

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ ЛОТКОВИХ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ ВУЗЛІВ БЕЗКІВШЕВИХ РОТОРНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Мусійко В.Д., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, musvd@i.ua, orcid.org/0000-0001-9983-3296

Коваль А.Б., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, kandr@i.ua, orcid.org/0000-0003-1295-8200

Пацьора Д.І., Національний транспортний університет, Київ, Україна, dpatsora@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9515-3672

DETERMINATION OF THE RATIONAL PARAMETERS FOR THE CONSTRUCTION OF THE TRAY DISCHARGE ASSEMBLY OF THE BUCKETLESS ROTARY IMPLEMENTS OF THE TRENCHING EXCAVATORS

Musiiko V.D., Doctor of Technical Science, National Transport University, Kiev, Ukraine, musvd@i.ua, orcid.org/0000-0001-9983-3296,

Koval A.B., Ph.D. Engineering, National Transport University, Kyiv, Ukraine, kandr@i.ua, orcid.org/0000-0003-1295-8200

Patsora D.I., National Transport University, Kyiv, Ukraine, dpatsora@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9515-3672

Постановка проблеми та її актуальність. Вирішення задачі підвищення продуктивності землерийних машин безперервної дії пов'язано з необхідністю виконання в стислі терміни значних об'ємів земляних робіт. Насамперед це стосується виконання земляних робіт під час будівництва і реконструкції нафто- та газопроводів, водопровідних систем, під час виконання меліоративних та дренажних робіт. Найбільш дешевим і ефективним способом створення протяжних виїмок в ґрунтах слід вважати їх відкопування траншейними екскаваторами.

Для виконання всього комплексу земляних робіт спроектовані, виготовлені та використовуються різноманітні за конструкцією траншейні екскаватори з ланцюговими і роторними робочими органами, чим забезпечуються багатоплановість споруджуваних траншей різних розмірів і технологічного призначення. Широкого поширення набули машини з ланцюговими робочими органами як ківшевими так і скребковими, роторними – як ківшевими, так останнім часом і безківшевими.

В Україні і за кордоном розроблені та використовуються різні конструкції траншейних екскаваторів з ланцюговими ківшевими або скребковими робочими органами [1].

Ці екскаватори здатні ефективно розробляти траншеї прямокутного або трапецієподібного профілю, лінійні розміри яких сягають у глибину до 6 м, ширину по дну до 1,0 м, по верху до 2,8 м в ґрунтах 1-3 категорії та мерзлих ґрунтах. Продуктивність екскаваторів, залежно від умов роботи, коливається в межах 200-1200 м³/год. Конструкцію робочих органів таких машин можна вважати максимально досконалою.

Аналізуючи показники роботи ланцюгових і роторних траншейних машин, слід відзначити, що у роторних, за відомими даними досліджень [2], розподіл потужності двигуна між роботою копання, підйому ґрунту, переміщення машини і приводу розвантажувального конвеєра більш сприятливий, ніж у ланцюгових. На роботу копання у них за швидкості ходу 100 м/год. витрачається від 67-69 % потужності у великих машин проти 39-41 % у ланцюгових траншеєкопачів. За умови збільшення швидкості ходу до 200 м/год ці цифри становлять 53-54 % у роторних машин проти 31-34 % у ланцюгових. Слід зазначити порівняно низьку енергоємність розробки ґрунту роторними робочими органами [3] траншейних екскаваторів.

Однак роторні ківшеві робочі органи траншейних екскаваторів мають і свої недоліки, а саме: продуктивність машин лімітується ємністю ківшів і умовами їх розвантаження [4].

Для виконання земляних робіт останнім часом розроблені конструкції та виготовлені землерийні машини, обладнані роторними безківшевими робочими органами. Роторний робочий

орган безківшевого типу (рисунок 1) являє собою вертикальний диск 1, на якому по периметру перпендикулярно площині диска встановлені поперечні траверси 2, із закріпленими на них зубами 3 [5]. Ротор обертається на осі, встановленій у підшипниках рами 4. З обох сторін на вертикальному диску встановлені кільцеві обичайки 5. Простори ротора, обмежені верхньою кільцевою обичайкою і внутрішньою поверхнею траверс, будемо надалі називати внутрішніми кільцевими порожнинами (ВКП). Зовнішньою кільцевою порожниною (ЗКП) будемо називати простір, обмежений ріжучими кромками зубів та внутрішніми поверхнями траверс. На рамі 5 позаду ротора встановлюється зачисний башмак 6, призначення якого – очищати траншею від просипаного ґрунту і створювати додатковий підпір при виносі ґрунту із забою. Розвантаження робочого органа здійснюється на обидві сторони траншеї ґрунтознімачами 7, що встановлені по обидві сторони диска ротора під певним кутом до нього.

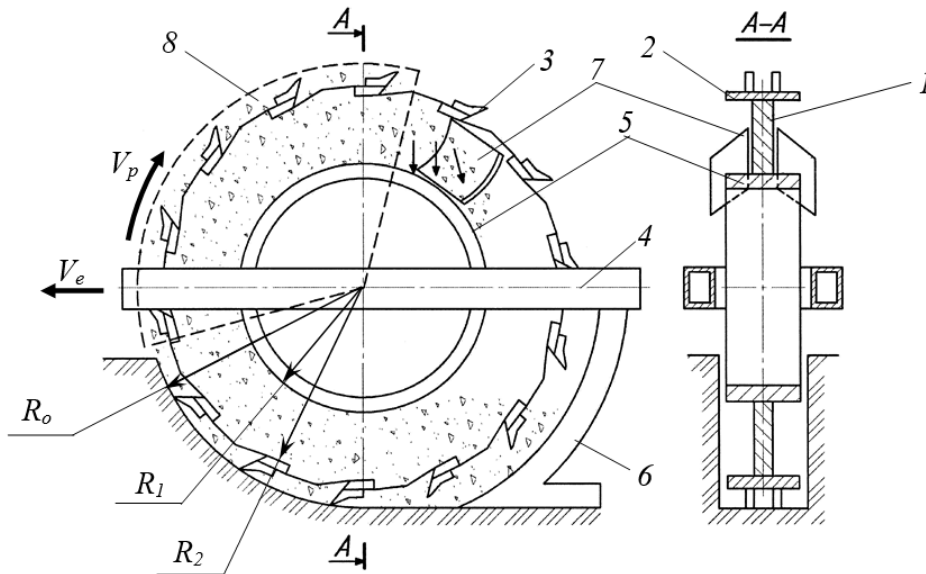


Рисунок 1 – Роторний безківшевий робочий орган: 1 – центральний диск; 2 – траверса; 3 – ріжучий елемент; 4 – рама; 5 – обичайка; 6 – зачисний башмак; 7 – ґрунтознімач; 8 – кожух
 Figure 1 – Rotary bucketless implement: 1 – central disc; 2 – crossarm; 3 – cutter; 4 – frame; 5 – shell; 6 – clean-up bearing plate; 7 – soil remover; 8 – encasement

Робочий процес безківшевого ротора полягає в послідовному відділенні від масиву стружок ґрунту за допомогою ріжучих елементів (зубів), розташованих по радіусу R_o під час обертання ротора зі швидкістю V_p і подачі його на забій зі швидкістю V_e , (рисунок 1). Відокремлений від масиву ґрунт під деяким напірним зусиллям стружки надходить у внутрішні кільцеві робочі порожнини. Ці порожнини характеризуються радіусами R_1 і R_2 та шириною ротора за винятком товщини диска. Поступово накопичуючись там, ґрунт заклинюється у кожній з двох внутрішніх кільцевих робочих порожнин за рахунок сили тяжіння, відцентрової сили, сили бокового розпору ґрунту, напору стружки що зрізається і в результаті дії сил тертя по поверхням кільцевої порожнини виноситься із забою. За такої умови ґрунт, що виноситься, долає сили тертя об стінки траншеї, стінки кожуха ротора 8 (якщо він встановлений), складову сили тяжіння самого ґрунту що виноситься, складову загальної сили напору стружки, яка зрізується, і силу відпору розвантажувальних скребків.

Підвищена увага до створення високопродуктивних конструкцій робочих органів безківшевого типу пояснюється їх передбачуваними перевагами порівняно з роторними ківшевими та ланцюговими скребковими і ківшевими робочими органами, а саме:

- теоретична продуктивність безківшевого ротора по виносу ґрунту з забою вище, ніж ківшевих і скребкових тому, що ґрунт може транспортуватися з траншеї суцільним потоком, а не окремими порціями;

- конструкції робочих органів дозволяють реалізувати на їх приводі будь-яку потужність, що підводиться до них;

- примусове розвантаження робочого органа виключає введення обмеження на швидкість різання ґрунту і дає можливість розробляти ґрунти на підвищених швидкостях різання;

– конструкція роторного безківшевого робочого органа більш проста і менш металоемна, ніж робочого органа екскаватора роторного ківшевого або ланцюгового скребкового.

Таким чином, роторні безківшеві робочі органи мають основні переваги роторних ківшевих робочих органів перед ланцюговими і, разом з цим, мають ряд переваг перед ними. Наукового вирішення потребують питання оптимізації конструкції окремих вузлів та робочого органа в цілому з точки зору забезпечення мінімізації енергомісткості розробки ним ґрунту, насамперед процесу розвантаження розробленого ґрунту з робочого органу.

Аналіз результатів останніх досліджень і публікацій. Робочий процес траншейних роторних екскаваторів полягає в суміщенні двох робочих рухів: подачі робочого органу на забій зі швидкістю V_e і різання ґрунту зі швидкістю V_p . Перший із цих рухів забезпечується за рахунок переміщення машини, другий – шляхом обертання з відомою частотою ківшевого ротора заданих лінійних розмірів. Водночас ґрунт, що відокремлюється різцями ківшів від масиву, піднімається в ківшах із забою до верхньої точки ротора. Під дією сил гравітації він зсипається звідти в приймальний пристрій конвеєра розвантажувального вузла екскаватора, яким і переміщується далі в відвал або в транспортний засіб.

Технічна продуктивність траншейного екскаватора по забою Π_3 визначається згідно залежності:

$$\Pi_3 = F_{тр} \cdot V_e, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (1)$$

де $F_{тр}$ – площа поперечного перерізу траншеї, що розробляється, м^2 ;

V_e – швидкість переміщення, $\text{м}/\text{год}$.

Продуктивність безківшевих роторних робочих органів з виносу ґрунту з забою Π_6 визначається з виразу:

$$\Pi_6 = n \cdot F_k \cdot V_p \cdot k_n, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2)$$

де, n – число робочих порожнин;

F_k – площа поперечного перерізу робочих порожнин ротора, м^2 ;

V_p – швидкість різання ґрунту, $\text{м}/\text{с}$;

k_n – коефіцієнт проковзування ґрунту в робочих порожнинах ротора.

Аналіз наведеної залежності показує, що продуктивність БРРО з виносу прямо пропорційна обсягу робочих порожнин ротора і швидкості переміщення ґрунту із забою в зону розвантаження. Одна із основних переваг безківшевих роторних робочих органів – виключення обмежень на швидкість різання ґрунту. Це забезпечується застосуванням примусового розвантаження робочих порожнин ротора. Розробка ґрунтів траншейними екскаваторами можлива тільки за умови $\Pi_6 > \Pi_3$, тобто продуктивність машини визначається вищою здатністю її робочого органу.

Традиційно, розвантаження безківшевих роторних робочих органів здійснюється пасивними ґрунтознімачами, що введені у внутрішні кільцеві робочі порожнини та розміщені в задній частині ротора над денною поверхнею ґрунту (рисунок 1). Така конструкція є працездатною і використовується на машинах ЕТР-132, ЕТР-134, ЕТР-137. Однак, вказаний спосіб розвантаження та конструкція розвантажувального вузла не забезпечують повну очистку роторного робочого органа від транспортованого з забою ґрунту, особливо вологого та липкого. В наявності перенесення розробленого ґрунту знову в забій, на дні траншеї мають місце залишкові просипи ґрунту об'єм яких на деяких режимах роботи досягає 20 % об'єму відкопаної траншеї. Це суттєво збільшує величину зовнішніх навантажень в режимі копання ґрунту. Крім того, розроблений ґрунт, внаслідок неефективного розвантаження робочого органа, попадає під нижні площини рами робочого органа, підпресовується там, що збільшує величину сили тяги, яка витрачається на переміщення робочого органа в режимі копання ґрунту [6].

З метою вирішення зазначеної проблеми нами було виконано комплекс досліджень з підвищення ефективності розвантаження робочих органів землерийних машин безперервної дії та розроблено компоувальну схему і конструктивне рішення двоступеневого вузла розвантаження безківшевих роторних робочих органів [5, 6].

Суть технічної пропозиції полягає в тому, що безківшевий роторний робочий орган траншейного екскаватора, який включає встановлений на рамі робочого органа ротор, оснащений ріжучими елементами і встановлений на кінці рами розвантажувальний вузол традиційної конструкції з бермоутворювачами оснащено додатковим розвантажувальним вузлом лоткового типу. Вузол включає в себе два симетрично розміщених відносно ротора лотки, встановлені на рамі в передній частині ротора [5].

В даному випадку перший розвантажувальний вузол забезпечує розвантаження ґрунту із внутрішніх кільцевих робочих порожнин, а задній з бермоутворювачами – зовнішньої кільцевої робочої порожнини. Кожен із лотків складається з основної направляючої поверхні (днища лотка), передньої стінки та відвальної поверхні, що виконує функцію ґрунтознімача. Водночас передні стінки лотків з'єднані між собою за допомогою перемички [5, 6].

Вказане технічне рішення спрямовано на реалізацію сформульованої нами наукової гіпотези, суть якої полягає в тому, що сили напору потоку розробленого ґрунту, який транспортується ротором із забою, достатньо для забезпечення його розвантаження із внутрішніх кільцевих робочих порожнин ротора та переміщення його в бруствер на сторону від відкопаної траншеї без використання додаткових привідних пристроїв.

Вилучення ґрунту під час транспортування його із забою у внутрішніх кільцевих порожнинах безківшевого роторного робочого органу здійснюється ґрунтознімачами. Конструкція ґрунтознімача має забезпечувати мінімальний опір руху потоку транспортованого ґрунту, змінюючи при цьому напрямок його переміщення.

Питання переміщення ґрунту по різних поверхнях досить добре вивчено [7]. Аналітичні дослідження академіка В.П. Горячкіна [8], більш пізні роботи з теорії лемешно-відвальних поверхонь Л.Б. Гаячева [9] і ряд інших робіт у цій галузі присвячені вдосконаленню форми відвальних поверхонь робочих органів ґрунтообробних і землерийних машин, наприклад, плужних каналокочахів. Запропоновані форми відвальних поверхонь забезпечують переміщення по ним пластів ґрунту та їх подальшу оборотність. Це досягається шляхом надання відвальній поверхні особливої конфігурації.

Встановлено, що найменш навантаженою при інших рівних умовах є конструкція лемешів з прямим профілем робочої поверхні. Зміна профілю на більш складний (ламаний або опукло-увігнутий) призводить до зростання навантаження на нього з боку переміщуваного матеріалу близько 50 % [10].

Функціональним призначенням ґрунтознімачів безківшевих роторних робочих органів є зміна напрямку переміщення ґрунтових потоків, Тому, при виборі конструктивних параметрів ґрунтознімачів не доцільно використовувати рекомендації з вибору достатньо складних в конструктивному плані плужних відвальних поверхонь, що мають інше функціональне призначення.

Найбільш прийнятною для використання в якості ґрунтознімача безківшевого роторного робочого органу, що вилучає ґрунт із внутрішньої кільцевої робочої порожнини на сторону від траншеї, представляється конструкція типу відвалу автогрейдера, або косо поставленого відвалу бульдозера. Взаємодію відвальних робочих органів землерийних машин з ґрунтом найбільш повно відображено в роботах М.Г. Домбровського [2], О.М. Зеленіна [11], В.І. Баловнева [12] та ін. Серед факторів, що визначають опір переміщенню ґрунту вздовж відвальних поверхонь, досліджено вплив форми робочої поверхні відвалу. Доведено, що мінімальний опір переміщенню ґрунту по відвалу автогрейдера забезпечується в разі постійності радіуса кривизни його робочої поверхні. Дослідженнями К.А. Артем'єва, М.В. Воронцова [13] визначено, що одним з найважливіших чинників, які впливають на опір переміщенню ґрунту уздовж відвалу, є кут установки його до поздовжньої вісі машини. Встановлено, що оптимальним, з точки зору мінімізації опору переміщенню ґрунту уздовж відвалу автогрейдера, є кут $50^\circ \dots 60^\circ$. З урахуванням наявних результатів теоретичних і експериментальних досліджень можна припустити, що конструкція ґрунтознімача безківшевого ротора повинна мати вид відвальної поверхні, введеної у внутрішню кільцеву порожнину ротора, і мати профіль постійного радіуса кривизни R .

Кут встановлення ґрунтознімача відносно вектора швидкості руху потоку ґрунту у внутрішній кільцевій порожнині ротора (до площини його центрального диска) на підставі вищевикладеного повинен вибиратися в межах $50^\circ \dots 60^\circ$. Надалі раціональна величина кута встановлення ґрунтознімача до площини центрального диска ротора, як і його довжина, уточнюються експериментально.

Метою дослідження є визначення раціональної траєкторії переміщення ґрунту з безківшевого роторного робочого органу траншейного екскаватора на розвантаження та на її основі форми днища розвантажувального лотка.

Основна частина.

Відповідно вимогам до розвантажувального вузла безківшевого роторного робочого органу потік ґрунту, вилучений з його внутрішньої кільцевої порожнини, необхідно перемістити на певну відстань від траншеї в бруствер. У процесі переміщення ґрунту слід виключити його взаємодію з денною поверхнею забою. Це можливо у випадку, якщо потік ґрунту транспортується у відвал з якої-небудь направляючої поверхні (днища лотка, наприклад), піднятої над поверхнею забою. Тобто

грунт, що транспортується ротором із забою, необхідно перемістити в дежку точку A , що знаходиться на висоті H над рівнем денної поверхні забою та на певній відстані DM від відкопаної траншеї (рисунок 2). Суть завдання в даному випадку зводиться до визначення раціональної траєкторії переміщення ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини ротора на розвантаження, рух якою супроводжується мінімальним опором цьому переміщенню та форму якої повинна, в кінцевому рахунку, мати направляюча поверхня (днище лотка).

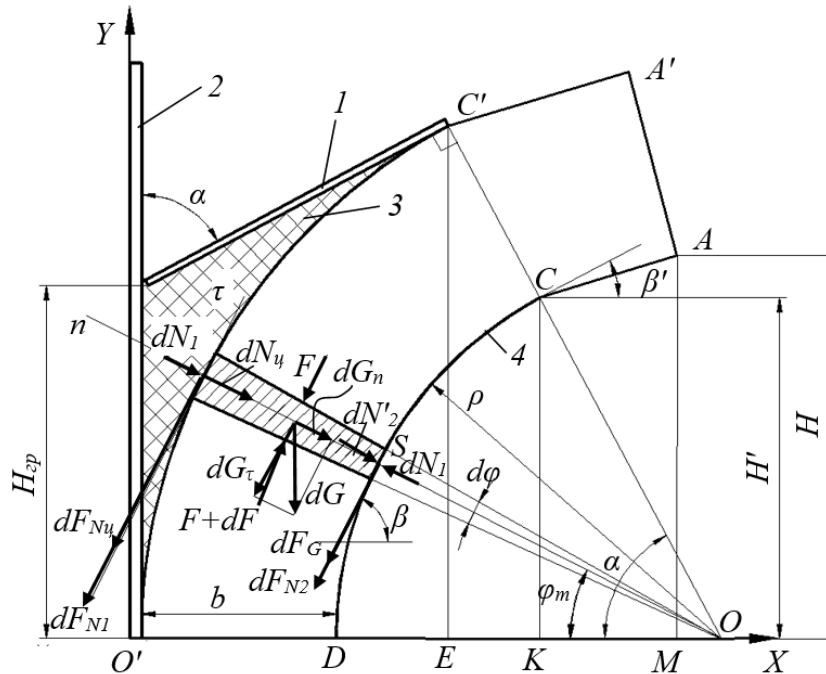


Рисунок 2 – Розрахункова схема транспортування ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини безківшевого ротора у відвал: 1 – ґрунтознімач; 2 – центральний диск ротора; 3 – зона ущільненого ґрунту; 4 – напрямна поверхня

Figure 2 – The structural design of the soil transportation from the inner circular cavity of the bucketless rotor to the dump: 1- soil remover, 2- central disk of the rotor, 3- soil compaction zone, 4- guiding surface

Найбільш доцільним є визначення шуканої траєкторії переміщення ґрунту з ротора у відвал в прив'язці до центрального диска ротора і денної поверхні забою. Рішення задачі розглядається в системі координат $XO'Y$, коли вісь $O'Y$ розташована в площині диска ротора, а вісь $O'X$ на рівні денної поверхні забою.

Переміщення ґрунту на висоту H , під час розвантаження ротора, повинно виключати появу додаткового опору цьому переміщенню з боку ґрунту у відвалі, значить консоль днища розвантажувального лотка має бути вільною. Дальність транспортування ґрунту у відвал DM визначається технологічними вимогами до траншеї, що відкопується.

Приймемо, що траєкторія транспортування ґрунту з точки D в точку A (відрізок AD) містить ділянку DC вилучення ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини ротора (зона встановлення ґрунтознімача) і ділянку AC переміщення ґрунту поза зоною його впливу. Переміщення ґрунту на розвантаження на кожному з виділених ділянок шуканої траєкторії має свої особливості. Координата точки C ($X=O'K$, $Y=H$) траєкторії переміщення ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини ротора, в загальному випадку визначаються її шириною – b , вильотом ґрунтознімача $O'E$, кутковою координатою його встановлення α і висотою розташування кромки ґрунтознімача над рівнем денної поверхні забою H_{sp} . Аналіз відомих результатів досліджень з вибору напрямних поверхонь, оптимальних з точки зору мінімізації сил опору переміщенню ґрунту ними, дає можливість стверджувати, що найбільш прийнятною є поверхня, профіль якої близький до параболічного [14]. Подальше переміщення ґрунту на ділянці повинно здійснюватися поверхнею найменшої довжини (прямою плоскою площиною), що забезпечує мінімальний опір переміщуваному по ній ґрунту.

Згідно зі схемою (рисунок 2), потік ґрунту, що транспортується із забою у вертикальній площині, відхиляється ґрунтознімачем і переміщується в точку C по напрямній поверхні, форма якої описується шуканою траєкторією. Одночасно, в місці контактування ґрунту з ґрунтознімачем, згідно

[15], утворюється застійна зона ґрунту. Профіль поверхні застійної зони, що контактує з потоком ґрунту, має конфігурацію аналогічну кривизні потоку. Іншими словами, кривизна застійної зони адекватна кривизні направляючої поверхні, що в нашому випадку забезпечує постійну ширину потоку ґрунту на ділянці DC .

З урахуванням вищевикладеного, координата точки C , визначається з умови забезпечення рівності ширини потоку на вході і виході ділянки DC – зони встановлення ґрунтознімача. Для цього величина відрізка CC' , розташованого на нормалі до зовнішньої частини ґрунтознімача, що визначає перетин потоку на виході з розглянутої ділянки, приймається рівною ширині внутрішньої кільцевої порожнини ротора b . Положення точки C на шуканій траєкторії в обраній системі координат $XO'Y$ визначається координатами:

$$X_C = (H_{гр} + l_{гр} \cdot ctg\alpha) \cdot tg\alpha - \left(\frac{H_{гр}}{\cos\alpha} + l_{гр} - b\right) ctg\alpha; Y_C = H' = H_{зп} \cdot tg\alpha + l_{зп} \cdot \sin\alpha - b \cdot \sin\alpha. \quad (3)$$

Для вирішення поставленого завдання приймаємо наступні припущення:

- переміщення ґрунту на розвантаження здійснюється в площині, перпендикулярній диску ротора;
- ширина потоку ґрунту незмінна і дорівнює ширині внутрішньої кільцевої порожнини ротора;
- ділянка DC траєкторії переміщення ґрунту на розвантаження в загальному вигляді описується ступеневою функцією виду:

$$y = ax^n, \quad (4)$$

де $a > 0$; $n > 0$.

Згідно з розрахунковою схемою, запис обраної ступеневої функції в полярних координатах з центром в точці O дозволяє визначити радіус-вектор ρ , що описує шукану траєкторію переміщення ґрунту. Точка O при цьому знаходиться на перетині нормалі до зовнішньої частини ґрунтознімача і рівнем денної поверхні ґрунту. Значення ρ_m визначається з рівняння:

$$a(\rho - \rho_T \cos\phi_T)^n - \rho_T \sin\phi_T = 0, \quad (5)$$

де ρ_m – поточне значення радіус-вектора ρ ;

ϕ_m – поточне значення кута повороту радіус-вектора в діапазоні $0 \leq \phi_m \leq \alpha' = \alpha = 60^\circ$;

ρ° – значення ρ_m за $\phi_m = 0$, $\rho^\circ = DO$.

Коефіцієнти a і n для ступеневої функції знаходяться при реалізації припущення про незмінність ширини потоку ґрунту, що транспортується, на ділянці DC . В такому випадку можна стверджувати про відповідність кута α встановлення ґрунтознімача до площини диска ротора і кутового коефіцієнта K_α дотичної до криволінійної направляючої поверхні, що описується кривою шуканої траєкторії в точці C , тобто:

$$K_\alpha = \frac{dy}{dx} = a \cdot n \cdot (O'K - b)^{n-1} = tg\beta', \quad (6)$$

де β' – кут нахилу дотичної до кривої в точці C до осі $O'X$;

α – кут установки ґрунтознімача.

Позначимо співвідношення необхідної висоти підйому ґрунту в процесі переміщення по напрямній до висоти підйому по напрямній:

$$Q = \frac{H}{O'K - b}. \quad (7)$$

Значення коефіцієнта n рівняння, що описує шукану траєкторію, визначається згідно з виразом:

$$\frac{y_c}{(O'K - b)^n} n (O'K - b)^{n-1} = tg\beta', \quad n = \frac{tg\beta' (O'K - b)}{y_c}. \quad (8)$$

Зі спільного вирішення рівнянь (6) і (8) отримаємо:

$$n = \operatorname{tg} \beta' \cdot Q. \quad (9)$$

Значення коефіцієнта a , в такому випадку, визначиться з рівняння:

$$a = Q \cdot (O'K - b)^{1-n}. \quad (10)$$

Таким чином, шукана траєкторія переміщення ґрунту на ділянці DC описується параболічною залежністю виду:

$$y = a \cdot (O'K - b)^n, \quad (11)$$

коефіцієнти якої визначаються згідно з залежностями (9), (10).

У кінцевому рахунку рівняння (4)-(11) являють собою математичну модель раціональної траєкторії переміщення ґрунту на розвантаження з внутрішньої кільцевої порожнини ротора в зоні встановлення ґрунтознімача.

З урахуванням прийнятої вихідної передумови про виключення впливу відсипаного відвалу ґрунту на процес переміщення ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини ротора на розвантаження та з урахуванням результатів аналізу існуючих конструкцій безківшевих роторних робочих органів траншейних екскаваторів, фактичні значення Q знаходяться в межах $1 < Q < 2,5$.

Для оцінки величини опору переміщенню потоку ґрунту по направляючій поверхні, профіль якої описується рівнянням кривої шуканої траєкторії, і чисельного визначення її параметрів, при яких цей опір мінімальний, розглянемо процес силової взаємодії потоку ґрунту з направляючою поверхнею.

Відповідно до розрахункової схеми (рисунок 2) на виділеній елементарній ділянці dy потоку ґрунту діє сила напору $F+dF$, яка переміщує його, і сила F , яка перешкоджає цьому переміщенню. Дія цих сил зумовлює виникнення сил внутрішнього розпору ґрунту, реакціями на які з боку зони ущільнення і на прямої поверхні, профіль якої відповідає шуканій траєкторії, є сили dN_1 і dN_2 відповідно. Переміщення ґрунту елементарної ділянки по криволінійній траєкторії призводить до виникнення відцентрової сили і реакції dN_q на неї з боку поверхні ґрунтового ущільнення. Взаємодія ґрунту елементарної ділянки з направляючою поверхнею і застійною зоною ґрунтового ущільнення зумовлює виникнення сил тертя dF_{N_2} , dF_{N_1} і dF_u , що перешкоджають переміщенню ґрунту. Значення сил тертя ґрунту, що транспортується, визначатимуться також складовою сили тяжіння dG ґрунту вибраної елементарної ділянки dF_G .

Під час виведення рівняння руху потоку ґрунту в якості системи координат вибираємо рухому систему координат, центр обертання радіус-вектора ρ якої проходить через точку перетину горизонталі, розташованої на рівні денної поверхні забою і нормалі до зовнішньої частини ґрунтознімача. Вісь n є продовженням радіуса вектора ρ і утворює криву CD .

Сила тертя ґрунту елементарної ділянки dF'_{N_2} об направляючу поверхню направлена по дотичній до її твірної. Відповідно, сила реакції dN_2 , яка її викликала, перпендикулярна лінії дії сили тертя dF_{N_2} і спрямована під деяким кутом γ до вибраної осі. Значення кута γ визначаються в загальному випадку з виразу:

$$\gamma = 90^\circ - (\beta + \phi_T), \quad (12)$$

де β – кут між дотичною до кривої, що утворює направляючу поверхню в точці S і горизонталлю;
 ϕ_m – кутова координата точки S .

Значення тангенса кута β визначає кутовий коефіцієнт K_ϕ положення дотичної до кривої, що утворює направляючу поверхню.

Величина K_ϕ в декартовій системі координат $XO'Y$ знаходиться як перша похідна функції $y = a \cdot (O'K - b)^n$, де b – ширина потоку ґрунту.

Тоді $\beta = \operatorname{arctg}[a \cdot n \cdot (O'K - b)^{1-n}]$.

Рівняння проекції сил на вісь n і нормаль τ до неї запишуться наступним чином:

$$\begin{aligned} \Sigma n = 0; \quad dG \sin \phi_T + dN_1 - dN_2 \sin(\beta + \phi_T) - dF_{N_2} \cos(\beta - \phi_T) + \\ + dN_\tau - (F + dF) \sin \frac{d\phi}{2} - F \sin \frac{d\phi}{2} = 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\Sigma \tau = 0; \quad dF_{N_1} + dF_{N_2} \sin(\beta + \phi_T) + dF_{N_2} + dF_{N_2} \cos(\beta + \phi_T) + dG \cos \phi_T + dF_G - (F + dF) \cos \frac{d\phi}{2} + F \cos \frac{d\phi}{2} = 0. \quad (14)$$

З урахуванням вищевикладеного можна записати:

$$\begin{aligned} dN_1 &= dN_2 = ((F + dF) - F)\xi = dF\xi; \\ dF_{N_{\text{ц}}} &= dN_{\text{ц}}f_1; \\ dF_{N_2} &= dN_2f_2 = dF \cdot \xi \cdot f_2; \\ dF_{N_1} &= dN_1f_1 = dF \cdot \xi \cdot f_1; \\ dF_G &= dG \sin \phi_T f_2, \end{aligned} \quad (15)$$

де f_2 і f_1 – коефіцієнти тертя ґрунту по ґрунту і ґрунту по металу, відповідно.

Після відповідних підстановок і з урахуванням того, що $\sin \frac{d\phi}{2} \approx \frac{d\phi}{2}$, $\cos \frac{d\phi}{2} \approx 1$ для малих кутів, а також нехтуючи величиною $dF \frac{d\phi}{2}$ як нескінченно малою другого порядку рівняння (13) і (14) набувають вигляду:

$$\Sigma n = 0; \quad dG \sin \phi_T + dF \cdot \xi - dF \cdot \xi \sin(\beta + \phi_T) - dF \cdot \xi \cdot f_2 \times \cos(\beta + \phi_T) + N_{\text{ц}} - F \frac{d\phi}{2} - F \frac{d\phi}{2} = 0; \quad (16)$$

$$\Sigma \tau = 0; \quad dF\xi f_1 + dF\xi f_2 \sin(\beta + \phi_T) + dF\xi \cos(\beta + \phi_T) + dN_{\text{ц}}f_1 + dG(\cos \phi_T + \sin \phi_T f_2) - dF = 0. \quad (17)$$

Розв'язавши рівняння (5) відносно $dN_{\text{ц}}$ отримаємо:

$$dN_{\text{ц}} = Fd\phi f_1 + dF\xi f_2 \cos(\beta + \phi_T) + dF\xi \sin(\beta + \phi_T) - dF\xi - dG \sin \phi_T. \quad (18)$$

Після перетворень рівняння (6) запишеться наступним чином:

$$dF\{\xi[\sin(\beta + \phi_T)(f_1 + f_2) + \cos(\beta + \phi_T)(1 + f_1 + f_2)] - 1\} + dG[\cos \phi_T + \sin \phi_T (f_2 - f_1)] + Fd\phi f_1 = 0. \quad (19)$$

Значення dG визначається з виразу:

$$dG = \gamma_{\text{гп}} b \cdot h' R_{\text{кр}} d\phi, \quad (20)$$

де $\gamma_{\text{гп}}$ – об'ємна вага ґрунту;

h' – ширина потоку ґрунту, що визначається висотою внутрішньої кільцевої порожнини ротора;

$R_{\text{кр}}$ – радіус кривизни ґрунтового потоку.

Після підстановки цих виразів в остаточне рівняння (19) і ділення його на $d\phi$ отримаємо:

$$\frac{dF}{d\phi} = \frac{\gamma_{\text{гп}} b h' [\sin \phi_T (f_1 - f_2) - \cos \phi_T]}{c} R_{\text{кр}} - F f_1 C^{-1}. \quad (21)$$

Радіус кривизни потоку $R_{\text{кр}}$, з урахуванням малої величини $d\phi$ приймаємо рівним значенню радіус-вектора ρ .

Для визначення характеру зміни сили опору переміщенню потоку ґрунту F по направляючій поверхні, яка описує шукану траєкторію, вирішуємо разом систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dF}{d\phi} = \gamma_{\text{гп}} b h' [\sin \phi_T (f_1 - f_2) - \cos \phi_T] \rho C^{-1} - F f_1 C^{-1} \\ a(\rho^{\circ} - \rho_T \cos \phi_T)^n - \rho_T \sin \phi_T = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Рівняння (16)-(22) являють собою математичну модель силової взаємодії потоку ґрунту, що транспортується з внутрішньої кільцевої порожнини у відвал, з направляючими поверхнями розвантажувального вузла.

Аналітичне рішення наведеної системи рівнянь являє собою досить складну задачу, тому розрахунок виконується чисельним методом.

У процесі вирішення задачі величина кута γ приймається досить малою. Відповідно до геометричних розмірів безківшевого роторного робочого органу екскаватора ЕТР-134, для розрахунків приймаються наступні чисельні значення величин, що входять в рівняння (21) $\gamma_{sp} = 19 \text{ кН/м}^3$; $f_2 = 0,7$; $f_l = 0,5$; $Q = 1 \dots 2$; $b = 0,13 \text{ м}$; $OK = 0,15-0,25 \text{ м}$; $h' = 0,25 \text{ м}$.

Графічна інтерпретація результатів розрахунку наведена на рисунку 3.

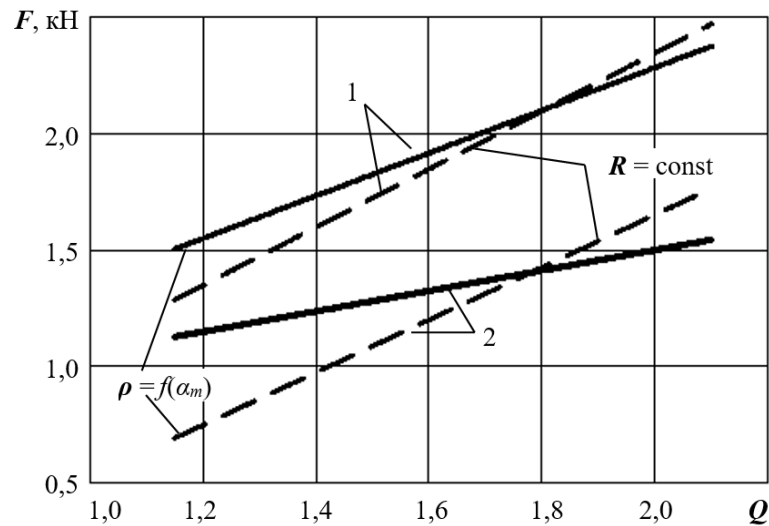


Рисунок 3 – Зміна сили опору переміщення ґрунту по напрямній поверхні F залежно від величини Q : 1 – $DK = 0,2 \text{ м}$, 2 – $DK = 0,15 \text{ м}$.

Figure 2 – Changes in the resistive forces of the soil transportation along the surface F depending on value Q : 1 – $DK = 0,2 \text{ м}$, 2 – $DK = 0,15 \text{ м}$.

Аналіз отриманих залежностей $F = f(Q)$ при $\rho = f(y)$ для робочого органу екскаватора ЕТР-134 показує, що значення сили опору переміщенню ґрунту F визначаються висотою підйому ґрунту H і дальністю його транспортування DC від траншеї що розробляється. Залежність носить лінійний характер, причому збільшення висоти підйому ґрунту H в два рази (при $DK = const$) призводить до збільшення сили опору переміщенню потоку ґрунту на 50 %. Підвищення значення величини Q з 1,2 до 2 характеризується зміною сили опору від 1,1 кН до 1,5 кН. Аналогічна зміна Q , при збільшенні вильоту DK на 30 %, наприклад, викликає підвищення величини F з 1,5 кН до 2,2 кН, тобто на 40 %.

Встановлений характер зміни сили опору переміщенню потоку ґрунту з ротора у відвал пояснюється зростанням впливу нормальної складової сили ваги ґрунту, що визначає силу тертя об напрямну поверхню. Причому, збільшення вильоту направляючої поверхні надає більш значний вплив на зростання сили опору, ніж підвищення висоти підйому ґрунту H .

Окремим випадком конфігурації направляючої поверхні розвантажувального вузла на даній ділянці може бути поверхня постійного радіуса кривизни $R = const$. Величина радіуса R на основі елементарних геометричних побудов для розглянутої розрахункової схеми визначиться з виразу:

$$R = \frac{H \cdot (1 + 1/Q^2)}{2 \cdot \left(1 - \frac{\sin \beta}{Q}\right)} \quad (23)$$

Замінивши значення $R_{кр}$ на R_c в рівнянні і розв'язуючи його методом, аналогічним вищевикладеному, отримуємо результати, які в графічному вигляді представлені на рисунку 3. Залежність сили опору переміщенню ґрунту F від величини Q в цьому випадку лінійна (на рисунку 3 позначено пунктиром) і має більш інтенсивний характер зміни в бік збільшення. Так підвищення значення величини Q з 1,3 до 2 призводить до збільшення сили F на 90 % (з 0,87 кН до 1,6 кН,

відповідно). Аналогічна картина спостерігається при збільшенні вильоту направляючої поверхні: $F = 1,5-2,4$ кН.

Аналіз отриманих залежностей дозволяє стверджувати, що величина сили опору F переміщенню ґрунту по розглянутих напрямних поверхнях характеризується співвідношенням величин вильоту поверхонь і необхідної висоти підйому ґрунту над рівнем денної поверхні забою. Зміна сили опору F носить лінійний характер як для параболічної направляючої поверхні, так і для поверхні постійного радіуса кривизни.

Таким чином, при виборі траєкторії переміщення потоку ґрунту з внутрішньої кільцевої порожнини на розвантаження, слід виходити з того, що з точки зору зменшення сили опору переміщенню оптимальною, при значенні $Q \leq 1,4-1,6$, є напрямна поверхня розвантажувального вузла постійного радіуса кривизни. У разі знаходження величини співвідношення $Q \geq 1,75$, перевагу, з тих же міркувань, слід віддавати направляючій поверхні параболічної форми $y = ax^n$.

Залишкові просипи розробленого ґрунту на дні відкопаної траншеї, за умови двоступеневого розвантаження ротора, становлять не більше 3-4 % об'єму виїмки.

Висновки.

Обґрунтована доцільність та раціональність оснащення безківшевого роторного робочого органа траншейного екскаватора додатковим лотковим розвантажувальним вузлом, що забезпечує повне розвантаження ротора від транспортованого ґрунту.

Ґрунтознімачі лоткового розвантажувального вузла повинні мати форму відвальних поверхонь постійного радіуса кривизни, величина якого функціонально залежить від радіуса ротора.

Раціональними траєкторіями переміщення транспортованого ґрунту з безківшевого роторного робочого органа на розвантаження, а значить і форма напрямних поверхонь розвантажувальних лотків, можуть бути параболічними, або поверхнями постійного радіуса кривизни.

Отримані математичні моделі розрахунку параметрів раціональних траєкторій переміщення розробленого ґрунту з ротора на розвантаження та сил опору переміщення ґрунту по днища лотків забезпечують вибір раціональної форми та параметрів конструкції днища лотків в залежності від конструктивних параметрів робочого органа: параболічні – за умови $Q \geq 1,75$; постійного радіуса кривизни – $Q \leq 1,4-1,6$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мусійко В.Д. Теорія та створення інноваційних землерийних машин безперервної дії: монографія. Видання друге, доповнене / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль. – Київ: "Видавництво Людмила", 2018. – 282 с.

2. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория, расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 432 с.

3. Федоров Д.И. Рабочие органы землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

4. Гарбузов З.Е. Экскаваторы непрерывного действия / З.Е. Гарбузов, В.Н. Донской, Н.В. Карев, Л.Е. Подборский. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.

5. Мусійко В.Д. Шляхи підвищення продуктивності траншейних екскаваторів безперервної дії / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль, Д.І. Пацьора // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50). – С.132-143.

6. Мусійко В.Д. Безківшений роторний робочий орган землерийних машин з двохступеневим розвантаженням / В.Д. Мусійко, Ю.М. Клименко // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2009. – Вип. 19. – С. 126-130.

7. Горячкин В.П. Земледельческая механика. Основы теории земледельческих машин и орудий / В.П. Горячкин. – М.: Сельхозиздат, 1937. – 258 с.

8. Горячкин В.П. Сельскохозяйственные машины и орудия, теория / В.П. Горячкин. – Т. 2. – М.: Колос, 1968. – 455 с.

9. Гаячев Л.В. Теория лемешно-отвальной поверхности / Л.В. Гаячев // Труды Азово-черноморского института механизации сельского хозяйства. – зерноград, 1961. – Вип. 13. – С. 79-98.

10. Левин А.Г. Определение рациональной формы рабочей поверхности лемеха забойного конвейера // А.Г. Левин // Сборник комплексная механизация производственных процессов на шахтах разрабатывающих тонкие, пологие пласты. – 1977. – Вип. 68. – С. 81-88.

11. Зеленин А.И. Косое резание и копание грунтов / А.И. Зеленин, Л.В. Красильников // Дорожные и строительные машины. – 1974. – № 4. – С. 28-30.
12. Баловнев В.И. Физическое моделирование резания грунтов. М., Машиностроение, 1969. – 159 с.
13. Эвентов И.М. Выбор наивыгоднейшего угла установки ножа автогрейдера / И.М. Эвентов. – М.: Дориздат, 1949. – 8 с.
14. Сухарев Э.А. Обоснование бокового профиля очистителя ковшей по минимальной энергоемкости / Э.А. Сухарев, В.Г. Онокало // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины: Респ. межвед. сб. – К.: Техніка. – 1986. – Вып. 39. – С. 113-116.
15. Коваленко В.Я. Исследование процесса загрузки ленточных конвейеров на горнорудных предприятиях: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Я. Коваленко. – Днепропетровск, 1971. – 24 с.

REFERENCES

1. Musiiko V. D., Koval A.B. *Teoriia ta stvorennia innovatsiinykh zemleryinykh mashyn bezpererвної dii* [Theory and creation of innovative earthmoving machines of continuous action]. Kyiv, Vydavnytstvo Ludmyla Publ., 2018 .282 p.
2. Dombrovskiy, N. G. *Mnohokovshovye ekskavatory. Konstruktsiya, teoriya y raschet* [Multi bucket excavators. Construction, theory and calculation] Moskva, 1972, 432 p.
3. Fedorov D. Y. *Rabochoye orhany zemleroinykh mashyn* [The working bodies earthmoving machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, 288 p.
4. Garbuzov Z.E., Donskoy V.N., Karev N.V., Podborskiy L.E. (1975) *Ekskavatory nepreryvno deystviya* [Continuous excavators] Moscow: Vysshaiy shkola [in Russian].
5. Musiyko V.D., Koval A.B., Patsora D.I. Shliakhy pidvyschennia produktyvnosti transheinykh ekskavatoriv bezpererвної dii [Ways to increase the productivity in continuously operating trenching excavators] *Visnyk Natsionalnoho Transportnoho Universytetu* [Visnyk National Transport University], 2021, issue 3 (50), p.p. 132-143.
6. Musiyko V.D., Klymenko Yu.M. Bezktivshevyi rotorny orhan zemleryinoi mashyny z dvokhstupenevym rozvantazhenniam [Sleeveless rotary working body of earthmoving machines with two-stage unloading] *Visnyk Natsionalnoho Transportnoho Universytetu* [Visnyk National Transport University], 2009, issue 19, p.p. 126-130.
7. Goryachkin V.P. *Zemledelcheskaya mekhanika. Osnovy teorii zemledelcheskikh mashyn i orydiy* [Agricultural mechanics. Fundamentals of the theory of agricultural machines and implements]. Moscow, Selkhozizdat Publ., 1937, 258 p.
8. Goryachkin V.P. *Selskokhozyaystvennye mashyny i orudiya, teoriya* [Agricultural machines and implements, theory]. Moscow, Kolos Publ., 1968, 455 p.
9. Gayachev L.V. *Teoriya lemashno-otvalnoy poverkhnosti* [Theory of the share-dump surface]. *Trudy Azovo-Chernomorskogo instituta mekhanizatsii selskogo khozyaystva* [Proceedings of the Azov-Black Sea Institute of Agricultural Mechanization], 1961, issue 13, p.p. 79-98.
10. Levin A.G. *Opredeleye ratsyonalnoy formy rabochey poverkhnosti lemekha zaboynogo konveyera* [Determination of the rational shape of the working surface of the face conveyor plowshare]. *Sboryik kompleksnaya mekhanizatsiya proizvodstvennykh protsesov na shakhtakh razrabatyvayushchikh tonkie, pologie plasty* [Collection complex mechanization of production processes in mines developing thin, gentle seams], 1977, issue 68, p.p. 81-88.
11. Zelenin A.I., Krasilnikov L.V. *Kosoe rezanie i kopanie gruntov* [Bevel cutting and soil dripping] *Dorozhnye i stroitelnye mashyny – Road and construction machines*, 1974, issue 4, p.p.28-30.
12. Balovnev V. I. (1969) *Fizicheskoe modelirovanie rezaniya gruntov* [Physical modeling of cutting soil]. Moscow: Mashynostroenie [in Russian].
13. Eventov I.M. *Vybor naividneyshego ugla ustanovki nozha avtogreydera* [Selecting the most visible grader knife angle]. Moscow, Dorizdat Publ., 1949, 8 p.
14. Sukharev E.A., Onokalo V.G. *Obosnovanie bokovogo profilya ochistitelya kovshey po minimalnoy energoemkosti* [Justification of the side profile of the bucket cleaner for the minimum energy consumption]. *Gornye, stroitelnye, dorozhnye i meliorativnye mashyny – Mining, construction, road and land reclamation machines*, 1986, issue 39, p.p. 113-116.

15. Kovalenko V.Ya. *Issledovanie protsessa zagruzks lentochnykh konveyerov na gornorudnykh predpriyatiyakh* Avtoreferat Diss. [Study of the loading process of belt conveyors at mining enterprises. Author's abstract] Dnepropetrovsk, 1971, 24 p.

РЕФЕРАТ

Мусійко В.Д. Визначення раціональних параметрів конструкції лоткових розвантажувальних вузлів безківшевих роторних робочих органів траншейних екскаваторів / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль, Д.І. Пацьора // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 3 (53).

У статті розглянуто питання вибору та обґрунтування параметрів конструкції лоткового розвантажувального вузла безківшевого роторного робочого органа траншейного екскаватора на основі аналізу раціональних траєкторій переміщення транспортованого ротором ґрунту із забою до місця укладання його на брівці траншеї.

Мета дослідження: визначення раціональної траєкторії переміщення ґрунту з безківшевого роторного робочого органа траншейного екскаватора та параметрів елементів конструкції лоткового розвантажувального вузла.

Об'єкт дослідження: безківшевий роторний робочий орган.

Метод дослідження: – розрахунково-аналітичний.

В результаті виконаних аналітичних досліджень отримано математичну модель визначення раціональних траєкторій переміщення розробленого ґрунту з робочого органа на бруствер траншеї. Встановлено вид цих траєкторій, що описують необхідну форму напрямних поверхонь (днищ) лотків розвантажувального вузла безківшевого ротора.

Математична модель визначення сил опору переміщенню розробленого ґрунту по напрямній поверхні розвантажувального лотка дозволяє шляхом розрахунків визначити оптимальну форму та конструктивні параметри напрямних поверхонь лотків та ґрунтознімачів.

З використанням розроблених математичних моделей виконано розрахунки конструктивних параметрів розвантажувальних вузлів траншейний екскаваторів ЕТР-137 та ТМК-3.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: БЕЗКІВШЕВИЙ РОТОР, ҐРУНТ, ҐРУНТОЗНІМАЧ, ЕКСКАВАТОР, ЛОТОК, НАПРЯМНА ПОВЕРХНЯ, РОЗВАНТАЖЕННЯ.

ABSTRACT

Musiiko V.D., Koval A.B., Patsora D.I. Determination of the rational parameters for the construction of the tray discharge assembly of the bucketless rotary implements of the trenching excavators. . Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 3 (53).

The article considers the question of selection and justification of the construction parameters of the tray discharge assembly of the bucketless rotary implements of the trenching excavators based on the analysis of the rational trajectories of the soil that is being transported by the rotor from excavation to the place of its depletion at the excavation edge.

The Goal of the study: determine the rational trajectory of the soil movement from the bucketless rotary implement of the trenching excavator and the parameters of the construction elements of the tray discharge assembly.

Study object: bucketless rotary implement

Study method: – computational analysis

As the result of the completed analytical studies, we've obtained the mathematical model for the determination of the rational trajectories of the excavated soil movement from the implement to the trench parapet. We have determined the type of these trajectories that describe the required shape of the guiding surface (bottom) of the trays of the discharge assembly of the bucketless rotor.

The mathematical model has been developed to determine the resistive forces of the excavated soil movement along the surface of the discharge tray. The mathematical model allows to calculate the optimal shape and constructive parameters of the tray guiding surfaces and soil removers.

Using the developed mathematical models we have performed the calculations of the constructive parameters for the discharge assemblies of the trenching excavators ETP-137 and TMK-3.

KEYWORDS: BUCKETLESS ROTOR, SOIL, SOIL REMOVER, EXCAVATOR, TRAY, GUIDING SURFACE, DISCHARGE.

АВТОРИ:

Мусійко Володимир Данилович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: musvd@i.ua, тел.: +380501040262, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226а, orcid.org/0000-0001-9983-3296.

Коваль Андрій Борисович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: kandr@i.ua, тел.: +380500240894, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0003-1295-8200.

Пацьора Данило Іванович, Національний транспортний університет, магістрант кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: dpatsora@gmail.com, тел.: +380996460618, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 226, orcid.org/0000-0001-9515-3672.

AUTHORS:

Musiiko Volodymyr Danilovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of the Department of the transport construction machines engineering, e-mail: musvd@i.ua, tel.: +380501040262, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovich-Pavlenko str., 1, of. 226a, orcid.org/0000-0001-9983-3296.

Koval Andrii Borysovych., Ph.D. Engineering, Docent, National Transport University, Associate Professor of the Department of the transport construction machines engineering, e-mail: kandr@i.ua, tel.: +38050240894, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovich-Pavlenko str., 1, of. 226, orcid.org/0000-0003-1295-8200.

Patsora Danulo Ivanovych, National Transport University, Graduate Student of the Department of the transport construction machines engineering., e-mail: dpatsora@gmail.com, tel.: +380996460618, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovich-Pavlenko str., 1, of. 226, orcid.org/0000-0001-9515-3672.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Іткін О.Ф., доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція», Київ, Україна.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Itkin O.F., Doctor of Technical Sciences, General Director of «Neftegazstroyizoliatsiya» Industrial Production Institute of welding-insulation technologies to a piping building, Kyiv, Ukraine.

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of the Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.