

УДК 624.132.3

М.П. Кузьмінець, к.т.н., докторант (КНУБА),
начальник науково-дослідного відділу НДТЦ «Ротор», Київ

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ГРУНТУ МЕХАНІЗМОМ УКОСОУТВОРЮВАННЯ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ ПІД ЧАС СПОРУДЖЕННЯ ТА РОЗКРИВАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ

АНОТАЦІЯ. Отримано аналітичні залежності визначення параметрів різальних елементів механізму укосоутворювання під час їх складного просторового руху в забої. Встановлено характерні зони активного та пасивного різання ґрунту, вибрано раціональні кути різання, оптимізовано крок розташування різців та зменшено зусилля різання ґрунту. Це дозволило підвищити ефективність застосування землерийного обладнання.

Ключові слова: механізм укосоутворювання, рух, різець, різання, ґрунт.

АННОТАЦИЯ. Получены аналитические зависимости определения параметров резальных элементов механизма откосообразования во время их сложного пространственного движения в забое. Установлены характерные зоны активного и пассивного резания грунта, выбраны рациональные углы резания, оптимизирован шаг расположения резцов и уменьшены усилия резания грунта. Это позволило повысить эффективность применения землеройного оборудования.

Ключевые слова: механизм откосообразования, движение, резец, резание, грунт.

SUMMARY. Analytical dependences of determination of parameters of cuttings elements of mechanism of formation of slopes are got during their difficult spatial motion in a backwall. The characteristic areas of the active and passive cutting of soil are set, the rational corners of cutting are chosen, the step of location of chisels is optimized and efforts of cutting of soil are diminished. It allowed to promote efficiency of application of earth-moving equipment.

Key words: mechanism of formation of slopes, motion, chisel, cutting, soil.

Вступ

У світлі останніх подій та складної ситуації на ринку енергоносіїв Європи надзвичайно важливого значення набуває гарантія стабільності та безперебійного постачання енергоресурсів, насамперед нафти та газу, з Росії по нафто-газотранспортних магістралях України, яка потребує суттєвого оновлення.

За результатами Міжнародної інвестиційної конференції з питань модернізації газотранспортної системи України – Європейський Союз надає допомогу у розмірі більш ніж 2,5 млрд. доларів, переважна частина з яких спрямована на реконструкцію українських трубопроводів [1]. Реконструкція полягає насамперед у розкриванні існуючих ниток трубопроводних магістралей, які вичерпали

термін експлуатації, для заміни їхнього ізоляційного покриття на нове та продовження терміну експлуатації труби. Основна частка цих робіт припадає на земляні роботи.

Єдиною компанією, яка співпрацює з НАК «Нафтогаз України» з питань розробки нової високоефективної землерийної техніки для забезпечення швидкісного ведення робіт з капітального ремонту магістральних трубопроводів, є НДТЦ «Ротор».

Зусиллями науково-дослідного відділу НДТЦ «Ротор» виконується низка науково-дослідних робіт по створенню спеціалізованих наукомістких землерийних робочих органів та машин [2,3] для реалізації нової технології ремонту труби (рис.1), яка виключає необхідність зупинки перекачування продукту.

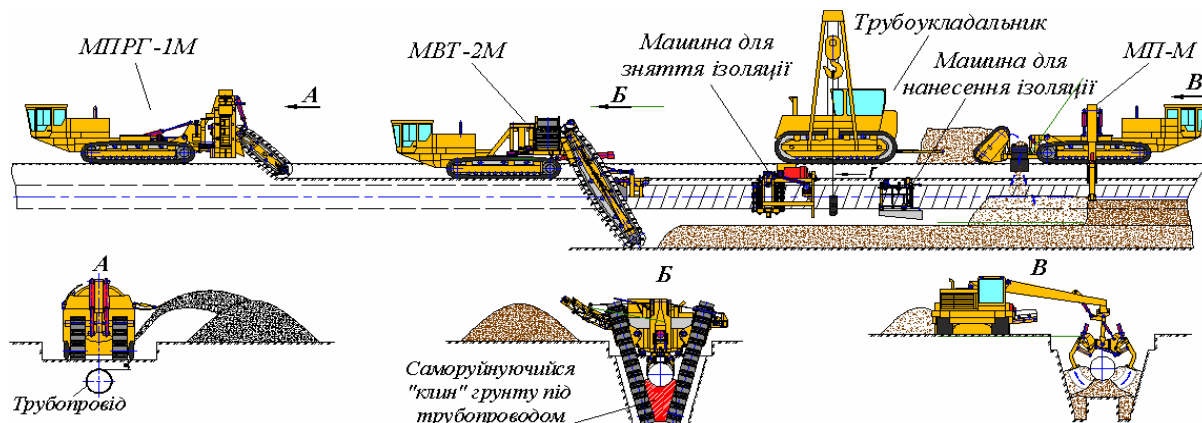


Рис. 1. Удосконалена технологічна схема розташування землерийних машин у колоні під час капітального ремонту магістральних трубопроводів

Аналіз досліджень

Однією з основних технологічних машин, які беруть участь у виконанні земляних робіт під час капітального ремонту трубопроводів, є машина для розкривання трубопроводів МВТ-2М (рис. 1). У рамках договору № 77 від 15.01.2003 р. "Дослідження та розробка конструкторської документації модернізованого навісного обладнання машини для розкривання трубопроводу. Шифр «МВТ-2М» за замовленням ВАТ "Укртранснафта".

Протягом останніх шести років науково-дослідним відділом НДТЦ «Ротор» було виконано цілу низку науково-дослідних робіт з обґрунтування ефективної конструктивної схеми та раціональних параметрів нового робочого обладнання. Новизна полягає в реалізації ідеї синергетичного об'єднання операції розкривання трубопроводу з боків від труби та підкопування ґрунту під нею в одну технологічну операцію, яку реалізує одна машина, шляхом установа робочих органів під кутом один до одного зі зведенням їх у нижній частині під трубопроводом (рис. 2). Підтвердження гарантованого руйнування утвореного під трубою та між секціями робочого органа – ґрунтового «клина» наведено в [3,4,6].

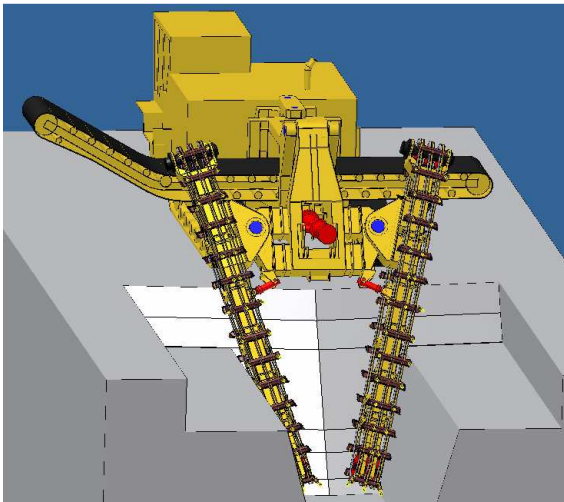


Рис. 2. Прийнята конструктивна схема машини для розкривання та підкопування труби

Після завершення робіт по зазначеному вище договору, незначну частину різноманітних пасивних, торцевих, гвинтових, роторних та ланцюгових конструктивних схем робочих органів проаналізовано та опубліковано в [4, 5]. Зважаючи на обумовлені особливості виконання земляних робіт під час капітального ремонту трубопроводу, технічна рада компанії ВАТ "Укртранснафта" підтвердила найбільш раціональну схему машини, що наведена на рис. 2. Інші варіанти було визнано

нераціональними для промислового застосування в реальних умовах роботи, та можливість їх використання хіба що для тиражування та інтерпретації заявок і патентів.

Нашим завданням було створити реальну машину, яка б працювала на реальних об'єктах транспорту енергоносіїв, а її експлуатація повністю відповідала умовам та безпеці виконання робіт з капітального ремонту трубопроводів. І це вдалося.

Завдяки виконанню низки аналітичних та чисельних досліджень заради підтвердження гарантованості руйнування утвореного ґрунтового «клина» під трубою та між секціями робочого органа. Результати досліджень та випробувань наведено в [3, 4, 6].

Та головне – створено, випробувано, впроваджено у виробництво, підтверджено роботоздатність та ефективність застосування в реальних умовах експлуатації нової машини для розкривання трубопроводу МВТ-2М з нахиленими секціями робочого органа.

Це дозволило удосконалити технологічну схему розташування землерийних машин у колоні під час капітального ремонту магістральних трубопроводів та зменшити кількість землерийних машин з чотирьох до трьох (рис. 1).

Проблема

Наступним етапом досліджень стало забезпечення ефективної роботи машини в умовах мало зв'язаних (піщаних) ґрунтів. Проблема полягає в тому, що в таких ґрунтах виникають явища втрати стійкості укосів, їх осипання і зсуву, що може призвести до часткового присипання труби, неконтрольованої зміни її напружено-деформованого стану, застопорення та зупинки наступного технологічного обладнання, та становить велику загрозу персоналу, який може знаходитися в траншеї під час огляду труби та механізмів.

Збільшення кута установки секцій робочого органа між собою є не раціонально, оскільки суттєво погіршаться умови його розвантаження, зростуть розміри, маса та ін. Тому запропоновано застосувати окремий механізм для утворення укосів траншейними екскаваторами або для збільшення кута їх закладання.

Досвід полігонних випробувань подібних механізмів у НДТЦ «Ротор» показав швидке зношування та руйнування обладнання.

Наукова проблема полягає у відсутності закономірностей процесу просторового руйнування ґрунту механізмом укосоутворювання

та методик визначення раціональних параметрів його різальних елементів.

Мета дослідження

Підвищити ефективність та надійність роботи механізму укосоутворювання шляхом встановлення особливостей просторового процесу різання ґрунту, вибору раціональних параметрів різальних елементів та зменшення зусиль копання ґрунту.

Задачі дослідження:

- отримати аналітичні залежності визначення закономірностей складного просторового руху різальних елементів механізму укосоутворювання в забοї;
- встановити характерні зони активного та пасивного різання ґрунту, вибрати раціональні кути різання, оптимізувати крок розташування різців на робочому органі;
- виявити динаміку зміни та зменшити зусилля різання ґрунту механізмом укосоутворювання, підвищивши цим ефективність та надійність застосування обладнання.

Виклад основного матеріалу

Конструктивна схема механізму укосоутворювачів. Механізм укосоутворювачів (рис. 3) складається з ґрунторозроблювальних ланцюгів 1, які приводяться до дії кривошипами 3. У верхній частині механізм через важелі 2 кріпиться до рами 5.

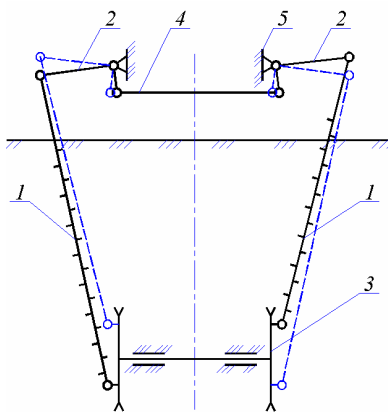


Рис. 3. Конструктивна схема механізму укосоутворювачів

Для передавання зусилля від правого до лівого важелів і навпаки між ними встановлено штангу 4. Механізм працює завдяки обертанню кривошипа 3 разом з веденими зірочками робочого органа, створюючи складний просторовий зворотно-поступальний рух ланцюгів 1 з різцями.

Кінематичне дослідження механізму укосоутворювачів. Передумови: під час різання ґрунту ланцюг є жорсткою ланкою та працює лише на розтягування. Розрахункова схема однієї половинки механізму наведена на рис. 4.

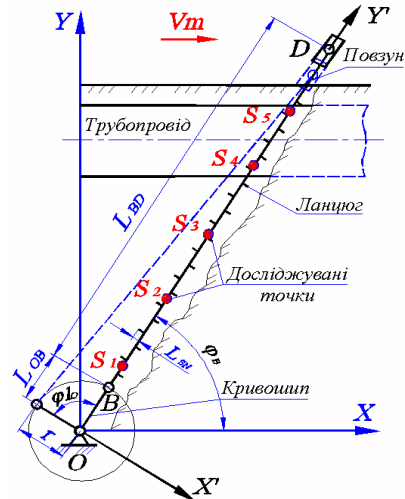


Рис. 4. Розрахункова схема механізму укосоутворювання

Кінематичне дослідження механізму виконаємо за допомогою метода координат планів [7], для чого введемо додаткову систему координат $X'OY'$ і визначимо координати положення характерних точок (рис. 4). Основні кінематичні параметри: довжина кривошипа $L_{OB} = r = 0,128$ м, довжина ланцюга $L_{BD} = 4,704$ м, довжина різального елемента $L_{SN} = 0,05$ м, кількість дослідних положень механізму $n = 12$, узагальнююча координата $\varphi_{10} = 90^\circ$, розкриття трубопроводу діаметром $D = 820$ мм.

Значення узагальнюючої координати в n -му положенні механізму:

$$\varphi_{1n} = \varphi_{10} + \frac{180}{\pi} \cdot \frac{m_1 \cdot n_i \cdot 2\pi}{n}, \text{ град} \quad (1)$$

де m_1 – коефіцієнт, який враховує напрям обертання кривошипа ($m_1 = -1$ при обертанні кривошипа у напрямку за годинниковою стрілкою і $m_1 = 1$ при обертанні у протилежному напрямку); n_i – дослідне i -те положення механізму; n – прийнята кількість дослідних положень механізму за цикл 2π .

Визначимо координати точки B:

$$\begin{aligned} X_{1Bn} &= L_{AB} \cos(\varphi_{10}) + X_{1A}, \\ Y_{1Bn} &= L_{AB} \sin(\varphi_{10}) + Y_{1A}, \end{aligned} \quad (2)$$

де X_{1A} , Y_{1A} – координати центра обертання кривошипа, м.

Використовуючи формули переходу значень координат у системі $X'OY'$ до значень координат у системі XOY отримаємо координати точки B для n -го положення механізму та i -го діаметра трубопроводу:

$$\begin{aligned} X_{Bn,i} &= X_{1Bn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) + Y_{1Bn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right), \\ Y_{Bn,i} &= Y_{1Bn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) - X_{1Bn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right). \end{aligned}$$

Визначимо координати точки B :

$$\begin{aligned} X_{Bn,i} &= X_{1Bn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) + Y_{1Bn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right), \\ Y_{Bn,i} &= Y_{1Bn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) - X_{1Bn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right). \end{aligned} \quad (3)$$

Відстань між точками B і D в системі координат $X'OY'$

$$L_{BD} = \sqrt{(X_{Dn,i} - X_{Bn,i})^2 + (Y_{Dn,i} - Y_{Bn,i})^2}. \quad (4)$$

Враховуючи, що $X_{1Dn,i} = 0$ (рис. 4), розв'яжимо рівняння (4) відносно точки D :

$$\begin{aligned} Y_{1Dn,i} &= Y_{1Bn} + \text{sign}(\text{schem}) \times \\ &\times \sqrt{L_{BD}^2 - (X_{1Dn,i} - X_{1Bn})^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

де schem – коефіцієнт, який враховує положення ланок механізму відносно координатної осі OX' ;

$\text{sign}(a)$ – коефіцієнт, який враховує незбігання траєкторії переміщення повзуна із віссю OX' . При $a \geq 0$ $\text{sign}(a) = 1$ та при $a < 0$ $\text{sign}(a) = -1$.

Значення координат точки D у системі координат XOY

$$\begin{aligned} X_{Dn,i} &= X_{1Dn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) + Y_{1Dn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right), \\ Y_{Dn,i} &= Y_{1Dn} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right) - X_{1Dn} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_i\right). \end{aligned} \quad (6)$$

Кут φ_{BDn} , який визначає положення шатуна BD в системі координат XOY ,

$$\varphi_{BDn,i} = \text{sign}(Y_{Dn,i} - Y_{Bn,i}) \cdot a \cos\left(\frac{X_{Dn,i} - X_{Bn,i}}{L_{BD}}\right) \quad (7)$$

за умов, що $Y_{Dn,i} > Y_{Bn,i}$, та $\varphi_{BDn,i} + 2\pi$,

за умови, що $Y_{Dn,i} < Y_{Bn,i}$.

Для дослідження траєкторії руху шатуна BD задаємо п'ять дослідних точок, розташованих на однаковій відстані одна від одної по всій довжині ланки.

При заданих координатах точок $B(X_B; Y_B)$ та $D(X_D; Y_D)$, що лежать на прямій, координати третьої точки $S_n(X_S; Y_S)$, яка належить тієї ж прямій, визначаємо відомими з аналітичної геометрії залежностями (рис. 5):

$$\begin{aligned} X_{S_{n,m,i}} &= \frac{X_{Bn,i} + \lambda_m \cdot X_{Dn,i}}{1 + \lambda_m}, \\ Y_{S_{n,m,i}} &= \frac{Y_{Bn,i} + \lambda_m \cdot Y_{Dn,i}}{1 + \lambda_m}. \end{aligned} \quad (8)$$

де λ_m – коефіцієнт, який задає розташування точки на дослідній прямій. Задаємо $m = 5$ дослідних точок $\lambda_1 = 0,166$; $\lambda_2 = 0,4$; $\lambda_3 = 0,75$; $\lambda_4 = 1,33$; $\lambda_5 = 2,5$.

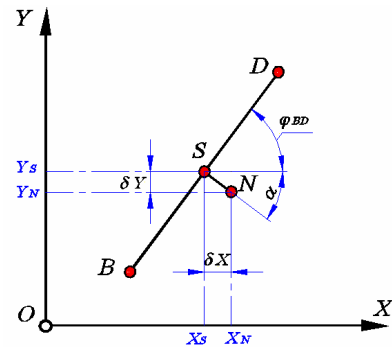


Рис. 5. Схема до визначення координат точки N_m

Координати точки N_m , що відповідають кромці різального елемента, в першій чверті системи координат XOY можна записати, як:

$$\begin{aligned} X_{N_{n,m,i}} &= X_{S_{n,m,i}} + \delta X_{SN}; \\ Y_{N_{n,m,i}} &= Y_{S_{n,m,i}} + \delta Y_{SN}, \end{aligned} \quad (9)$$

де δX_{SN} та δY_{SN} збільшення координат точки N_m по відношенню до точки S_m :

$$\begin{aligned} \delta X_{SN} &= L_{SN} \cdot \cos(\alpha_{SN}), \\ \delta Y_{SN} &= L_{SN} \cdot \sin(\alpha_{SN}), \end{aligned} \quad (10)$$

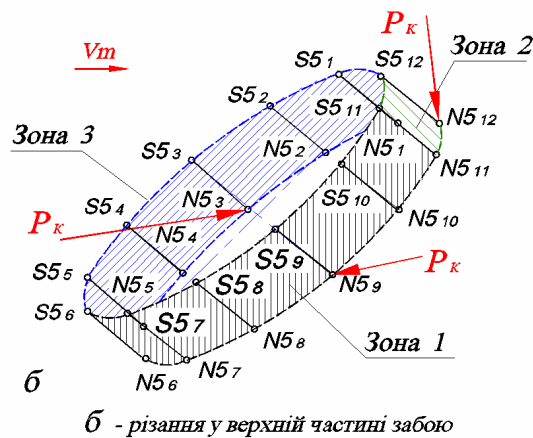
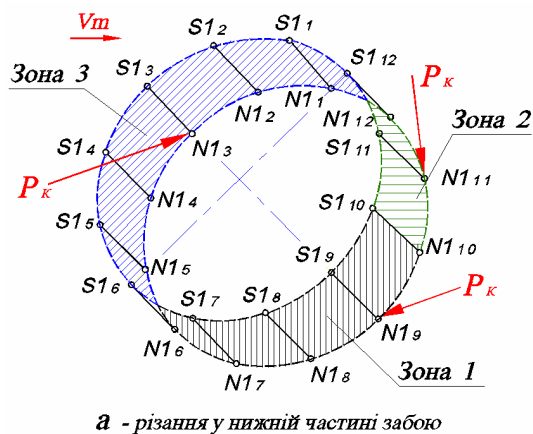
де α_{SN} – кут нахилу відрізка SN до осі OX , град:

$$\alpha_{SN} = \left(\frac{\pi}{2} - \Phi_{BDn,i} \right). \quad (11)$$

Отже, при всіх положеннях механізму в першій чверті системи координат XOY , координати точки N_m

$$\begin{aligned} X_{Nn,m,i} &= X_{Sn,m,i} + L_{SN} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \Phi_{BDn,i}\right), \\ Y_{Nn,m,i} &= Y_{Sn,m,i} - L_{SN} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \Phi_{BDn,i}\right). \end{aligned} \quad (12)$$

Деякі результати отриманих траєкторій руху ріжучих елементів у нижній S_1 та верхній S_5 частинах забою (рис. 4), зображено в системі координат XOY та наведено на рис. 6.



Умовні зони різання:

- зона 1 - активного різання;
- зона 2 - виходу різця із забою;
- зона 3 - пасивного різання.

Рис. 6. Схема розподілу зон різання ґрунту

З отриманих результатів досліджень руху різальних елементів механізму укосоутворювання можна зробити висновки:

- рух різця має складний просторовий характер;

- у нижній частині шатуна (зірочки ланцюгового робочого органа) траєкторія руху різального елемента наближається до кола, а у верхній – до прямої лінії.

- дослідження дозволило виділити три зони різання ґрунту.

На основі отриманих траєкторій і враховуючи характер переміщення різця, його взаємодію із ґрунтом, імовірностний напрямок дії сили копання умовно виділено три зони розроблення ґрунту (рис. 6):

- 1 – зона активного різання, де відбувається корисна робота – різання щільного ґрунту;

- 2 – зона виходу різального елемента із забою (холостий рух);

- 3 – зона пасивного різання – відбувається різання попередньо розробленого ґрунту задньою частиною різця (гальмування).

Зона активного різання 1 у нижній частині забою (ланцюгового робочого органа) включає 6 – 10 положення різця (рис. 6), а у верхній 6 – 11 положення різця. Зона 2 – виходу різального елемента із забою у нижній його частині відповідає 10 – 12, а у верхній 11 – 12 положенням різця. Зона 3 пасивного різання відповідає 6 -12 положенням різців по всій довжині робочого забою.

Отже, враховуючи несприятливі умови різання ґрунту і для покращення енергетичних показників цього процесу, необхідно передбачити в зонах 2 і 3 розроблення розпушеного, а в зоні 1 - ціликового ґрунту.

Дослідження і оптимізація кроку розташування різальних елементів. Критеріями вибору оптимального кроку розташування різальних елементів є забезпечення: в зоні 2 – виходу різального елемента із забою, а в зоні 3 – пасивного різання попередньо розробленого ґрунту (рис. 6).

Для виконання цієї умови необхідно, щоб у 10 положенні різця в нижній частині і в 11 положенні різця у верхній частині забою відбувалося накладання траєкторій переміщення двох сусідніх різальних елементів (рис. 7).

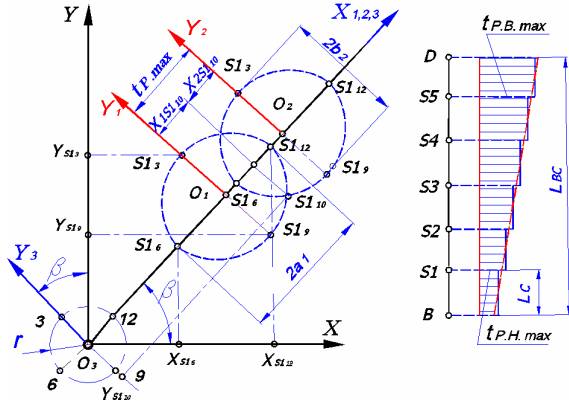


Рис. 7. Схема до визначення оптимального кроку розташування різальних елементів

Приймаємо, що траєкторії переміщення двох сусідніх різальних елементів у вигляді еліпсів – рівні між собою. Тоді запишемо для них канонічні рівняння в місцевих системах декартових координат X_1OY_1 та X_2OY_2 :

$$\frac{X_1^2}{a_1^2} + \frac{Y_1^2}{b_1^2} = 1; \quad \frac{X_2^2}{a_2^2} + \frac{Y_2^2}{b_2^2} = 1, \quad (13)$$

де $X_1, Y_1; X_2, Y_2$ – координати будь – якої точки еліпса відповідно в системах координат X_1OY_1 та X_2OY_2 , м;
 $a_1, b_1; a_2, b_2$ – половинки великої і малої осей еліпса відповідно в системах координат X_1OY_1 та X_2OY_2 , м.

Оскільки за прийнятою умовою траєкторії переміщень двох сусідніх різальних елементів, тобто еліпси однакові то: $a_1 = a_2 = a$ та $b_1 = b_2 = b$.

Визначимо параметри еліпса (рис. 7): велика вісь еліпса $2a = \delta S_{12}S_6$, або

$$2a = \frac{X_{S_{12},i} - X_{S_{16},i}}{\cos(\beta_i)}, \quad (14)$$

звідки велика піввісь еліпса у нижній та верхній частинах траєкторії:

$$a_{ni} = \frac{X_{S_{12},i} - X_{S_{16},i}}{2\cos(\beta_i)} \quad \text{та} \quad a_{ei} = \frac{X_{S_{512},i} - X_{S_{516},i}}{2\cos(\beta_i)}.$$

мала вісь еліпса $2b = \delta S_9S_3$, аналогічно:

$$b_{ni} = \frac{Y_{S_{13},i} - Y_{S_{19},i}}{2\cos(\beta_i)} \quad \text{та} \quad b_{ei} = \frac{Y_{S_{513},i} - Y_{S_{519},i}}{2\cos(\beta_i)}.$$

Максимально допустимий (оптимальний) крок встановлення елементарних різальних елементів у нижній і верхній частинах механізму укосоутворювання відповідно до теорії трьох зон складатиме:

$$\begin{aligned} t_{p.n.max} &= O_1L + O_2L = X_{1S_{110},i} + X_{2S_{110},i}; \\ t_{p.v.max} &= O_1L + O_2L = X_{1S_{511},i} + X_{2S_{511},i}. \end{aligned} \quad (15)$$

Розв'яжемо канонічні рівняння еліпсів відносно невідомих $X_{1S_{110},i}$, $X_{2S_{110},i}$ та $X_{1S_{511},i}$, $X_{2S_{511},i}$.

Координата X_1 точки S_1 , у 10 положенні механізму в нижній частині ланцюгового робочого органа, різального елемента в системі координат X_1OY

$$X_{1S_{110},i} = \sqrt{a_{ni}^2 \cdot \left(1 - \frac{Y_{1S_{110},i}^2}{b_{ni}^2}\right)}. \quad (16)$$

Інші координати визначаються за аналогією (16).

Враховуючи $Y_{1S_{110},i} = Y_{2S_{110},i}$ та $Y_{1S_{511},i} = Y_{2S_{511},i} = Y_{3S_{511},i}$ (рис. 7) переведемо значення координати по осі Y точок S_1 і S_5 у нижній і верхній частинах відповідно ланцюгового робочого органа в 10 і 11 положеннях різця із системи координат XOY у системи: $X_1O_1Y_1, X_2O_2Y_2$ та $X_3O_3Y_3$:

$$\begin{aligned} Y_{3S_{1,i}} &= Y_{S_{110},i} \cdot \cos(\beta_i) - X_{S_{110},i} \cdot \sin(\beta_i); \\ Y_{3S_{5,i}} &= Y_{S_{511},i} \cdot \cos(\beta_i) - X_{S_{511},i} \cdot \sin(\beta_i). \end{aligned} \quad (17)$$

Тоді крок різальних елементів у нижній і верхній частинах ланцюгового робочого органа визначимо виразами:

$$\begin{aligned} t_{p.n.max} &= 2 \sqrt{a_{ni}^2 \cdot \left(1 - \frac{Y_{3S_{1,i}}^2}{b_{ni}^2}\right)}; \\ t_{p.v.max} &= 2 \sqrt{a_{ei}^2 \cdot \left(1 - \frac{Y_{3S_{5,i}}^2}{b_{ei}^2}\right)}. \end{aligned} \quad (18)$$

За результатами розрахунку за виразами (13...18) при розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм – встановлено оптимальне значення кроку розташування рі-

зальних елементів у нижній частині механізму укосоутворювання $t_{p.n.max} = 0,125$ м, у верхній $t_{p.v.max} = 0,217$ м.

За аналогією стало можливим визначати оптимальний крок установки різальних елементів у будь – якій точці механізму, при роботі на різних діаметрах трубопроводів.

Дослідження швидкостей руху різців. Завдяки отриманим аналітичним виразам траєкторій руху різця, відомому значенню кутової швидкості та довжині кривошипа, застосовуючи метод координат-планів [7], стало можливим визначити зміну швидкості різців у різних положеннях (зонах різання).

Опустивши низку аналітичних викладок, на рис. 8 наведено результат – графік зміни швидкостей руху основних дослідних точок різця. Очевидно, що зміна швидкості різця має циклічний характер у межах від 0 до 0,87 м/с.

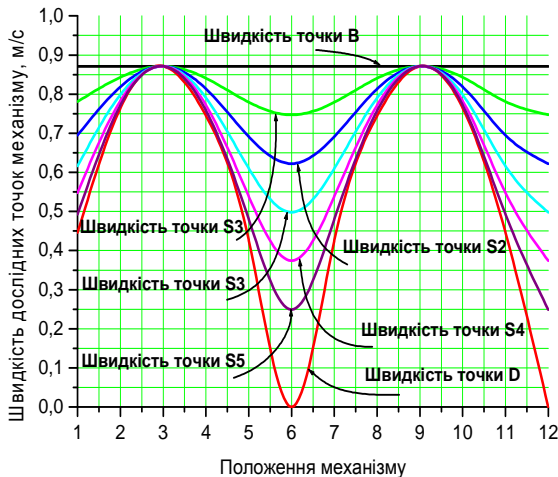


Рис. 8. Зміна швидкостей руху основних дослідних точок різця

Такі результати дали уявлення і можуть бути продовженням дослідження протікання динамічних процесів в механізмі.

Дослідження і оптимізація кутів взаємодії різального елемента з ґрунтом. Найгірші умови для різання ґрунту виникають у нижній частині забою. Тому і визначимо основні кути різання ґрунту для елементарних різальних елементів в залежності від зміни положень різця.

- Основними кутами різання ґрунту (рис. 9) є:
- кут заднього різання γ ;
 - кут загострення різального елемента β_3 ;

- кут різання елементарним профілем α_p .
Кут різання ґрунту елементарним профілем визначають як суму кутів заднього різання і кута загострення різального елемента: $\alpha_p = \beta_3 + \gamma$.

Розглянемо існуючу схему установки кутів різання різця у визначених поперечно зонах різання (рис. 9.).

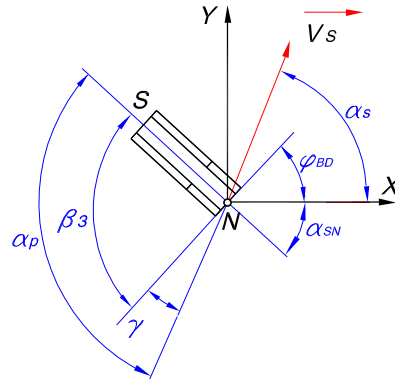


Рис. 9. Кути різання існуючого різця

Саме проведені вище дослідження, враховуючи складну траєкторію руху різального елемента, дозволили встановити дійсні кути різання в характерних зонах руху (рис. 6) різця.

Результати незадовільні, наприклад кут загострення існуючого різального елемента становить $\beta_3 = 90^\circ$, в той час коли оптимальне значення повинно бути $\beta_3 = 20...25^\circ$ [8].

Схему взаємодії існуючого різального елемента з ґрунтом приведено на рис. 10.

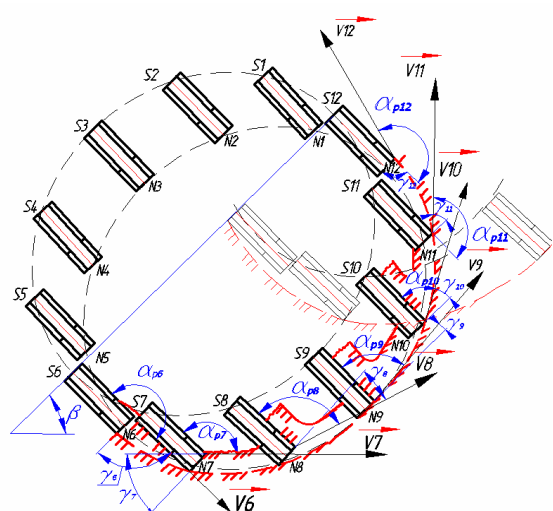


Рис. 10. Схема взаємодії існуючого різального елемента з ґрунтом

Задній кут різання γ із схеми 11 становить для n -го положення механізму, m -го

дослідного різального елемента, i -го діаметра трубопроводу:

$$\gamma_{n,m,i} = \alpha_{\gamma_{n,m,i}} - \Phi_{BDn,i},$$

коли $0 \leq \alpha_{S_{n,m,i}} < \pi - \alpha_{S_{n,m,i}}$;

$$\gamma_{n,m,i} = \alpha_{\gamma_{n,m,i}} - \Phi_{BDn,i} - \pi,$$

коли $\pi - \alpha_{S_{n,m,i}} \leq \alpha_{S_{n,m,i}} < 2\pi - \alpha_{S_{n,m,i}}$; (19)

$$\gamma_{n,m,i} = \alpha_{\gamma_{n,m,i}} - \Phi_{BDn,i} - 2\pi,$$

коли $2\pi - \alpha_{S_{n,m,i}} \leq \alpha_{S_{n,m,i}} < 2\pi$.

Результати визначення залежностей кутів різання існуючого різального елемента показали, що кут різання в зоні 1 (6 – 10 положення різця у нижній частині і 6 – 11 у верхній частині забою, рис. 6) змінюється в межах від 90° до 180° і значно перевищує рекомендовані межі для екскаваторних машин.

Тому з ціллю покращення енергетичних показників різання ґрунту для середини зони 1, що відповідає 8 дослідному положенню механізму, задаємо раціональні значення кутів різання (рис. 11):

- задній кут різання $\gamma = 5^\circ$ [8];
- кут загострення різального елемента $\beta_3 = 20^\circ$ [8].

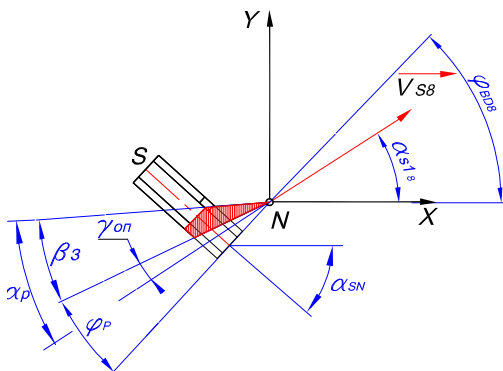


Рис. 11. Геометричні параметри запропонованого різального елемента

Основні кути різання будуть оптимальними лише для 8 положення відносно якого з наступними чи попередніми положеннями механізму погіршуватимуться.

Визначимо кути різання в інших положеннях механізму. Задній кут різального елемента (рис. 11) у 8-му положенні різця:

$$\phi_{p_i} = (\Phi_{BD8,i} - \alpha_{S18,i}) + \gamma. \quad (20)$$

Задній кут різального елемента при розкриванні трубопроводів діаметром $D = 820$ мм $\phi_{p_i} = 32,7^\circ$ і є близьким до рекомендованого $\phi_p = 25...35^\circ$.

Оптимальний кут різання елементарним профілем визначимо як

$$\alpha_{p.on_{n,m,i}} = \gamma_{on_{n,m,i}} + \beta_{3.on_{n,m,i}}. \quad (21)$$

При розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм для третього положення механізму і першого дослідного елемента $\alpha_{p.on_{n,m,i}} = 54,2^\circ$.

Графічні залежності кутів різання запропонованого різального елемента при розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм приведено на рис. 12.

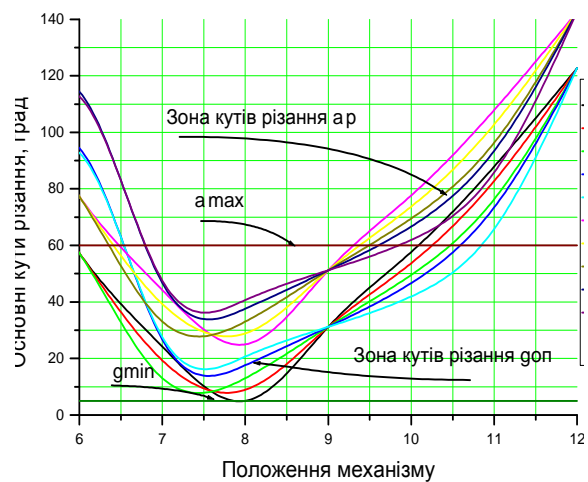


Рис. 12. Залежності кутів різання запропонованого різального елемента

Отже, із отриманих залежностей кутів різання запропонованого різального елемента (рис. 12) видно, що майже за весь час його перебування в зоні 1 – активного різання ціликового ґрунту, що відповідає 6 – 10 положенням різця у нижній частині (крива α_{p1}) та 6 – 11 у верхній частині забою (крива α_{p5}) значення кутів різання елементарним профілем не перевищують максимально допустимі значення для екскаваторних машин $\alpha_{p-max} = 60^\circ$ [8].

Дослідження сили копання ґрунту механізмом укосоутворювачів. Силу копання ґрунту механізмом укосоутворювачів мож-

на наближено визначити як векторну суму її складових дотичної сили R_d і нормальної сили копання R_n .

Дотичну силу копання R_d визначимо виходячи із потужності, яка витрачається на розроблення ґрунту механізмом укосоутворювачів і середньої швидкості його руху

$$R\tau_{n,j,i} = 0.5 \frac{Nm_{i,j}}{V_{S3n,i}}, \quad (22)$$

де 0.5 – коефіцієнт урахування розроблення ґрунту одним укисником;

$Nm_{i,j}$ – потужність, яка витрачається на розроблення ґрунту механізмом;

$V_{S3n,i}$ – швидкість третьої дослідної точки S_3 різця в n -му положенні механізму, м/с.

При розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм в ґрунтах другої категорії $j = 2$ у шостому дослідному положенні $n = 6$ різця механізму $R\tau_{n,j,i} = 23,6$ кН.

Нормальну силу копання визначено із відомого [8] співвідношення:

$$\psi = \frac{R\tau_{n,j,i}}{R_{Nn,j,i}}, \quad (23)$$

де ψ – коефіцієнт, який враховує різання ґрунту гострими та тупими різцями. Коефіцієнт ψ визначено експериментальним шляхом і для гострих різців він має величину близьку до $\psi = 0,3$, а для тупих $\psi = 0,8$ [8].

Визначимо горизонтальну і вертикальну складові сили копання, які діють на різець у системі координат XOY (рис. 13).

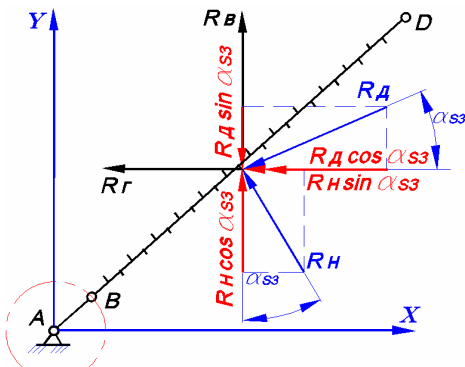


Рис. 13. Схема до визначення складових сил копання ґрунту

Відповідно до рис. 13 та (23) горизонтальна складова сили копання становитиме

$$R_{z_{n,j,i}} = -R\tau_{n,j,i} \cdot \psi \cdot \sin(\alpha_{S3n,i}) - R\tau_{n,j,i} \cdot \psi \cdot \cos(\alpha_{S3n,i}), \quad (24)$$

де $\alpha_{S3n,i}$ – напрямний кут вектора середньої швидкості копання ґрунту.

При розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм в ґрунтах другої категорії $j = 2$ у шостому дослідному положенні $n = 6$ різця, для гострих різальних елементів $R_z = -11,5$ кН, для тупих – $R_z = -3,07$ кН :

Знак „мінус“ свідчить про те, що напрямок дії горизонтальної складової сили копання протилежний вказаному на розрахунковій схемі рис. 13.

Відповідно до схеми рис. 13 вертикальна складова сили копання становитиме

$$R_{en,j,i} = R_{Nn,j,i} \cdot \psi \cdot \cos(\alpha_{S3n,i}) - R\tau_{n,j,i} \cdot \sin(\alpha_{S3n,i}). \quad (25)$$

При розкриванні трубопроводу діаметром $D = 820$ мм у ґрунтах другої категорії $j = 2$ у шостому дослідному положенні $n = 6$ різця, для гострих різальних елементів $R_g = 21,8$ кН, для тупих – $R_g = 30,04$ кН :

Модуль сумарної складової сили копання визначимо як

$$R_{сумn,j,i} = \sqrt{(R_{zn,j,i})^2 + (R_{en,j,i})^2}. \quad (26)$$

Графічна інтерпретація зміни сумарної сили копання ґрунту приведено на рис. 14.

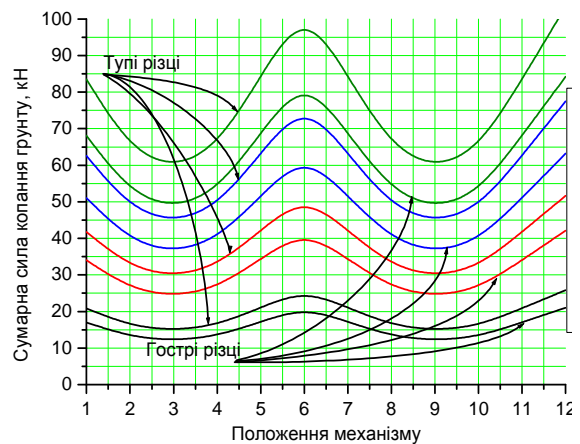


Рис. 14. Сумарна сила копання ґрунту

Отже, з отриманих результатів можна зробити висновок, що зусилля копання ґрунту досягає максимальних значень від 80

до 100 кН в залежності від стану різальних елементів (гострі або затуплені) і змінюється за законом близьким до синусоїдального. Максимальні значення сили копання відповідають 6 дослідному положенню механізму (зона розробки ґрунту 1), тобто початку копання ціликового ґрунту, а саме вривання різального елемента в забій. Використання гострих різальних елементів дозволяє зменшити зусилля копання до 20%.

Всі значення сили копання ґрунту визначено при розробці щільного ґрунту 3-4 категорій і для робочої швидкості машини $V_m = 100$ м. пог/год. За інших параметрів копання ґрунту, тобто зменшеній робочій швидкості машини або в положенні механізму, що відповідає копанню попередньо розробленого ґрунту (зона 2 і 3) – величини сил копання будуть меншими.

Наукова новизна

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розкритті закономірностей складного просторового процесу різання ґрунту укосоутворювальним механізмом траншейних екскаваторів, виявленні активних та пасивних зон різання, що дозволило встановити раціональні параметри різальних елементів та мінімізувати зусилля копання ґрунту.

Висновки

1. В результаті досліджень отримано аналітичні залежності визначення закономірностей складного просторового руху різальних елементів механізму укосоутворювання в забії.

2. Встановлено характерні зони активного та пасивного різання ґрунту. Вибрано раціональні кути різання, оптимізовано крок розташування різців на робочому органі.

3. Виявлено динаміку зміни та зменшено зусилля різання ґрунту механізмом укосоутворювання, цим підвищено ефективність та надійність застосування цього обладнання.

Література

1. Інформаційна агенція Голос.іа Україна витратить на реконструкцію газотранспортної системи \$2,570 мільярда Економіка <http://www.golosua.com/ekonomika/2009/03/2>

3/ukrayina-vitratit-na-rekonstrukciyu-gazotransportn/

2. Мусійко В.Д., Кузьмінець М.П. Проблеми створення технології та техніки для виконання земляних робіт під час капітального ремонту промислових трубопроводних магістралей. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Всеукраїнський збірник наукових праць №70, КНУБА. – Київ, 2007. – С. 56 – 64.
3. Кузьмінець Н.П. Создание землеройной техники для скоростной технологии капитального ремонта промышленных магистральных трубопроводов Сб. науч. тр. Владимирского государственного университета. Материалы Международной научно-технической конференции «ИНТЕРСТРОЙМЕХ – 2008»,. – С. 229 – 235.
4. Кузьмінець М.П. Створення машини розкриття трубопроводів з нахиленими одна проти одної секціями робочого органа / М.П. Кузьмінець // Вісник НТУ, 2008. – № 17. С. 26 – 32.
5. Кузьмінець М.П. Синергетичний підхід до створення спеціального робочого обладнання землерійних машин для розкриття магістральних трубопроводів / М.П. Кузьмінець // Сб. науч. тр. Строительство, материаловедение, машиностроение ПГАСА. Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование. – Днепропетровск.: – ПГАСА. – 2009. – № 51. – С. 91...100.
6. Кузьмінець М.П. Моделювання закономірностей поведінки ґрунтового середовища в зоні робочого обладнання землерійної машини з нахиленими секціями // Сб. науч. тр. Строительство, материаловедение, машиностроение ПГАСА. Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование. – Днепропетровск.: – ПГАСА. – 2009. – № 51. – С. 101...109.
7. Гончар М.О., Кузьмінець М.П. Кінематичне дослідження важільного механізму балочно-ланцюгового робочого органа землерійної машини // Вісник НТУ, 2003. – № 8. – С. 297 – 306.
8. Строительные машины для механизации гидромелиоративных работ/ В.В. Суриков, Б.А. Васильев, В.Б. Гантман и др.; Под ред. В.В. Сурикова. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

Рецензент: Л.А. Хмара, д.т.н, проф., (ПДАБА, Дніпропетровськ)

Одержано: 05.05.2009 р.