швидкість різання ґрунту та конструктивні параметри робочого органу. В принципі, задача може бути і оберненою. В такому випадку в якості входних параметрів слід розглядати ґрунтові умови та параметри виїмки, задану технічну продуктивність машини, тип робочого органа, тип та характеристики трансмісій приводів робочого органа і рушія машини, а вихідних – необхідну потужність тягача машини, тягово-зчіпні характеристики рушія, мінімальну енергомісткість розробки ґрунту, яку можна досягнути за рахунок вибору, знову ж таки, – раціональних конструктивних параметрів робочого органа та режимів копання ґрунту.

При переході до опису математичних моделей підсистем введено ряд припущень:

- розглядаються сталі режими роботи машин;
- втрати в приводах машин враховуються ККД та не залежать від величини відповідних швидкостей.

У зв'язку з тим, що до цього часу відсутній обґрунтований, об'єктивний та всебічний аналітичний опис процесу взаємодії робочого органу з ґрунтом, підсистема "ґрунт – робоче обладнання" представляється в вигляді наближеної математичної моделі, побудованої з використанням емпіричних даних [1]. Підсистема "базове шасі – опорна поверхня ґрунту", з

деякими припущеннями, описується системою типових рівнянь, що враховують конструктивні особливості реальних машин [2].

### 3 Визначення раціональних конструктивних параметрів робочих органів та навантажень на них

#### 3.1 Розрахункова схема

Розрахункова схема взаємодії ланцюгово-балкового робочого органу з ґрунтом, що враховує вказані вище особливості підходу до розгляду питання, представлена на рис. 2.

Найбільш значущою складовою процесу копання ґрунту ланцюгово-балковим робочим органом є різання ґрунту. При розрахунку сил різання робочий орган приймається як складна механічна система тягових ланцюгів і поперечних балок-скребків, на яких у визначеному порядку розставлені та закріплені різці із заданими кутовими та лінійними параметрами. Відділення стружки від масиву ґрунту здійснюється кожним різцем в умовах блокованого, напівблокованого або вільного різання ґрунту. Слід мати на увазі також зміну питомого опору різанню ґрунту при зміні товщини стружки.

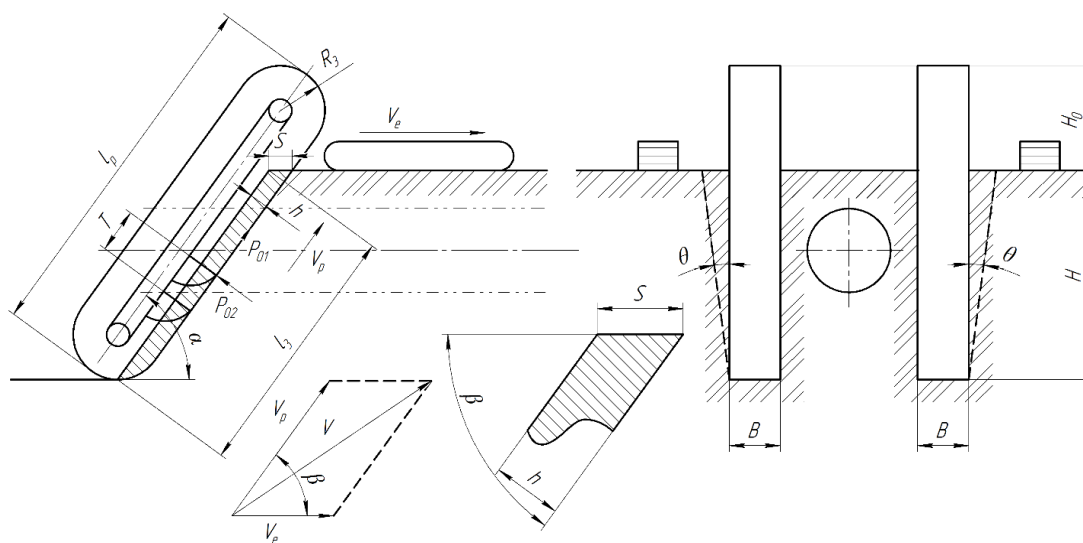


Рисунок 2 – Розрахункова схема взаємодії робочого органу з ґрунтом

Задача вибору раціональних конструкцій робочих органів та режимів їх роботи полягає в забезпеченні мінімуму енергомисткості розробки ґрунтів при однозначній реалізації технологічного призначення машини [3-5].

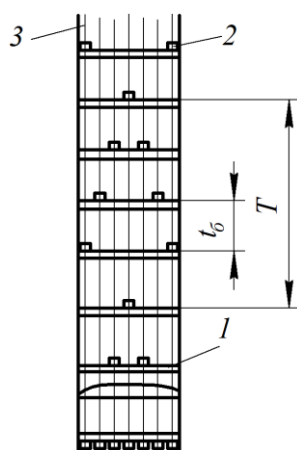
Вирішення поставленої задачі, здійснюється в першу чергу за рахунок вибору конструкції різців, раціональних схем їх розстановки на балках та балок [6-9] на тягових ланцюгах [7].

При розгляді питання розстановки різців використовується наступна термінологія:

балка (балка-скребок) – це поперечина, що кріпиться на тягових ланцюгах робочого органа і призначена для розміщення ґрунторозробних різців винесення розробленого ґрунту із забою (траншеї), рис. 3;

ряд – сукупність різців, що розташовані на одній балці таким чином, що їх різальні кромки розміщено на одній лінії, яка перпендикулярна вектору швидкості різання ґрунту (кількість рядів дорівнює кількості балок);

лінія – сукупність різців, різальні кромки яких розміщено в повздовжній вертикальній площині, розміщеній паралельно вектору швидкості різання ґрунту (кількість ліній позначається –  $i_n$ );



1 – балка; 2 – ряд; 3 – лінія

Рисунок 3 – Конструктивна схема ланцюгово-балкового робочого органа

група різців – сукупність послідовно розміщених на балках (ділянка Т) ланцюгового робочого органа різців, різальні кромки яких не перекриваються по ширині забою (кількість груп різців на робочому органі -  $z_{gp}$ );

виліт зуба – величина проекції довжини різця на нормаль до траєкторії різання ґрунту (виліт різця позначається  $L$ , ширина різця –  $b$ , відстань (дистанція) між різцями –  $a$ ).

Аналізуючи вихідні можливі варіанти розміщення різців на балках створюваних робочих органів, приймаємо, що їх розміщення має забезпечувати розроблення ґрунту крупним відколом. Весь об'єм ґрунту повинен розроблятися виключно різцями, ріжучі кромки балок або ківшів, повинні бути виключеними з роботи [1, 6, 10].

Вихідними (заданими) параметрами приймаються: ширина  $b$  різців, можливості їх уніфікації, параметри забою – ширина  $B$  та глибина  $H$ .

Підлягають визначенню параметри розміщення різців: кількість ліній різання -  $i_n$ , кількість груп різців -  $z_{gp}$ , параметри розміщення різців у кожній групі, кількість балок (ківшів) –  $z_b$ .

Критерії раціональності розміщення різців – це мінімальна енергоємність різання ґрунту та динамічність навантажень на робочий орган; кількість можливих варіантів розміщення різців за умовою значних змін міцності ґрунтів та режимів роботи машини; простота переходу від одного варіанта розміщення різців до іншого, продуктивність, або швидкість робочого руху машини.

### 3.2 Формування схем та основи конструктивного розташування ріжучих елементів.

Вибір конструкції ґрунторозробних різців полягає у виборі їх геометрії і кутових та лінійних параметрів за умови забезпечення необхідної міцності. Відстань між різцями  $a$  (лініями різання) (рис. 4) для робочих органів з постійною глибиною різання ґрунту визначається згідно залежності [1]:

$$a = 2hk_{\text{бок}} \operatorname{ctg} \gamma, \quad (1)$$

де  $h$  – глибина різання;

$k_{\text{бок}}$  – відношення глибини  $h_i$  розширеної частини прорізу до повної глибини  $h$ ;

$\gamma$  – кут нахилу розширеної частини прорізу відносно горизонту.

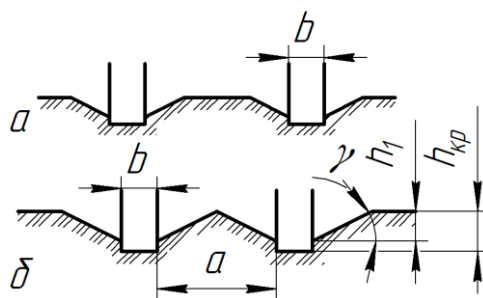
За відомими шириною забою  $B$ , відстанню між лініями різання  $a$  та шириною різців  $b$  вибирається кількість ліній різання  $i_{\text{л}}$ :

$$B = i_{\text{л}} b + (i_{\text{л}} - 1) a,$$

звідки:

$$i_{\text{л}} = \frac{B + a}{b + a}. \quad (2)$$

Різання ґрунту починається біля дна виїмки коли глибина різання  $h$  кожним різцем мала, взаємодія різців відсутня, а на поверхні ґрунту між різцями залишається нерозроблена площадка (рис. 4 а).



а – при незначній глибині різання; б – при різанні на критичній глибині

Рисунок 4 – форма прорізів при різанні ґрунту декількома різцями

В міру переміщення ґрунторозробних різців в напрямку денної поверхні ґрунту глибина різання залишається незмінною при незмінному співвідношенні  $V_p/V_e$ . Зі зменшенням цього співвідношення настає момент



досягнення критичної глибини  $h_{кр}$ , коли бокові розширення прорізів, утворених сусідніми різцями зникають, (рис. 4 б) [10, 11].

При подальшому збільшенні подачі на один різець відбувається взаємне перекриття бокових розширень сусідніх прорізів, висота гребенів між різцями залишається постійною і рівною  $h$ . Енергомісткість різання, в результаті вказаного вище переходу, збільшується через нераціональне використання потужності на різання ґрунту.

Для виключення кромek балок (чи ківшів) з процесу різання ґрунту потрібно, щоб висота гребенів між сусідніми прорізами в процесі руйнування ґрунту не перевищувала виліт зуба  $L$ , що виходить із забою, тобто, в граничному випадку, повинна задовольнятися умова:

$$L \leq h_{кр}, \quad (3)$$

де  $h_{кр}$  – критична глибина різання ґрунту одиничним зубом, при досягненні якої сумарна площа бокових розширень прорізу в ґрунті максимальна відносно загальної площі прорізу.

Критична глибина різання ґрунту  $h_{кр}$ , згідно досліджень Ю. О. Ветрова [29], обумовлює мінімальну енергомісткість його руйнування та раціональну величину вильоту різця. Згідно Ю. О. Ветрову [12]:

$$L = h_{кр} = 2.5...4b. \quad (4)$$

За А.М. Зеленіним [10]:

$$h_{кр} = 2,5...3b. \quad (5)$$

Різання ґрунту на критичній глибині різцем можливе при виконанні умови:

$$\frac{S}{T} = \frac{V_e}{V_p}, \quad (6)$$

де  $S$  – подача на один різець на рівні денної поверхні ґрунту (рис. 2);

$V_e$  – швидкість руху машини (швидкість подачі);

$V_p$  – швидкість різання ґрунту;

$T$  – крок встановлення однойменних різців в сусідніх групах різців.

Звідки:

$$S = \frac{T \cdot V_e}{V_p}, \text{ або } S = \frac{h_{кр}}{\sin \beta}, \quad (7)$$

де  $\beta$  – кут між векторами швидкостей подачі робочого органа та різання ґрунту (див. рис. 2).

В результаті:

$$h_{кр} = \frac{TV_e}{V_p} \sin \beta. \quad (8)$$

За умови  $h = h_{кр}$ , з урахуванням (1), визначається максимальна відстань  $a$  між різцями. Менші значення  $a$  тим більше забезпечують виключення кромки балок з процесу різання ґрунту. З формули (1) видно, що відстань між різцями повинна бути тим менша, чим менша товщина стружки  $h_i$ .

Щоб забезпечити оптимальну стабільну величину  $h_i = h_{кр}$ , за умови зміни швидкості машини  $V_e$ , необхідно пропорційно змінювати швидкість різання ґрунту  $V_p$ , забезпечуючи тим самим  $\frac{V_e}{V_p} = \text{const}$ . При стабільних

швидкостях різання ґрунту зміна швидкості екскаватора неминуче приводить до зміни товщини стружки, тобто величина  $h_i$  є змінною. Необхідне значення відстані між різцями визначається для мінімальних значень  $h_i$  та  $a$ .

Для розрахунків можна прийняти мінімальне значення  $h_i = 2/3 h_{кр}$  та середні значення величин:  $k_{бок} = 0,75$ ,  $\gamma = 35^\circ$  [10, 12, 13].

Розміщення різців в одному ряду на балці у відповідності із зазначеними вище положеннями практично відповідає рекомендаціям, при дотриманні яких ефективно руйнування ґрунту в забої забезпечено. Рекомендації про те, що для забезпечення винесення ґрунту із забою відстань між різцями повинна дорівнювати  $\approx 40$  мм [8] також істотно не відрізняється від зазначених.

При відомій величині  $h_i$  розрахунок сил різання одиночними різцями виконаємо з використанням відомих методик розрахунку [1, 10] з урахуванням блокованого, напівблокованого чи вільного різання ґрунтів.

За висновками багатьох вчених оптимальним різанням ґрунту робочими органами землерийних машин безперервної дії слід вважати сотове різання [4, 6-8]. Для забезпечення такого різання необхідно, щоб різці одного ряду проходили в проміжках між різцями другого ряду, а це означає, що група різців повинна бути розміщена мінімум на двох балках.

По одному сліду повинен проходити тільки один різець з кожної групи, тобто кількість різців, що проходять по одному і тому ж сліду, дорівнює кількості груп різців.

Мінімальну кількість ліній різання  $i_n$  визначають за формулою (2), коли відомі значення  $B$  і  $b$  та визначено  $a$ .

Іншим чинником вибору кількості ліній різання є рівномірне розміщення різців на робочому органі з метою зменшення динамічності навантажень. Для того, щоб число різців на кожній балці було однаковим, необхідно, щоб відношення числа різців, що одночасно розробляють ґрунт, до числа ліній різання  $i_n$  було цілим числом. Мінімальна кількість різців на балці дорівнює одиниці, тому мінімальне число різців на робочому органі дорівнює числу балок.

Подача на один різець, з точки зору забезпечення мінімальної енергомісткості руйнування ґрунту, повинна визначатись виконанням умови

$h_{kp} = 2,5-4b$ . Вона забезпечується коли кількість рядів різців (балок), що формують групу різців, дорівнює:

$$z_{\delta} = \frac{i_{\lambda} - 1}{2} + 1 = \frac{i_{\lambda} + 1}{2}. \quad (9)$$

Кількість груп різців  $z_{zp}$  на ланцюговому робочому органі при копанні виїмки глибиною  $H$ , величині кута нахилу робочого органа до горизонту  $\alpha$  та висоті розвантаження ґрунту  $H_o$  визначається за відомими довжиною робочого органа  $l_p$  та кроком установки груп балок  $T$  (крок установки балок з однаково розміщеними на них різцями).

Звідси, крок установки груп різців (груп балок) визначається згідно:

$$T = \frac{h_{kp} V_p}{\sin \beta V_e}. \quad (10)$$

При відомій довжині ланцюгового робочого органа землерийної машини  $l_p$ :

$$l_p = \frac{H + H_o}{\sin \alpha} \quad (11)$$

кількість груп різців  $z_{zp}$  встановлених на робочому органі буде:

$$z_{zp} = \frac{2 l_p}{T} = \frac{2(H + H_o)V_e \sin \beta}{V_p h_{kp} \sin \alpha}. \quad (12)$$

Крок установки балок в групі  $t_{\delta}$  визначиться наступним чином:

$$t_{\sigma} = \frac{T}{z_{\sigma}} = \frac{2h_{kp}V_p}{V_e \sin \beta(i_n + 1)}. \quad (13)$$

Довжина поверхні забою  $l_3$ , що розробляється різцями робочого органа:

$$l_3 = H / \sin \beta, \quad (14)$$

де  $\beta$  – кут між горизонталлю та вектором абсолютної швидкості різців:

$$\beta = \arctg \left( \frac{V_p \sin \alpha}{V_p \cos \alpha + V_e} \right). \quad (15)$$

Кількість груп різців що одночасно знаходяться в забої,  $z_{ep}^1$ :

$$z_{ep}^1 = l_3 / T = \frac{H \sin \beta V_e}{\sin \beta h_{kp} V_p} = \frac{H V_e}{h_{kp} V_p}. \quad (16)$$

Прийнявши в якості відправної тези про те, що для ланцюгових робочих органів землерийних машин безперервної дії раціональним є сотове [8, 9] різання ґрунту, а розміщення різців кожної групи на балках виконується за базовою схемою 2-2-2-1, визначено кількість різців, що працюють в умовах блокованого та напівблокованого різання.

Число різців, що одночасно розробляють ґрунт в умовах блокованого різання  $z_{\sigma l}$ , дорівнює кількості груп різців, що одночасно знаходяться в забої:

$$z_{\sigma l} = z_{ep}^1 = \frac{H V_e}{h_{kp} V_p}. \quad (17)$$

Кількість різців ґрунторозробного робочого органа, що працюють в умовах напівблокованого різання ґрунту:

$$z_{н.бл} = \frac{HV_{ei_l}}{h_{кр} V_p}. \quad (18)$$

По всій довжині поверхні забою  $l_z$  на стабільних режимах роботи машини всіма різцями робочого органа зрізується стружка постійної товщини, величина якої визначається співвідношенням  $V_e/V_p$ .

Для збереження приблизно постійної товщини стружки потрібно в разі великих змін швидкості подачі машини  $V_e$  (що зумовлюється трудністю розробки ґрунтів), змінювати кількість груп – на більших швидкостях мати більшу їх кількість. Щоб машина, яка має механічну трансмісію приводів, могла ефективно працювати на будь-якій швидкості свого поздовжнього переміщення, коефіцієнт зменшення товщини стружки має бути не більшим від відношення швидкостей різання ґрунту на сусідніх передачах.

Міцні (мерзлі) ґрунти, що мають сили опору різанню в десятки разів більші, ніж не мерзлі, розробляються на малих швидкостях поздовжнього переміщення землерийної машини. Забезпечити роботу машини збільшенням крутного моменту на приводі робочого органа не можливо через обмеження за міцністю трансмісій та конструкції робочого органа.

Шлях збільшення сил різання, це зменшення числа різців, що одночасно розроблюють ґрунт, тоді сила різання, величина якої визначається крутним моментом на валу приводу робочого органа, реалізується меншою кількістю різців. Внаслідок цього, сила на кожному з різців зростає, а робочий орган отримує можливість розробляти ґрунти з більшим опором їх руйнуванню. В зв'язку з цим необхідне для роботи на малих швидкостях поздовжнього переміщення машини зменшення кількості груп різців, повинно супроводжуватись зменшенням їх загальної кількості.

При кожній схемі розстановки різців кількість балок, або ківшів у кожному варіанті розміщення, повинна ділитися на кількість груп різців, тобто відношення  $z_6/z_{zp}$  повинно бути цілим числом. Іншими словами,

кількість балок на робочому органі повинна бути рівною добутку чисел груп різців при кожному варіанті їх розстановки. Кількість варіантів розміщення різців на балках має бути мінімальною, а найкраще мати два варіанти.

Типові варіанти раціонального розміщення різців на балках наведено на рис. 5 та рис. 6. Варіація наведених схем розстановки різців забезпечує зміну динамічних характеристик завантаженості робочого органа, особливо в режимах розробки мерзлих ґрунтів.

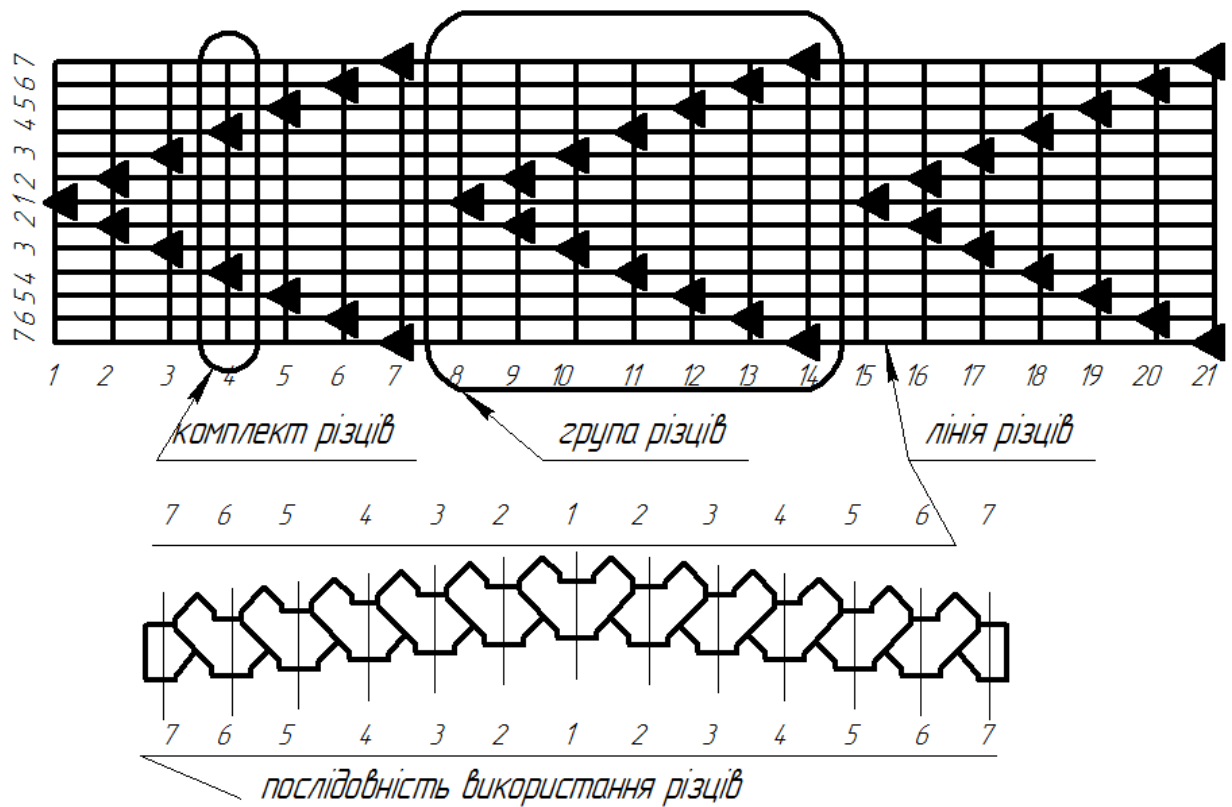


Рисунок 5 – Ступенева схема розстановки різців і сітка руйнування ґрунту



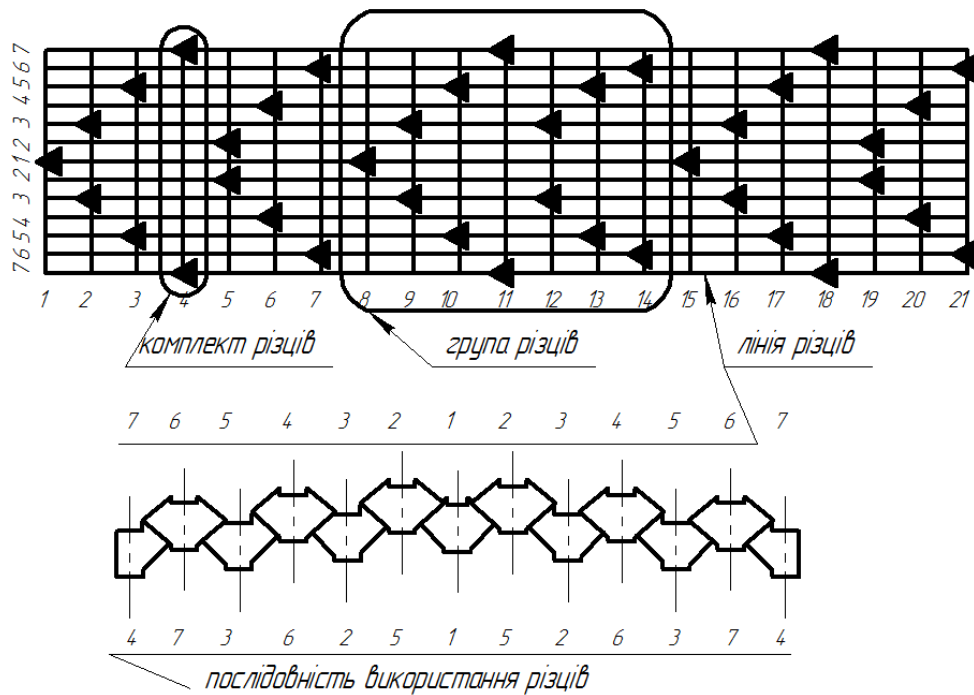


Рисунок 6 – Симетрична ступенево-шахматна схема розстановки різців і сітка руйнування ґрунту

### 3.3 Силове навантаження підсистеми ґрунт – робоче обладнання

Зусилля в тяговому ланцюгу робочого органа при роботі землерийних машин безперервної дії (дотична складова сили копання ґрунту)  $P_{01}$  може визначатися за методикою М.Г Домбровського [2]:

$$P_{01} = k_1 B h n, \quad (19)$$

де  $k_1$  – питомий опір копанню ґрунту;

$B$  – ширина траншеї, що відповідає ширині балок робочого органа;

$h$  – товщина стружки, що зрізується різцями одної балки;

$n$  – кількість балок, що одночасно знаходяться в забої.

Але використання зазначеної методики розрахунку сил копання ґрунту, практично, унеможливорює оптимізацію створюваної конструкції робочого органа землерийної машини безперервної дії.

У таких випадках зусилля в ланцюгах приводу робочого органа  $P_{01}$  слід визначати на основі розрахунку затрат енергії на копання ґрунту за фазами

робочого процесу, а саме, різання ґрунту  $P_p$ , тертя ґрунту по ґрунту в процесі його переміщення в зону розвантаження  $P_{mp}$ , тертя робочого органа  $P_{mp,p}$ , підйом ґрунту до розвантажувального вузла  $P_{нід}$  за загальною формулою:

$$P_{01} = P_p + P_{mp} + P_{mp,p} + P_{нід}. \quad (20)$$

Розглядаючи процес усталеного різання ґрунту одиночними різцями робочого органу і використовуючи залежності А.М. Зеленіна для визначення зусиль протягування окремих різців через масив ґрунту [10], дотична складова сили різання ґрунту  $P_{pz}$  визначається наступним чином:

$$P_{pz} = \sum P_{pz}^{\bar{bl}} + \sum P_{pz}^{н.бл}, \quad (21)$$

де  $\sum P_{pz}^{\bar{bl}}$  - сумарне дотичне зусилля різання ґрунту різцями в умовах блокованого різання;

$\sum P_{pz}^{н.бл}$  - сумарне дотичне зусилля різання ґрунту різцями в умовах напівблокованого різання.

Залежність для  $\sum P_{pz}^{\bar{bl}}$  має вигляд

$$\sum P_{pz}^{\bar{bl}} = P_{pz}^{\bar{bl}} \cdot n_{pz}^{\bar{bl}} = 9,8 C_{yd} h^{1,35} (1 + 0,1b) \left( 1 - \frac{90^\circ \alpha_p}{180^\circ} \right) e_n \cdot n_{pz}^{\bar{bl}}, \quad (22)$$

де  $n_{pz}^{\bar{bl}}$  - кількість різців, що розробляють ґрунт одночасно в режимі блокованого різання;

$C_{yd}$  – число ударів щільноміра ДорНДІ;

$b$  – товщина (ширина) одиночного різця;

$\alpha_p$  – кут різання ґрунту різцем;

$e_n$  – коефіцієнт, що враховує кут загострення  $\gamma$  різця ( $e_n=1,0; 0,96; 0,90; 0,83; 0,81$ ; відповідно для кутів  $\gamma = 180^\circ; 120^\circ; 90^\circ; 60^\circ; 50^\circ \dots 15^\circ$ ).

Залежність для  $\sum P_{pz}^{н.бл}$  має вигляд

$$\sum P_{pz}^{н.бл} = P_{pz}^{н.бл} \cdot n_{pz}^{н.бл} = 9,8C_{yo}h^{1,35}(1 + 0,1b) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha_p}{180^\circ}\right) e_n \mu_{бл} \cdot n_{pz}^{н.бл}, \quad (23)$$

де  $n_{pz}^{н.бл}$  – кількість різців, що розробляють ґрунт одночасно в режимі напівблокованого різання;

$\mu_{бл}$  – коефіцієнт, що враховує ступінь блокування стружки ( $\mu_{бл} = 1$  – для блокованого різання,  $\mu_{бл} = 0,64$  – для напівблокованого різання [10]).

Товщина стружки  $h$ , визначається через подачу  $S$ .

При вибраній ширині різця  $b_p$  максимальна товщина стружки  $h_{max}$ , що може зрізуватися одним одним різцем в режимі мінімальної енергомісткості різання ґрунту, відповідає критичній глибині різання ( $h_{кр}$ ) та визначається згідно залежності (4), або (5). На наш погляд, слід користуватися залежністю (4), запропонованою Ю.А. Ветровим.

Таким чином, товщина стружки  $h_{кр}$  визначає раціональну конструктивну величину вильоту різця  $L$  на балці.

Нормальна складова сили різання ґрунту різцями  $P_N$ :

$$P_N = \psi P_{pz}, \quad (24)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт пропорційності між нормальною  $P_N$  та дотичною  $P_{pz}$  складовими сили різання ґрунту ( $\psi = 0,3 \dots 0,8$  [4, 8]).

Повна сила різання ґрунту:

$$P = \sqrt{P_{pz}^2 + P_N^2}. \quad (25)$$

Проекція повної сили різання на поздовжню вісь робочого органу (траєкторію руху тягового ланцюга), рис. 2:

$$P_p = P \cdot \cos(\alpha - \beta). \quad (26)$$

Сила опору транспортуванню зрізаного ґрунту по поверхні забою  $P_{mp}$ :

$$P_{mp} = h \cdot B \cdot l \cdot k_p \cdot \rho \cdot g \cdot [\mu_2 \sin(90^\circ - \alpha) + \cos(90^\circ - \alpha)]. \quad (27)$$

Сила тертя робочого органу по поверхні забою:

$$P_{mp.p} = P_N \cdot \mu_1. \quad (28)$$

Сила натягу тягового ланцюга, викликана підйомом ґрунту із забою, фактично дорівнює вазі цього ґрунту:

$$P_{nid} = Bh_{\delta c} \gamma g \left( \frac{H}{2} + H_o \right) \frac{k_H}{k_p \sin \alpha}, \quad (29)$$

де  $h_{\delta c}$  – висота балки (скребка), що транспортує ґрунт;

$\gamma$  – щільність ґрунту;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$k_H$  – коефіцієнт заповнення міжбалкового простору робочого органу;

$k_p$  – коефіцієнт розрихлення ґрунту;

$\alpha$  – кут нахилу робочого органу до горизонту.

Таким чином, сумарне зусилля копання ґрунту ланцюговим робочим органом  $P_{01}$  визначається сумою зусиль  $P_p$ ,  $P_{mp}$ ,  $P_{mp.p}$ ,  $P_{nid}$ . Горизонтальна складова сили копання ґрунту ланцюговим робочим органом визначається

$$P_{02} = P_{01} \cos \beta. \quad (30)$$

Зусилля в тяговому ланцюгу відкосоутворювача при копанні траншеї трапецієвидного профілю (при його наявності):

$$P_{\epsilon} = \frac{0,75k_1(1-\delta)P_{техн}}{\eta_{р.л.}}, \quad (31)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт, що характеризує відношення площі поперечного перерізу траншеї, що розробляється ланцюговим робочим органом, до загальної площі поперечного перерізу траншеї ( $\delta \approx 0,445 \dots 0,65$ );

$\eta_{р.л.}$  – ККД ланцюга відкосоутворювача,  $\eta_{р.л.} = 0,6 \dots 0,7$  [14].

При виконанні розрахунків слід мати на увазі, що на машині завжди встановлюється два відкосоутворювачі.

Технічна продуктивність  $\Pi_{техн}$  машини за відомими заданими параметрами  $B$  та  $H$  траншеї зв'язана залежністю:

$$\Pi_{техн} = B \cdot H \cdot V_{\epsilon}. \quad (32)$$

У випадку, коли споруджується траншея трапецієвидного профілю з шириною по дну  $B$ , по верху  $B'$  та глибиною  $M$ , технічна продуктивність складає:

$$\Pi_{техн} = \frac{B+B'}{2} H V_{\epsilon}. \quad (33)$$

Продуктивність (технічна) робочого органу за виносною здатністю  $\Pi_{техн}^{в.з.}$  [3] дорівнює:

$$P_{техн}^{в.з.} = 3600 \cdot B \cdot h_{\delta} \cdot V_p \frac{k_H}{k_p}, \text{ м}^3/\text{ГОД}, \quad (34)$$

де  $B$  та  $h_{\delta}$  – відповідно ширина ґрунторозробної балки по кромкам різців (ширина траншеї) і її висота, м;

$k_H$  – коефіцієнт заповнення ґрунтом міжбалкових екскаваторних ємностей (для ґрунтів I-IV категорій, відповідно, 0,9-1,2 та 0,7-0,9; для сипучих, лесових ґрунтів величина  $k_H$  може сягати 2);

$k_p$  – коефіцієнт розпушення ґрунту (для ґрунтів I-IV категорій, відповідно, 1,08-1,32).

При розробці зв'язних ґрунтів та зміні кута нахилу до горизонту ланцюга робочого органу величина коефіцієнта заповнення міжбалкового простору змінюється досить суттєво [15] і це обов'язково треба приймати до уваги при розрахунках.

Таблиця 1 – Коефіцієнти заповнення міжбалкового простору

| Кут нахилу робочого ланцюга до горизонту, $\beta$ | $k_H$ |
|---------------------------------------------------|-------|
| $25^0$                                            | 0,74  |
| $38^0$                                            | 0,58  |
| $55^0$                                            | 0,32  |

Ефективна робота машини забезпечується при виконанні умови:

$$P_{техн}^{в.з.} > P_{техн} \quad (25)$$

Максимальна виносна здатність ланцюгово-балкового робочого органу забезпечується, коли висота балок  $h_{\delta}$  знаходиться в межах:

$$h_o = 1,5 \dots 2,5 h_{\max}. \quad (36)$$

При умові, коли товщина стружки, що зрізується різцями робочого органу на рівні денної поверхні забою  $h_i$  стає більшою вильоту різця  $L$ , в процес різання ґрунту вступає балка, на якій закріплено різці. Це докорінно змінює фізичну картину копання ґрунту і дотична складова різання ґрунту  $P'_p$  (зусилля в тяговому ланцюгу) в цьому випадку:

$$P'_p = P_p + \Delta P_p, \quad (37)$$

де  $\Delta P_p$  – приріст зусилля різання за рахунок руйнування ґрунту ребром балки.

$$\Delta P_p = \tau \cdot (B - b \cdot i) \cdot (h_i - L) n, \quad (38)$$

де  $\tau$  – питомий опір зсуву ґрунту;

$i$  – кількість різців на одній балці;

$n$  – кількість балок, що одночасно знаходяться в забої.

В такому випадку нормальна складова сили різання ґрунту:

$$P'_{02} = \psi P'_p. \quad (39)$$

Отримані вище залежності дозволяють визначити необхідні потужності на привод ґрунторозробного робочого органу землерийних машин безперервної дії при копанні виїмок в ґрунті прямокутного та трапецієвидного профілю.

Потужність на привод робочого органа:

$$N_p = \frac{P_{01} \cdot V_p}{\eta}, \quad (40)$$

де  $\eta$  – к.к.д. приводу робочого органа.

Потужність приводу відкосоутворювачів:

$$N_{\epsilon} = 2 \frac{P_{\epsilon} \cdot V_{\epsilon}}{\eta_{\epsilon}}, \quad (41)$$

де  $V_{\epsilon}$  – швидкість переміщення ланцюга відкосоутворювача;

$\eta_{\epsilon}$  – к.к.д. приводу відкосоутворювача.

Потужність, необхідна для забезпечення подачі робочого органа на забій:

$$N_n = 2 \frac{P_{01} \cdot V_e}{\eta_m} \cos \alpha, \quad (42)$$

де  $\eta_m$  – к.к.д. механізму ходу;

Потужність, необхідна для горизонтального переміщення відкосоутворювачів в режимі копання ґрунту:

$$N_{\epsilon n} = 2 \frac{P_{\epsilon} \cdot V_e}{\eta_m} \cos \alpha. \quad (43)$$

#### **4 Визначення параметрів базової машини та раціональних режимів роботи екскаваторів**

Для визначення раціональних режимів роботи землерийних машин безперервної дії залежно від параметрів ґрунтової виїмки, міцнісних властивостей розроблюваних ґрунтів, технічної продуктивності, тягово-зчіпних властивостей машини, а також за заданими параметрами траншеї, потужності двигуна та відомих тягово-зчіпних властивостей на основі визначених у попередньому розділі основних параметрів робочого



обладнання, раціональних режимів їх роботи та максимально можливій технічній продуктивності машини треба розв'язати систему рівнянь, що складають математичну модель підсистеми "базовий тягач – опорна поверхня".

Зв'язуючою ланкою між робочим обладнанням машини та опорною поверхнею, відносно якої здійснюється переміщення машини, є ходове обладнання базового шасі. Таким чином підсистема "базове шасі – опорна поверхня" визначає склад та роботу цілісної системи "грунт – робоче обладнання – базова машина – опорна поверхня".

Сила тяги  $T$ , яку необхідно реалізувати для пересування машини під час роботи, повинна бути достатньою для подолання сили опору переміщенню в робочому режимі  $W$  та описується залежністю:

$$W = f_n(G + P_{01} \sin \beta) + P_{01} \cos \beta, \quad (44)$$

де  $f_n$  – коефіцієнт опору переміщенню машини;

$G$  – зчіпна вага машини, що включає в себе вагу базового тягача та навісного обладнання;

$P_{01}$  – повне зусилля копання ґрунту робочим органом.

В результаті досліджень взаємодії рушія з ґрунтом запропоновано декілька підходів до визначення буксування машини в залежності від властивостей ґрунту й рушія.

На основі робіт М.А. Ульянова [16, 17] цю залежність можна представити емпіричною формулою:

$$\delta = A \frac{W}{G + P_{\sin \alpha}} + B \left( \frac{W}{G + P_{\sin \alpha}} \right)^n, \quad (45)$$

де  $A$ ,  $B$ ,  $n$  – емпіричні коефіцієнти, що залежать від властивостей ґрунту та особливостей рушія колісних машин (приймаються по таблицям [17]), а для гусеничних дорівнюють:  $A = 0,05$ ;  $B = 1,76$ ;  $n = 12$  [17].

Дещо інший підхід пропонується згідно теорії трактора [17], де для визначення коефіцієнта буксування застосовується формула:

$$\delta = 1 - \left( 1 - \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \right)^y, \quad (46)$$

де  $y = 1 + \frac{\varphi}{\varphi_{\max}}$  – для колісних машин;

$y = 0,05$  – для гусеничних;

$\varphi = 1 + \frac{W}{M \cdot K_z}$  - коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом;

$\varphi_{\max}$  – найбільше значення коефіцієнта зчеплення, яке може бути реалізовано у заданих ґрунтових умовах, і яке визначається емпіричним рівнянням [17]:

$$\varphi_{\max} = B_T \left[ 1 - \left( \frac{12 - C}{A_T} \right)^4 \right], \quad (47)$$

де  $C$  – кількість ударів ударника ДержНДІ;

$A_T = 11,08 + 0,03 W_{nl}$ ;

$B_T = 0,56 + 0,0225 W_{nl}$ ;

$W_{nl}$  – число пластичності ґрунту.

На практиці обидва підходи дають схожі результати.

Параметри двигуна базової машини зазвичай описуються його швидкісною характеристикою. У швидкісній залежності виділяють дві ділянки: регуляторну гілку і коректорну гілку при частоті обертання

колінчастого валу менше номінальної. Саме на коректорній гілці має місце максимальний крутний момент двигуна при частоті  $\omega_{em}$ , однак на практиці не рекомендуються режими з частотою меншою  $\omega_{em}$ . На цій гілці можна обмежитись ділянкою від  $\omega_{em}$  до  $\omega_{en}$ . З достатньою точністю ділянки швидкісної характеристики можна представити відрізками прямих. Для забезпечення режимів роботи машин з найбільшою продуктивністю слід обмежитись режимами роботи двигуна, близькими до номінального. Використовуючи лінійну інтерполяцію, отримано наступні залежності:

$$\frac{M_1}{i_1} + \frac{M_2}{i_2} = \begin{cases} (a_1 \cdot \omega + b_1), & \text{коли } \omega < \omega_n; \\ (a_2 \cdot \omega + b_2), & \text{коли } \omega > \omega_n, \end{cases} \quad (48)$$

де  $M_1$  та  $M_2$  – крутні моменти на вихідних валах приводів робочого органу і механізму приводу ходу машини;

$i_1$  та  $i_2$  – передаточні числа узгоджувачих редукторів;

$a_1$  та  $b_1$  – коефіцієнти інтерполюючої прямої для коректорної ділянки зовнішньої швидкісної характеристики двигуна;

$a_2$  та  $b_2$  – коефіцієнти інтерполюючої прямої для регуляторної ділянки;

$\omega$  – поточна частота обертання колінчастого вала двигуна;

$\omega_n$  – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна.

Для приводу робочого і ходового обладнання екскаваторів безперервної дії найчастіше використовуються механічний або гідрооб'ємний приводи. При механічному приводі крутний момент на вихідному валу (для ланцюгового-балкового робочого органу екскаватора – на валу привідної зірочки) дорівнює:

$$M_1 = P_{01} \cdot r_3, \quad (49)$$

де  $r_3$  – радіус зірочки приводу тягового ланцюга робочого органу, м.

При цьому частота обертання вихідного валу (зірочки) становить:

$$\omega_1 = \frac{\omega}{i_1}, \quad (50)$$

де  $i_1$  – передаточне число трансмісії приводу робочого органу.

При умові, гідрооб’ємного приводу ланцюгово-балочного робочого органу крутний момент на привідному валу робочого органу  $M'_1$ :

$$M'_1 = Q_1 \cdot f_1 \frac{\bar{P}_1}{\eta_1}, \quad (51)$$

де  $Q_1$  – робочий об’єм гідронасоса приводу робочого органу;

$P_1$  – тиск в напірній магістралі приводу робочого органу;

$f_1$  – параметр регулювання робочого об’єму гідронасоса;

$\eta_1$  – ККД приводу робочого органу:

$$P_1 = \frac{P_{01} \cdot r_3}{g_1 \cdot i_p}, \quad (52)$$

де  $g_1$  – робочий об’єм гідромотора приводу робочого органу;

$i_p$  – передаточне число редуктора приводу робочого органу.

Частота обертання вихідного валу (зірочки) становить:

$$\omega_1 = Q_1 \cdot f_1 \frac{\omega}{g_1 \cdot i_1}. \quad (53)$$

Тоді, дійсна швидкість різання ґрунту визначиться з рівняння:

$$V_p = \omega_1 \frac{r_3}{i_p}. \quad (54)$$

Процеси, що відбуваються в об'ємному гідроприводі ходового обладнання, описуються наступним чином:

$$\begin{aligned} p_2 &= W \frac{R}{q_2 \cdot i}; \\ M_2 &= Q_2 \cdot f_2 \frac{p_2}{\eta_2}; \\ \omega_2 &= Q_2 \cdot f_2 \frac{\omega}{q_2 \cdot i_2}, \end{aligned} \quad (54)$$

де  $p_2$  – тиск у напірній магістралі приводу ходу;

$W$  – сила опору переміщенню машини в режимі копання ґрунту;

$R$  – радіус приводного колеса;

$q_2$  – робочий об'єм гідромотора приводу ходу;

$i$  – передаточне число механічного ходоповільнювача приводу ходу;

$M_2$  – крутний момент на валу гідронасоса приводу ходу;

$Q_2$  – робочий об'єм гідронасоса приводу ходу;

$\eta_2$  – сумарний ККД приводу ходу;

$\omega_2$  – частота обертання гідромотора ходового переміщення;

$i_2$  – передаточне число механізму приводу ходу;

$f_2$  – параметр регулювання гідроприводу.

Тоді швидкість переміщення буде дорівнювати:

$$V_2 = \omega_2 \cdot (1 - \delta) \cdot \frac{R}{i}. \quad (56)$$

Використовуючи отримані залежності, визначаються потужності приводів робочого обладнання  $N_1$  і механізму приводу ходу машини  $N_2$ , а також енергоємність копання ґрунту  $E$ :

$$\begin{aligned}
N_1 &= M_1 \frac{\omega}{i_1}; \\
N_2 &= M_2 \frac{\omega}{i_2}; \\
E &= \frac{N_1 + N_2}{V_2 \cdot b \cdot H}.
\end{aligned} \tag{57}$$

У систему параметрів, що описують процес взаємодії робочих органів з ґрунтом, входять ширина  $B$  і глибина  $H$  траншеї; швидкість подачі  $V_n$ ; швидкість різання  $V_p$ ; геометричні параметри різців ( $b$ ,  $a$ ), з урахуванням їх затуплення: крок різання  $T$ ; кількість ліній різання  $i_R$ ; число різців в лінії різання  $z$  або дистанція  $l_p$  між різцями в лініях різання.

Оптимальні значення зазначених параметрів залежать від фізико-механічних характеристик міцності ґрунтів, коливання яких значні як в просторі, так і в часі.

Як критерій оптимізації, в загальному випадку, приймається експлуатаційна продуктивність екскаватора  $\Pi_z$ . У випадках, коли не змінюється ширина  $B$  і глибина  $H$  траншеї за критерій оптимізації доцільно приймати швидкість пересування екскаватора в робочому режимі (швидкість подачі)  $V_n$ , тобто  $V_n = f(N_{\text{дв}}, B, H, V_p, b, \Delta a, \mu, n_l, l_p, P_{\text{уд}}) \rightarrow \max$ .

У загальному випадку, для екскаваторів ширина і глибина траншеї задані технологічними вимогами і найбільшу швидкість подачі можна отримати, варіюючи швидкість різання  $V_p$ , геометричні параметри різців ( $b$ ,  $a$ ), крок різання  $T$ , кількість ліній різання  $i_l$ , або число різців в лінії різання.

Оптимальні значення вказаних параметрів необхідно визначати для різних ґрунтових умов при певній потужності двигуна.

Виконання вище поставленої задачі можливе тільки при аналізі балансу потужності двигуна базової машини, який можна уявити у вигляді наступного рівняння:

$$N_e = N_{\partial\partial} \cdot \eta_e = N_p + N_n + N_z + N_{cp}, \quad (58)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна;

$N_{\partial\partial}$  – номінальна (паспортна) потужність;

$\eta_e$  – коефіцієнт використання номінальної потужності двигуна (його значення дорівнює 0.8...0.9 [17]);

$N_p$  – потужність, що витрачається на привід виконавчого органу;

$N_n$  – потужність, необхідна для забезпечення робочого ходу виконавчого органу (потужність подачі);

$N_z$  – потужність, що витрачається на пересування базового тягача;

$N_{cp}$  – потужність, необхідна для приводу додаткових механізмів робочого органу (відкосоутворювачі, конвеєр чи металник).

## 5 Обмеження на режими роботи машин

При виборі оптимальних конструктивних і режимних параметрів робочого органу необхідно враховувати наступні обмеження, які уточнюють область оптимальних рішень:

1. Обмеження, що накладаються вимогами щодо міцності різців. Необхідно мати на увазі, що на різці діють згинальні сили в поздовжньому і поперечному напрямках, а також нормальні сили стискування.

2. Обмеження, що накладаються заштибуванням робочого органу. Видалення розробленого ґрунту з траншеї здійснюється балками зі встановленими на них різцями і різцетримачами.

Умовою нормальної роботи машини є забезпечення виконання вимоги: продуктивність робочого органу по розробці ґрунту в забої є не меншою або дорівнює його продуктивності по транспортуванню розробленого ґрунту у відвал. Якщо таке співвідношення не дотримується, то настає заштибування робочого органу, що характеризується різким збільшенням зусилля подачі і крутного моменту на приводі робочого органу. Таким чином, співвідношення

швидкостей різання ґрунту робочим органом і переміщення машини  $V_n/V_p$  повинні вибиратися з умови виконання вище вказаної вимоги.

Для нормальної роботи машини необхідне дотримання співвідношення:

$$P_6 \geq P_3, \quad (58)$$

де  $P_6$  і  $P_3$  – відповідно, технічні продуктивності робочого органу по виносній здатності та по забою.

Продуктивність робочого органу по забою може бути знайдена з виразу:

$$P_3 = H \cdot B \cdot V_n \cdot k_p, \quad (59)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Гранична продуктивність по виносу розробленого ґрунту з траншеї, відповідно максимально можливій швидкості подачі машини, визначається:

$$Q_{тр.мах} = 3600 \cdot F \cdot V_p \cdot K^{-1}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (60)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу потоку ґрунту, що транспортується на розвантаження;

$K = V_p/V_{шт}$  – коефіцієнт, що вказує у скільки разів лінійна швидкість різання ґрунту більша швидкості потоку штибу. За експериментальними даними можна прийняти  $K \approx 2 \dots 4$ .

3. Обмеження, що накладаються відстанями між лініями різання за умови розробки ґрунту на критичній глибині [1].

4. Обмеження, що накладаються розмірами різця. Глибина різання не повинна перевищувати величини вильоту різця.

5. Обмеження, що накладаються граничним тяговим зусиллям базового тягача. Промисловістю випускаються трактори що мають різні тягові зусилля



навіть при однаковій потужності двигуна. Тому необхідна перевірка за даним обмеженням

$$X < P_m, \quad (61)$$

де  $P_m$  номінальне тягове зусилля базового тягача;

$X$  – сумарний тяговий опір при роботі машини.

## **6 Алгоритм і програма розрахунку оптимальних конструктивних параметрів робочих органів землерийних машин та режимів роботи**

В першу чергу алгоритм розрахунку передбачає вибір оптимальних конструктивних параметрів робочого органу для розробки ґрунтів при відомій потужності двигуна базового шасі, геометричних параметрах траншеї і міцності ґрунту.

Під конструктивними параметрами розуміється кількість ліній різання  $i_n$ , крок установки різців уздовж лінії різання  $T$ , ширина різців  $b$ , допустима величина зносу  $\Delta$ . Оптимальний за конструкцією робочий орган повинен забезпечувати найбільшу швидкість подачі машини  $V_n$  при певній швидкості різання ґрунту  $V_p$ .

Визначення оптимальних значень  $V_n$  та  $V_p$  виконується наступним чином:

1. Знаходяться коефіцієнти рівняння (54) при найбільш сприятливих ґрунтових умовах, тобто при найменш міцних ґрунтах, шляхом перебору за фіксованими змінними  $b$ ,  $l$ ,  $i$  рівняння в координатах  $V_n - V_p$ .
2. Накладаються обмеження і виділяються допустима область рівняння.
3. Знаходяться координати рівняння (54) при найбільшій міцності ґрунту і складається це рівняння.
4. Накладаються обмеження.
5. Проводиться аналіз поля регулювання і робляться висновки, що полягають в наступному:

- а) якої конструкції повинен бути виконавчий орган;
- б) які швидкості різання повинні бути і скільки їх повинно бути при ступінчастому регулюванні;
- в) які швидкості подачі в розглянутих ґрунтових умовах повинен забезпечити механізм ходу;
- г) якою повинна бути маса базового тягача і з яким механізмом переміщення;
- д) які заходи додатково можна провести, щоб забезпечити максимум продуктивності.

Для виконання розрахунків на міцність виконавчого органу алгоритм передбачає обчислення необхідних силових і енергетичних показників для всіх конструктивних різновидів виконавчого органу в реальному діапазоні зміни швидкостей різання ґрунту та подачі машини. Відповідна схема алгоритму наведена на рис. 7.

## **7 Резюме**

1. На основі математичного моделювання робочих процесів спеціальних землерийних машин безперервної дії як двох підсистем "ґрунт – робоче обладнання" та "базовий тягач – опорна поверхня" з урахуванням притаманних цим системам особливостей запропонована методика, яка забезпечує можливість вибору та оптимізації основних конструктивних та кінематичних параметрів робочого органу в порядку забезпечення заданої продуктивності роботи машини.

2. Методика дозволяє виконати оптимізацію конструкції робочого обладнання та режимів роботи машини за заданою потужністю тягача та конструкцією ходового обладнання машини.

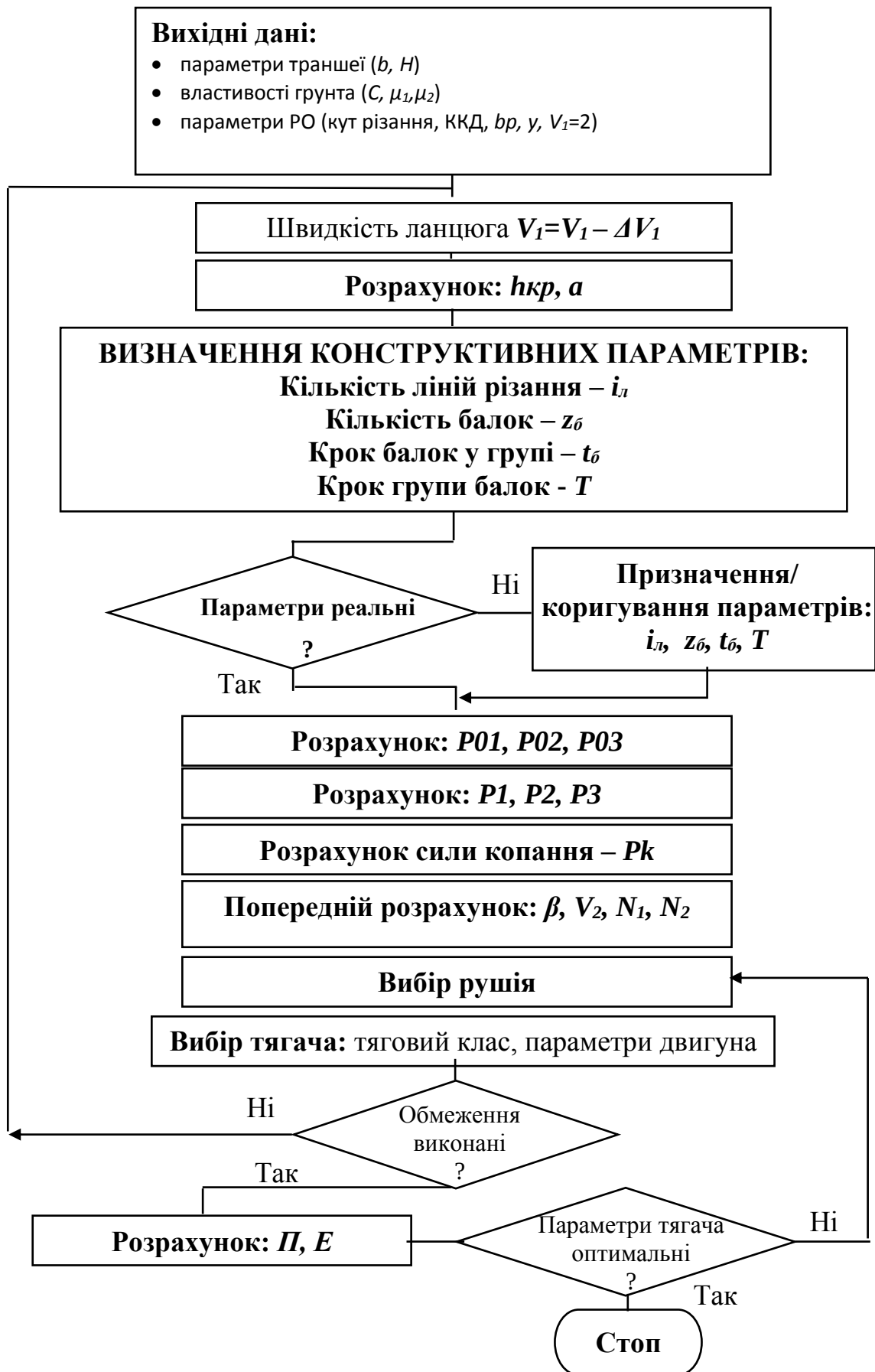


Рисунок 7 – Схема алгоритму визначення конструктивних параметрів робочих органів землерийних машин

3. Розроблені алгоритми та програма розрахунку дозволяють виконувати оптимізацію конструктивних та кінематичних параметрів спеціальних землерийних машин безперервної дії з урахуванням фізико-механічних властивостей розроблюваних ґрунтів та прийнятих обмежень.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ветров Ю.А. Резание ґрунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971. – 357с.
2. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория, расчет. – М. : Машиностроение, 1972. – 432 с.
3. Файлинзильбер М.Л. Оптимальные рабочие режимы траншейных экскаваторов / М.Л. Файлинзильбер, А.И. Тархов, В.А. Румянцев // Строительные и дорожные машины, 1975, № 6. – С.32-33.
4. Стрельников А.Н. Определение рациональных режимов работы цепных траншейных экскаваторов со скребковым рабочим органом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Стрельников Александр Николаевич ; СиБАДИ. – Омск, 2003. – 20 с.
5. Кокоуров Д.В. Определение рациональных режимов работы траншейных экскаваторов с фрезерно-роторным рабочим органом. : автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Кокоуров Дмитрий Владимирович ; Иркутский. гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2004. – 22 с.
5. Родин И.И. Основы проектирования экскаваторов непрерывного действия / И.И. Родин, Л.К. Соколов. – Красноярск, 1987. –226 с.
7. Быков А.В. Исследование конструктивно-кинематических параметров цепнобалочного рабочего органа универсальной землеройной машины: дис. ... канд. тех. наук / Быков Александр Владимирович. – К., 1986. – 205 с.

8. Школьный А.Н. Обоснование выбора конструктивных и технологических параметров исполнительного органа бесковшовых цепных траншеекопателей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Школьный Александр Николаевич; Томский гос. архитектур.-строит. ун-т. – Томск, 2006. – 23 с.

9. Вартанов С.Х. Перспективные направления развития технологии производства землеройных работ и конструкций траншейных экскаваторов / С.Х. Вартанов // Строительные и дорожные машины, 1991, № 9. – С.2-5.

10. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. М.: Машиностроение, 1975. – 422 с.

11. Карасев А.И. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Статистика, 1979. – 210 с.

12. Ветров Ю.А. Расчеты сил резания и копания грунтов. К.: Изд. Киевского университета. 1962. – 163 с.

13. Мусійко В.Д. Екскаватори поздовжнього копання [навчальний посібник] / В.Д. Мусійко. – К.: НТУ, ЗАТ "Віпол", 2008. – 240 с.

14. Хмара Л.А. Интенсификация рабочих процессов машин для земляных работ. – Дн-ск: ДИСИ, 1979. – 329 с.

15. Тархов А.И. О повышении производительности траншейных экскаваторов / А.И. Тархов, Е.Ф. Карелин, А.И. Федоров // Строительные и дорожные машины. – 1982, № 2. – с. 7-8.

16. Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. Теория и расчет / Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.

17. Ульянов Н.А. Основы теории и расчета колесного движителя землеройных машин / Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1962. – 207 с.



УКРАЇНА



# СВІДОЦТВО

про реєстрацію авторського права на твір

№ 75138

Літературний письмовий твір "Програма вибору параметрів робочих органів спеціальних землерийних машин безперервної дії, реалізована в середовищі **MATHCAD**"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) **Мусійко Володимир Данилович, Високович Євген Вадимович, Макій Юрій Анатолійович, Коваль Андрій Борисович, Корпач Анатолій Олександрович**

(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать **Національний транспортний університет, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010**

(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації

01.12.2017



Державний секретар Міністерства економічного розвитку і торгівлі України **О. Ю. Перевезенцев**





**МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ**  
**(Мінекономрозвитку України)**

вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, тел. 253-93-94, факс 226-31-81  
Web: <http://www.me.gov.ua>, e-mail: [meconomy@me.gov.ua](mailto:meconomy@me.gov.ua), код ЄДРПОУ 37508596

**Р І Ш Е Н Н Я**

**ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР**

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України розглянуло заяву  
**Національний транспортний університет, вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010**

(повне ім'я фізичної або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

заявка від 04.10.2017 № 75860

про реєстрацію авторського права на твір і прийняло рішення зареєструвати авторське право на службовий твір Літературний письмовий твір "Програма вибору параметрів робочих органів спеціальних землерийних машин безперервної дії, реалізована в середовищі MATHCAD"; Мусійко Володимир Данилович, Високович Євген Вадимович, Макій Юрій Анатолійович, Коваль Андрій Борисович, Корпач Анатолій Олександрович; Національний транспортний університет

(вид, повна, скорочена (за наявності) назва твору, повне ім'я, псевдонім (за наявності) автора (ів), повна офіційна назва роботодавця)

Внесення відомостей до Державного реєстру свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір та видача свідоцтва будуть здійснені за умови сплати збору за оформлення і видачу свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір відповідно до п.3 постанови Кабінету Міністрів України від 27 грудня 2001 року № 1756 "Про державну реєстрацію авторського права і договорів, які стосуються права на твір".

Якщо протягом трьох місяців від дати одержання заявником рішення про реєстрацію авторського права на твір Управління державних реєстрацій Департаменту інтелектуальної власності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України не одержало документ про сплату збору за оформлення і видачу свідоцтва у розмірі та порядку, визначених законодавством, або копію документа, що підтверджує право на звільнення від сплати зазначеного збору, заявка вважається відхиленою і реєстрація авторського права та публікація відомостей про реєстрацію Управлінням державних реєстрацій Департаменту інтелектуальної власності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України не проводиться.

Державний секретар  
Міністерства економічного розвитку  
і торгівлі України



ЗГІДНО З  
ОРИГІНАЛОМ



О. Ю. Перевезенцев

# ПРОГРАМА ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ, РЕАЛІЗОВАНА В СЕРЕДОВИЩІ MATHCAD.

Мусійко В.Д., Високович Є.В., Макій Ю.А., Коваль А.Б., Корпач А.О.

Національний транспортний університет, м. Київ

## Исходные данные

$ORIGIN := 1$        $k11 := 0.7 \cdot 10^6$        $Ag1 := 0.045 \cdot 10^6$       Уд.сопр. копанию, МПа  
 $\tau := 0.1 \cdot 10^6$       Сопр.грунта сдвигу  
 $C := 0.18$       Коэф. сопр. передвижению экскаватора  
 $A := 0.09$        $B := 3.38$        $n := 8$       Коэф-ты свойств грунта для тяговой х-ки

### ▣ Параметры машины

$\alpha := 45 \cdot \frac{\pi}{180}$       Наклон РО к горизонту, рад  
 $b := 0.65$       Ширина траншеи, м  
 $H := 3.3$       Глубина траншеи, м  
 $G := 40000$       Вес экскаватора, Н  
 $l := 1.6$       Шаг скребков  
 $bz := 0.02$        $iz := 2$       Ширина зуба (м) и количество зубьев на балке  
 $ez := 0.08$       Высота зуба, м

$Nen := 121$        $nen := 2100$        $Men := 550$        $\omega_n := nen \cdot \frac{\pi}{30}$       Мощность метателя учтена в ур-ии для M1 (коэф.= 1.3)

Коэф-ты к внешней х-ке ДВЗ:  
 корректорная ветвь      регуляторная ветвь

$a1 := -0.67 \cdot \frac{Men \cdot 30}{\pi \cdot nen}$        $a2 := -10 \cdot \frac{Men \cdot 30}{\pi \cdot nen}$

$b1 := Men \cdot 1.67$        $b2 := 11 \cdot Men$

$\eta1 := 0.8$       КПД приводов РО  
 $\eta2 := 0.8 \cdot 0.94$       и хода

$r := \frac{326.6}{2 \cdot 1000} = 0.163$        $R := 0.64$       Радиусы звездочки РО и колеса хода, м

$i1 := 22.605$       Передат. число редуктора привода РО -табл.6.1

$i2 := 1.0714$       Передат. число привода насоса хода

$i := 75.304 \cdot 2.053 \cdot 4.444 \cdot 4.588 = 3.152 \times 10^3$       Передат. число ходоуменьшителя

$Q2 := 25 \cdot 10^{-6}$       Рабочий объем насоса привода хода

$q2 := 25 \cdot 10^{-6}$       Рабочий объем гидромотора привода хода

### ▣ Параметры машины

### ▣ Начальные приближения неизвестных

$\beta := 0.7$        $h := 0.05$        $P := 3000$        $W := 40000$        $\delta := 0.05$        $\omega := 220$        $p2 := 16$        $M1 := 20000$   
 $M2 := 20$        $\omega1 := 10$        $\omega2 := 580$        $V1 := 1$        $V2 := 0.04$        $k1 := 0.4$

### ▣ Начальные приближения неизвестных



Система уравнений

+

### Система уравнений

Given

$$\beta = \text{atan}\left(V1 \cdot \frac{\sin(\alpha)}{V1 \cdot \cos(\alpha) + V2}\right) \quad h = \frac{V2}{V1} \cdot 1 \cdot \sin(\beta)$$

$$k1 = \begin{cases} \left(k11 + \frac{Ag1}{h}\right) & \text{if } h \leq 0.20 \\ (k11) & \text{if } h > 0.20 \end{cases} \quad P = \begin{cases} \left(k1 \cdot b \cdot h \cdot \frac{1.7}{1}\right) & \text{if } h \leq ez \\ \left[k1 \cdot b \cdot h \cdot \frac{1.7}{1} + \tau \cdot (b - bz \cdot iz) \cdot (h - ez) \cdot 2\right] & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Сила тяги } W = C \cdot (G + P \cdot \sin(\alpha)) + P \cdot \cos(\alpha)$$

$$\frac{M1}{i1} + \frac{M2}{i2} = \begin{cases} (a1 \cdot \omega + b1) & \text{if } \omega < \omega_n \\ (a2 \cdot \omega + b2) & \text{if } \omega \geq \omega_n \end{cases} \quad \delta = A \cdot \left(\frac{W}{G + P \cdot \sin(\alpha)}\right) + B \cdot \left(\frac{W}{G + P \cdot \sin(\alpha)}\right)^n$$

$$p2 = W \cdot \frac{R}{q2 \cdot i}$$

$$M1 = P \cdot r \cdot 1.3$$

$$M2 = Q2 \cdot f2 \cdot \frac{p2}{\eta2}$$

$$\omega1 = \frac{\omega}{i1}$$

$$\omega2 = Q2 \cdot f2 \cdot \frac{\omega}{q2 \cdot i2}$$

Частота вращения вед. звездочки и г/мотора хода

$$V1 = \omega1 \cdot r$$

$$V2 = \omega2 \cdot (1 - \delta) \cdot \frac{R}{i}$$

Скорости цепи и хода

$$XX(f2) := \text{Find}(\beta, h, P, W, \delta, \omega, p2, M1, M2, \omega1, \omega2, V1, V2, k1)$$

Система уравнений

Расшифровка результатов при разных f2

$$f2 := 1, 1.5 \dots 4$$

$$\beta, \text{рад} \quad \delta$$

$$f2 = \quad XX(f2)_1 = \quad XX(f2)_5 =$$

|     |       |       |
|-----|-------|-------|
| 1   | 0.768 | 0.027 |
| 1.5 | 0.759 | 0.028 |
| 2   | 0.751 | 0.029 |
| 2.5 | 0.742 | 0.03  |
| 3   | 0.734 | 0.031 |
| 3.5 | 0.726 | 0.034 |
| 4   | 0.719 | 0.036 |

$$N1(f2) := XX(f2)_8 \cdot \frac{XX(f2)_6}{i1 \cdot 1000} \quad N2(f2) := XX(f2)_9 \cdot \frac{XX(f2)_6}{i2 \cdot 1000}$$

$$K1(f2) := \frac{N2(f2)}{N1(f2)} \quad E(f2) := \frac{N1(f2) + N2(f2)}{XX(f2)_{13} \cdot b \cdot H \cdot 3600}$$

$$\Pi(f2) := XX(f2)_{13} \cdot b \cdot H \cdot 3600$$

| $\omega, \text{с}^{-1}$ | $p2, \text{Па}$    | $M1, \text{Нм}$    | $M2, \text{Нм}$ | $\omega1, \text{с}^{-1}$ | $\omega2, \text{с}^{-1}$ |
|-------------------------|--------------------|--------------------|-----------------|--------------------------|--------------------------|
| $XX(f2)_6 =$            | $XX(f2)_7 =$       | $XX(f2)_8 =$       | $XX(f2)_9 =$    | $XX(f2)_{10} =$          | $XX(f2)_{11} =$          |
| 231.978                 | $3.679 \cdot 10^5$ | $5.353 \cdot 10^3$ | 12.231          | 10.262                   | 216.519                  |
| 230.644                 | $3.872 \cdot 10^5$ | $5.958 \cdot 10^3$ | 19.31           | 10.203                   | 322.91                   |
| 229.309                 | $4.062 \cdot 10^5$ | $6.55 \cdot 10^3$  | 27.005          | 10.144                   | 428.054                  |
| 227.972                 | $4.247 \cdot 10^5$ | $7.131 \cdot 10^3$ | 35.297          | 10.085                   | 531.948                  |
| 226.466                 | $4.457 \cdot 10^5$ | $7.789 \cdot 10^3$ | 44.451          | 10.018                   | 634.122                  |
| 223.893                 | $4.841 \cdot 10^5$ | $8.993 \cdot 10^3$ | 56.333          | 9.905                    | 731.402                  |
| 221.324                 | $5.217 \cdot 10^5$ | $1.017 \cdot 10^4$ | 69.377          | 9.791                    | 826.297                  |

Расшифровка результатов при разных f2

## 2 Модель підсистеми «робоче обладнання – ґрунт»

ORIGIN := 1

ДАНО

|                           |                    |                        |         |
|---------------------------|--------------------|------------------------|---------|
| bp := 3                   | ширина зуба, см    | ψ := 0.4               |         |
| α <sub>рез</sub> := 55    | угол резания, град | β := 40                |         |
| k <sub>бок</sub> := 0.667 |                    | μ <sub>1</sub> := 0.5  |         |
| y := 0.2                  |                    | ρ := 1800              | C := 16 |
| b := 0.6                  | ширина траншеи, м  | kp := 1.1              |         |
| H := 3.3                  | глубина траншеи, м | μ <sub>2</sub> := 0.7  |         |
| l <sub>заб</sub> := 4.0   | длина забоя, м     | η <sub>po</sub> := 0.8 |         |
| α := 45                   | наклон РО          | ен := 0.81             |         |
| V <sub>1</sub> := 1.62    | скорость цепи, м/с |                        |         |

РАСЧЕТ

$$h_{кр} := 3 \cdot bp = 9 \quad V_2 := \frac{71}{3600} = 0.02$$

$$a := 2 \cdot h_{кр} \cdot k_{бок} \cdot \frac{\cot(45 \cdot \text{deg})}{100} = 0.12$$

$$i_{л} := 9 \quad \text{число линий резания} \quad t_6 := 0.25 \quad \text{шаг балок, м}$$

$$z_6 := \text{round}\left[\frac{(i_{л} + 1)}{2}\right] = 5 \quad \text{число балок в группе}$$

$$T := t_6 \cdot z_6 = 1.25 \quad \text{шаг группы балок, м}$$

$$\beta := 30 \cdot \text{deg} \quad \beta := \frac{\text{atan}\left(V_1 \cdot \frac{\sin(\alpha \cdot \text{deg})}{V_1 \cdot \cos(\alpha \cdot \text{deg}) + V_2}\right)}{\text{deg}} = 44.511$$

$$h := \frac{V_2}{V_1} \cdot l_{заб} \cdot \sin(\beta) = 0.025$$

$$P01 := 9.8 \cdot C \cdot h_{кр}^{1.35} \cdot (1 + 0.1 \cdot bp) \cdot \left[1 - \frac{(90 - \alpha_{рез})}{180}\right] \cdot ен \cdot \frac{l_{заб}}{T \cdot 10} = 826.508$$

$$P02 := \psi \cdot P01 = 330.603$$

$$P03 := \sqrt{P01^2 + P02^2} = 890.177$$

$$P1 := P03 \cdot \frac{0.98}{100} = 8.724 \quad \text{сила резания на первом зубе, кН}$$

составляющая силы копания подъему грунта, кН

$$P2 := h_{кр} \cdot b \cdot l_{заб} \cdot kp \cdot \rho \cdot \frac{9.81}{100000} \cdot [\mu_2 \cdot \sin[(90 - 50) \cdot \text{deg}] + \cos[(90 - 50) \cdot \text{deg}]] = 5.102$$

$$P3 := P02 \cdot \frac{\mu_1}{1000} = 0.165 \quad \text{составляющая силы копания от трения РО по грунту, кН}$$

Полная сила копания по Зеленину, кН

$$P_K := \frac{[P1 + P2 + P3 + 0.85 \cdot 2 \cdot (z_6 - 1) \cdot (P1 + P3)]}{\eta_{po}} = 93.045$$

+

$$N1 := V1 \cdot \frac{2P_K}{0.8} + 2 \cdot 15 \cdot 0.87 = 402.933$$

$$N2 := V2 \cdot \frac{2 \cdot P_K}{0.7} \cdot \cos(\alpha \text{ deg}) = 3.707$$

$$\Pi := (2 \cdot b + 0.7) \cdot H \cdot V2 \cdot 3600 = 445.17$$

$$E := \frac{(N1 + N2)}{\Pi} = 0.913$$