

УДК 624.132.3

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СТАТИЧНОГО РОЗПУШУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Є.В. Горбатюк, доц., к.т.н., В.О. Воляннюк, доц., к.т.н.,  
Київський національний університет будівництва і архітектури

*Анотація.* Запропоновано математичну модель впливу реакції ґрунту при його руйнуванні на некеровані переміщення робочого органа розпушувача. Використання цієї моделі дає змогу підвищити ефективність розпушувального обладнання шляхом удосконалення його системи керування.

*Ключові слова:* розпушувач, ґрунт, рельєф, математична модель.

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТАТИЧЕСКОГО РЫХЛИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Е.В. Горбатюк, доц., к.т.н., В.А. Воляннюк, доц., к.т.н.,  
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

*Аннотация.* Предложена математическая модель влияния реакции грунта при его разрушении на неуправляемые перемещения рабочего органа рыхлителя. Использование этой модели дает возможность повысить эффективность рыхлительного оборудования путем усовершенствования его системы управления.

*Ключевые слова:* рыхлитель, ґрунт, рельеф, математическая модель.

## MATHEMATICAL SIMULATION OF THE STATIC RIPPER EQUIPMENT WORKING PROCESS

Ye. Gorbatiuk, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.), V. Volyaniuk, Assoc. Prof.,  
Cand. Sc. (Eng.), Kyiv National University of Construction and Architecture

*Abstract.* The mathematical model of the impacting reaction of the soil being destroyed to uncontrollable movements of the ripper working element has been proposed. Application of this model allows to increase efficiency of the ripper equipment by improvement of its control system.

*Key words:* ripper, soil, relief, mathematical model.

### Вступ

Інтенсивне освоєння родовищ корисних копалин і будівництво нафто- і газопроводів не можливе без сучасної землерийної техніки, здатної розробляти міцні та мерзлі ґрунти.

Одним з основних видів машин, що здійснюють розробку таких ґрунтів, є навісні розпушувачі на базі гусеничних тракторів, робочий процес яких характеризується найменшою енергоємністю процесу руйнування ґрунту.

### Аналіз публікацій

У зв'язку з тим, що мерзлі й міцні ґрунти мають підвищену міцність, їх розробка землерийними машинами не можлива без попередньої обробки, спрямованої на зниження опору ґрунту при подальшій його розробці.

Нині використовуються різні способи розробки мерзлих і міцних ґрунтів [1–3], основні з яких – буропідривні роботи та розпушування ґрунту навісними розпушувачами.

Найбільш ефективним способом руйнування мерзлих та міцних ґрунтів, з точки зору продуктивності машин і собівартості розробки ґрунту, є горизонтальне пошарове розпушування навісними розпушувачами на базі потужних тракторів [1–3]. У цьому випадку відрив стружки ґрунту від масиву відбувається у напрямку відкритої поверхні, що є найменш енергоємним способом, оскільки тут переважають зусилля розтягу (розриву) ґрунту, які у декілька разів менші, ніж зусилля стиску або зсуву.

Розпушування ґрунту, порівняно з виконанням земляних робіт буропідривним методом, забезпечує зниження, сприяє підвищенню якості робіт і є менш небезпечним для довкілля.

У наведених роботах здійснено аналіз факторів і зведено математичні рівняння для визначення положення робочого органа розпушувача, але не складено математичної моделі визначення складових змін крутного моменту двигуна трактора-тягача залежно від цього параметра.

#### Мета і постановка завдання

Ефективність розпушувального обладнання значною мірою залежить від раціональних режимів роботи силової установки. Системи керування, що серійно випускаються на цей час, прилади індикації, а також уповільнена реакція людини-оператора на умови робочого процесу, що швидко змінюються, не дозволяють повною мірою використовувати тягово-зчіпні якості машини.

У процесі роботи розпушувального агрегата його ходове устаткування взаємодіє з ґрунтом, що викликає некеровані переміщення робочого органа в просторі, а отже, і зміну глибини розпушування, що призводить до зміни реакції ґрунту на робочому органі.

У зв'язку з цим необхідно розробити математичну модель робочого процесу розпушувального агрегата.

Актуальною є проблема подальшого вдосконалення систем керування розпушувальних агрегатів, що частково або повністю виключає людину-оператора з контурів управління двигунами внутрішнього згорання і положенням робочого органа.

Метою роботи є підвищення ефективності розпушувального агрегата шляхом визначення складових змін крутного моменту трактора-тягача залежно від положення робочого органа розпушувача.

#### Математичне моделювання робочого процесу статичного розпушувального обладнання

Будь-який машино-тракторний агрегат є багатомасовою системою [4]. При аналізі поступального руху базового трактора можна виділити такі основні маси: двигун внутрішнього згорання, трансмісія, остов трактора, навісне обладнання відповідно (рис. 1).

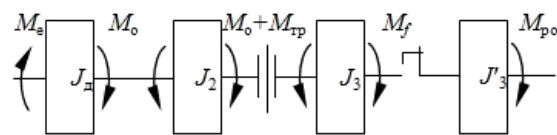


Рис. 1. Динамічна схема базового трактора з механічною трансмісією

$M_e$  – ефективний крутний момент, що створюється двигуном внутрішнього згорання;  $M_c$  – момент опоры на валу двигуна внутрішнього згорання;  $M_{тр}$  – момент на валу трансмісії;  $M_b$  – момент на умовному валу трактора;  $M_f$  – момент опоры коченню трактора;  $M_{po}$  – момент опоры, що створюється робочим органом;  $J_d$ ,  $J_2$ ,  $J_3$  і  $J_3$  – моменти інерції двигуна внутрішнього згорання, трансмісії, трактора і навісного устаткування відповідно.

Двигун внутрішнього згорання і трансмісія створюють інерційні моменти внаслідок нерівномірного обертального руху, а остов і навісне обладнання – інерційні сили внаслідок нерівномірного поступального руху. Умовно взявши, що кожна з перелічених вище мас є валом, що здійснює обертальний рух відносно своєї осі, замінюємо двигун внутрішнього згорання «валом двигуна внутрішнього згорання» з моментом інерції  $J_d$ , трансмісію – «валом трансмісії» з моментом інерції  $J_2$ . Поступальний рух трактора замінений на рух «вала трактора» з моментом інерції  $J_3$ , рух навісного обладнання – «валом навісного обладнання» з моментом інерції  $J_3$ .

При складанні рівнянь руху базового трактора взято такі допущення:

- базовий трактор рухається прямолінійно;
- з'єднання умовних валів не деформуються (втрати енергії на деформацію незначні);
- з'єднання навісного обладнання й остову абсолютно жорстке.

Рівномірний прямолінійний рух базового трактора, виражений в моментах, приведені до умовного вала трактора

$$M_B = M_f + M_{po},$$

де  $M_B$  – момент на умовному валу трактора;  $M_f$  – момент опору коченню трактора;  $M_{po}$  – момент опору, що створюється робочим органом.

З урахуванням нерівномірного прямолінійного руху, викликаного діями на ходове обладнання нерівностей мікрорельєфу, це рівняння набуде вигляду

$$M_B = (J_3 + J'_3) \frac{d\omega_2}{dt} + M_f + M_{po} - M_\alpha, \quad (1)$$

де  $\omega_2$  – кутова швидкість умовного вала трактора;  $M_\alpha$  – приведений до вала трактора момент, що виникає від руху трактора під ухил (за позитивний кут взято нахил трактора вперед за ходом руху).

Момент опору коченню трактора, приведений до вала трактора

$$M_f = \frac{r_k}{i_{тр}} P_f, \quad (2)$$

де  $P_f$  – дотична сила опору коченню базового трактора;  $i_{тр}$  – передаточне число трансмісії;  $r_k$  – радіус ведучого колеса базового трактора.

При прямолінійному русі сила  $P_f$  залежить від параметрів рушія, ваги машини, дійсної швидкості її руху і ґрунтових умов. Для цього трактора при роботі на цьому ґрунті з цим навісним обладнанням

$$P_f = f(v_{тр}).$$

Експериментальна крива  $P_f = f(v_{тр})$  для трактора Т-170 на ґрунті V категорії подана на рис. 2.

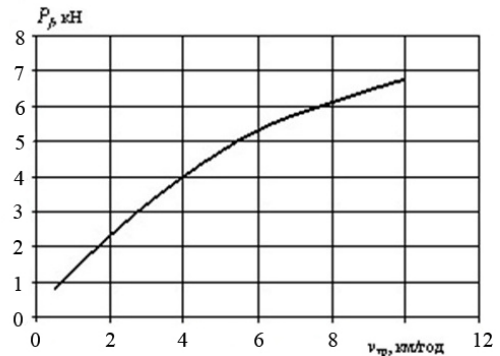


Рис. 2. Залежність сили опору коченню базового трактора від дійсної швидкості його руху

Рівняння, що апроксимує залежність  $P_f = f(v_{тр})$ , має вигляд (рис. 2)

$$P_f = -0,05v_{тр}^2 + 1,15v_{тр} + 0,2. \quad (3)$$

Момент опору, що створюється робочим органом

$$M_{po} = \frac{r_k}{i_{тр}} P_{кр}, \quad (4)$$

де  $P_{кр}$  – сила тягового опору.

Момент, що виникає від руху трактора під ухил, визначається з виразу [5]

$$M_\alpha = \frac{r_k}{i_{тр}} G_{ра} \sin \alpha, \quad (5)$$

де  $G_{ра}$  – вага розпушувального агрегата;  $\alpha$  – кут нахилу базового трактора відносно горизонтальної площини.

Дійсна швидкість руху базового трактора визначається з виразу [5]

$$v_{тр} = \frac{r_k}{i_{тр}} \omega_2, \quad (6)$$

$$\omega_2 = (1 - \delta) \omega_d, \quad (7)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт буксування;  $\omega_d$  – кутова швидкість умовного вала двигуна.

Залежність коефіцієнта буксування від сили тягового опору, для гусеничного розпушувача при роботі на мерзлом ґрунті, може бути апроксимована залежністю

$$\delta = a \left( \frac{P_{\text{кр}}}{P_{\text{кр max}}} \right), \quad (8)$$

де  $a$  – коефіцієнт, залежний від типу рушія та поверхні руху;  $P_{\text{кр max}}$  – максимальна сила тягового опору.

Для базового трактора Т-170 при роботі на мерзлом суглинку без шпор, коефіцієнт  $a$  може бути взятий рівним 0,06.

Таким чином, після підстановки в рівняння (1) виразів (2), (3)...(5) і виразів (7) і (8) в (6) отримуємо систему рівнянь, що описують нерівномірний поступальний рух базового трактора

$$\begin{cases} \omega_2 = \left( 1 - \frac{aP_{\text{кр}}}{P_{\text{кр max}}} \right) \omega_d; \\ v_{\text{тр}} = \frac{r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}}} \omega_2; \\ M_{\text{в}} = (J_3 + J_3) \frac{d\omega_2}{dt} + \left( \frac{r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}}} \right) \times \\ \times \left[ (-0,05v_{\text{тр}}^2 + 1,15v_{\text{тр}} + 0,2) + P_{\text{кр}} - G_{\text{ра}} \sin \alpha \right]. \end{cases}$$

Вибір моделі взаємодії ходового обладнання розпушувального агрегата з ґрунтом базується на таких передумовах: визначення лінійних і кутових переміщень розпушувального агрегата у двовимірному просторі, урахування пружно-в'язких властивостей підвіски та деформованості ґрунту, а також урахування дії сили реакції ґрунту на переміщення остову.

При складанні моделі взаємодії ходового обладнання з ґрунтом потрібно брати до уваги такі допущення:

- пружно-в'язкі властивості ґрунту не враховуються внаслідок їх невеликих величин при роботі на мерзлих ґрунтах;
- впливи маси елементів підвіски на переміщення остову не враховуються;
- профіль шляху під обома гусеницями є однаковим;

- котки мають постійний контакт із гусеницею;
- остов трактора й елементи навісного устаткування є абсолютно жорсткими;
- кут нахилу лінії дії опору розпушуванню при коливаннях остову не змінюється;
- вертикальне навантаження на ліву і праву гусениці є однаковим.

Для складання моделі застосовується розрахункова схема, зображена на рис. 3, в якій гусениця розділена на дві півгусениці, що взаємодіють із ґрунтом і пов'язані між собою через остов; пружно-в'язкі властивості кожної півгусениці характеризуються коефіцієнтами жорсткості  $c_1$ ,  $c_2$  та демпфування  $p_1$ ,  $p_2$ . Оскільки використовується плоска розрахункова схема, коефіцієнти жорсткості й демпфування є сумою коефіцієнтів жорсткості й демпфування лівої і правої гусениць для кожної півгусениці.

Мікрорельєф генерується за кореляційною функцією [6]

$$R_y(l) = \sigma^2 \cdot e^{-\alpha_1 |l|} \cos \beta l, \quad (9)$$

де  $\sigma$  – середньоквадратичне відхилення для поздовжнього профілю  $\sigma = 0,015 \dots 0,08$  м, для поперечного профілю  $\sigma = 0,05 \dots 0,28$  м;  $\alpha_i$  – параметри, що характеризують загасання кореляції, для поздовжнього профілю  $\alpha = 1,4 \dots 2,8$  рад/с, для поперечного профілю  $\alpha = 2,3 \dots 3,9$  рад/с;  $\beta_i$  – параметри, що характеризують періодичність кореляції, для поздовжнього профілю  $\beta = 1,0 \dots 1,5$  рад/с, для поперечного профілю  $\beta = 1,2 \dots 3,6$  рад/с;  $l$  – довжина ділянки.

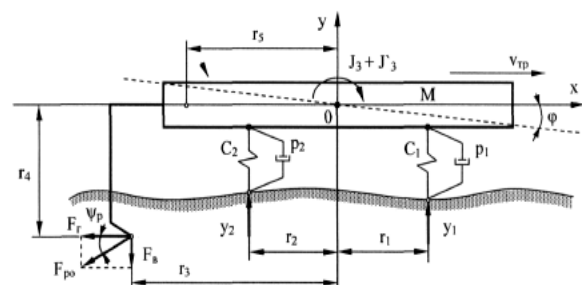


Рис. 3. Розрахункова схема моделі взаємодії ходового обладнання з ґрунтом

Для урахування згладжувальної здатності гусениць застосовується вираз дискретного вигляду [7]

$$y(n) = \frac{1}{M} \int_{m=n-k}^{n+k} y(m), \quad (10)$$

де  $k=0,5(M-1)$ ;  $M$  – інтервал усереднення;  $y(m)$  – ординати незгладженого мікро-рельєфу.

Вже згладжений мікрорельєф характеризується вертикальними координатами під передньою  $y_1$  та задньою  $y_2$  півгусеницями (рис. 3).

Початок координат поєднаний з центром тягіння розпушувального агрегата в початковому положенні. За додатковий напрямок осі  $y$  вважаємо напрямок вгору, а додатковим напрямком кута  $\phi$  – нахил розпушувального агрегата вперед.

Умови рівноваги остова розпушувального агрегата на підставі принципу Даламбера

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum_{i=1}^2 F_{ci} + \sum_{i=1}^2 F_{pi} + F_b, \quad (11)$$

де  $M$  – маса підресореної частини трактора;  $F_{ci}$  – сила, що діє на остов від пружного елемента  $i$ -ї півгусениці;  $F_{pi}$  – сила, що діє на остов від демпфуючого елемента  $i$ -ї півгусениці.

$$J_{pa} \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \sum_{i=1}^2 M_{ci} + \sum_{i=1}^2 M_{pi} + M_{Fpo}, \quad (12)$$

де  $J_{pa} = J_3 + J'_3$  – момент інерції остова трактора та робочого органа відносно поперечної осі, що проходить через центр тяжіння;  $M_{ci}$  і  $M_{pi}$  – моменти відносно центру тяжіння від сил  $F_{ci}$  та  $F_{pi}$ ;  $M_{Fpo}$  – момент відносно центру тяжіння від сили реакції ґрунту на робочий орган.

Сили, що діють на остов від пружних і демпфуючих елементів

$$F_{ci} = c_i \cdot y_i,$$

$$F_{pi} = p_i \cdot \frac{dy_i}{dt},$$

де  $y_i$  – вертикальна координата під  $i$ -ю півгусеницею.

$$y_i = y + \Delta y_i, \quad (13)$$

де  $\Delta y_i$  – зміна вертикальної координати під  $i$ -ю півгусеницею.

З урахуванням виразу (17)

$$\sum_{i=1}^2 F_{ci} = c_1 \cdot (y + \Delta y_1) + c_2 \cdot (y + \Delta y_2), \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^2 F_{pi} = p_1 \cdot \frac{d(y + \Delta y_1)}{dt} + p_2 \cdot \frac{d(y + \Delta y_2)}{dt}. \quad (15)$$

Після підстановки виразів (14) і (15) у рівняння (11) і виконання деяких перетворень отримаємо

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + (p_1 + p_2) \frac{dy}{dt} + (c_1 + c_2) y =$$

$$= p_1 \frac{d\Delta y_1}{dt} + c_1 \Delta y_1 + p_2 \frac{d\Delta y_2}{dt} + c_2 \Delta y_2 + F_b. \quad (16)$$

В операторному вигляді рівняння (20) запишеться так:

$$(T_{1y} p^2 + T_{2y} p + 1) y =$$

$$= (k_{1y} p + k_{2y}) \Delta y_1 + (k_{3y} p + k_{4y}) \Delta y_2 + k_{5y} F_b, \quad (17)$$

де  $T_{1y}$  та  $T_{2y}$  – постійні часу;  $k_{1y}$ ,  $k_{2y}$ ,  $k_{3y}$ ,  $k_{4y}$  та  $k_{5y}$  – коефіцієнти посилення.

$$T_{1y} = \frac{M}{c_1 + c_2}.$$

$$T_{2y} = \frac{p_1 + p_2}{c_1 + c_2}.$$

$$k_{1y} = \frac{p_1}{c_1 + c_2}.$$

$$k_{2y} = \frac{c_1}{c_1 + c_2}.$$

$$k_{3y} = \frac{p_2}{c_1 + c_2}.$$

$$k_{4y} = \frac{c_2}{c_1 + c_2}.$$

$$k_{5y} = \frac{1}{c_1 + c_2}.$$

З рівняння (17) випливає, що на вертикальну координату остова розпушувального агрегата впливають зміни вертикальних координат мікрорельєфу під передньою  $\Delta y_1$  та правою  $\Delta y_2$  півгусеницями і вертикальна складова опору ґрунту на робочому органі  $F_B$ . Використовуючи принцип суперпозицій, отримуємо такі передатні функції

$$W_y^{\Delta y_1} = \frac{y(p)}{\Delta y_1(p)} = \frac{k_{1y}p + k_{2y}}{T_{1y}p^2 + T_{2y}p + 1}. \quad (18)$$

$$W_y^{\Delta y_2} = \frac{y(p)}{\Delta y_2(p)} = \frac{k_{3y}p + k_{4y}}{T_{1y}p^2 + T_{2y}p + 1}. \quad (19)$$

$$W_y^{F_B} = \frac{y(p)}{F_B(p)} = \frac{k_{5y}}{T_{1y}p^2 + T_{2y}p + 1}. \quad (20)$$

Вирази (18)...(20) дозволяють подати математичну модель вертикальних переміщень остова від дії мікрорельєфу у вигляді структурної схеми, зображеної на рис. 4.

Моменти сил, що діють на остов від пружних і демпфуючих елементів

$$M_{ci} = c_i \cdot y_i \cdot r_i,$$

$$M_{pi} = p_i \cdot \frac{dy_i}{dt} \cdot r_i,$$

де  $r_i$  – відстань від центру тяжіння до центру  $i$ -ї півгусениці.

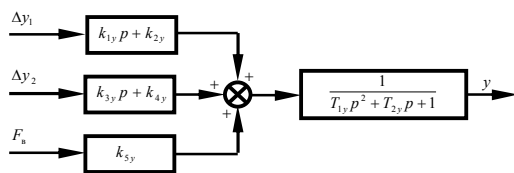


Рис. 4. Структурна схема вертикальних переміщень остова розпушувального обладнання

Для обертальних рухів остова

$$y_i = r_i \phi + \Delta y_i. \quad (21)$$

З урахуванням виразу (34) отримуємо

$$\sum_{i=1}^2 M_{ci} = -c_1 \cdot (r_1 \cdot \phi + \Delta y_1) + c_2 \cdot (r_2 \cdot \phi + \Delta y_2), \quad (22)$$

$$\sum_{i=1}^2 M_{pi} = -p_1 \cdot \frac{d(r_1 \cdot \phi + \Delta y_1)}{dt} + p_2 \cdot \frac{d(r_2 \cdot \phi + \Delta y_2)}{dt}. \quad (23)$$

Після підстановки виразів (35) і (36) в рівняння (14) і виконання деяких перетворень отримуємо таке рівняння

$$\begin{aligned} & (J_3 + J'_3) \frac{d^2 \phi}{dt^2} + (p_2 \cdot r_2^2 - p_1 \cdot r_1^2) \frac{d\phi}{dt} + \\ & + (c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2) \phi = \\ & = -(p_1 \cdot r_1 \cdot \frac{d\Delta y_1}{dt} + c_1 \cdot r_1 \cdot \Delta y_1) + \\ & + (p_2 \cdot r_2 \cdot \frac{d\Delta y_2}{dt} + c_2 \cdot r_2 \cdot \Delta y_2) + M_{Fpo}. \end{aligned} \quad (24)$$

В операторному вигляді рівняння (24) запишеться таким:

$$\begin{aligned} & (T_{1\phi} p^2 + T_{2\phi} p + 1) \phi = -(k_{1\phi} p + k_{2\phi}) \Delta y_1 + \\ & + (k_{3\phi} p + k_{4\phi}) \Delta y_2 + k_{5\phi} M_{Fpo}, \end{aligned} \quad (25)$$

де  $T_{1\phi}$  та  $T_{2\phi}$  – постійні часу;  $k_{1\phi}$ ,  $k_{2\phi}$ ,  $k_{3\phi}$ ,  $k_{4\phi}$  та  $k_{5\phi}$  – коефіцієнти посилення.

$$T_{1\phi} = \frac{J_{pa}}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$T_{2\phi} = \frac{p_2 \cdot r_2^2 - p_1 \cdot r_1^2}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$k_{1\phi} = \frac{p_1 \cdot r_1}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$k_{2\phi} = \frac{c_1 \cdot r_1}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$k_{3\phi} = \frac{p_2 \cdot r_2}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$k_{4\phi} = \frac{c_2 \cdot r_2}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

$$k_{5\phi} = \frac{1}{c_2 \cdot r_2^2 - c_1 \cdot r_1^2}.$$

З рівняння (25) випливає, що на кутові коливання остова розпушувального агрегата впливають зміни вертикальних координат мікрорельєфу під передньою  $\Delta y_1$  та правою  $\Delta y_2$  півгусеницями і момент від реакції ґрунту на робочий орган  $M_{Fpo}$ .

Використовуючи принцип суперпозицій, отримуємо такі передатні функції

$$W_{\phi}^{\Delta y_1} = \frac{\phi(p)}{\Delta y_1(p)} = \frac{k_{1\phi}p + k_{2\phi}}{T_{1\phi}p^2 + T_{2\phi}p + 1}. \quad (26)$$

$$W_{\phi}^{\Delta y_2} = \frac{\phi(p)}{\Delta y_2(p)} = \frac{k_{3\phi}p + k_{4\phi}}{T_{1\phi}p^2 + T_{2\phi}p + 1}. \quad (27)$$

$$W_{\phi}^{M_{Fpo}} = \frac{\phi(p)}{M_{Fpo}(p)} = \frac{k_{5\phi}}{T_{1\phi}p^2 + T_{2\phi}p + 1}. \quad (28)$$

Вирази (26)–(28) дозволяють подати математичну модель кутових коливань остова від дії мікрорельєфу у вигляді структурної схеми, зображеної на рис. 5.

Для визначення зміни положення робочого органа, залежно від переміщень остова розпушувального агрегата, можна скористатися методикою Е.Н. Кузіна [8].

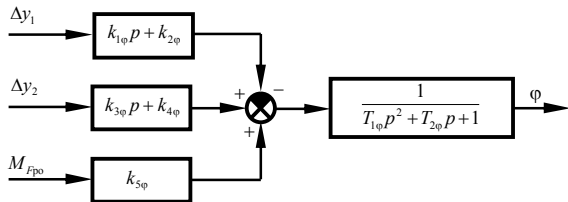


Рис. 5. Структурна схема кутових переміщень остова розпушувального агрегата

На розрахунковій схемі, зображеній на рис. 6:  $NM$  – острів у вигляді жорсткого відрізка;  $k$  – точка перекидання;  $L_6$  – база розпушувального агрегата;  $L_{цт}$  – відстань від точки  $N$  до точки перекидання;  $xNy$  – рухома система координат, вісь  $Ny$  проходить через вісь передньої зірочки, а вісь  $Nx$  – через центр тяжіння остова;  $P(x_{po}, y_{po})$  – координати точки прикладення сил опору розпушуванню;  $XOY$  – нерухома система координат, в якій рухається розпушувальний агрегат.

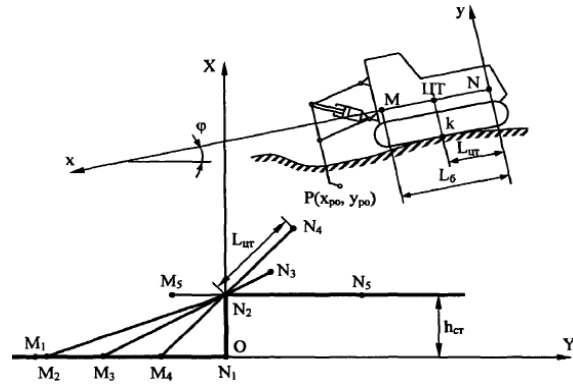


Рис. 6. Розрахункова схема для визначення зміни положення робочого органа залежно від переміщень остова

Подано зміни положення робочого органа залежно від переміщень остова у вигляді динамічної ланки, входом якої є зміна вертикальної координати центру тяжіння остова  $\Delta y$ , а виходом – зміна положення робочого органа  $\Delta y_{po}$ . Передатна функція такої ланки визначається як відношення [9]

$$W_{y_{po}}(p) = \frac{L[Y_{po}(X)]}{L[Y(X)]}, \quad (29)$$

де  $L$  – символ перетворення Лапласа.

Для виконання перетворення Лапласа візьмемо  $Y(X)$  у вигляді ступінчастої функції з висотою ступеня  $h_{ct}$  і розглянемо залежність  $Y_{po}(X)$  при подоланні розпушувальним агрегатом такої перешкоди. Під час цього враховуємо, що у практичних умовах  $h_{ct}$  набагато менше бази  $L_6$  і кут повороту остова дуже малий, так що  $\sin \phi = \phi$ ,  $\cos \phi = 1$ , у зв'язку з цим нехтуємо відносними горизонтальними зміщеннями точок відрізка  $MN$  і точки перекидання.

$$Y_{po} = Y_N - y_{po} - x_{po} \cdot \phi.$$

У початковому положенні ( $M_1N_1$ )

$$X = 0, Y_M = Y_N = 0, \phi = 0,$$

$$Y_{po} = y_{po}. \quad (30)$$

При подальшому русі точка  $N$  переміщується по вертикальній ділянці ступінчастої

функції, а точка  $M$  переміщується по осі  $OX$ . У положенні  $M_2N_2$  візьмемо

$$X = 0, Y_M = 0, Y_N = h_{ст}, \phi = h_{ст} / L_6, \\ Y_{po} = y_{po} + h \left( 1 - \frac{x_{po}}{L_6} \right). \quad (31)$$

В інтервалі  $0 < X < L_{ит}$  положення остова характеризується відрізком  $M_3N_3$ , при цьому

$$Y_M = 0, Y_N = \frac{h_{ст} \cdot L_6}{L_6 - X}, \phi = \frac{h_{ст}}{L_6 - X}. \quad (32)$$

$$Y_{po} = y_{po} + h \frac{L_6 - x_{po}}{L_6 - X}. \quad (33)$$

У момент співпадіння  $X$  з точкою  $k$  ( $M_4N_4$ ) починається перекидання розпушувального агрегата. Положення робочого органа визначається підстановкою в рівняння (32) виразу  $X = L_{ит}$ , перекидання закінчується новим положенням  $M_5N_5$

$$X = L_{ит}, Y_M = Y_N = h_{ст}, \phi = 0, \\ Y_{po} = y_{po} + h_{ст}. \quad (34)$$

Після виконання перетворення Лапласа (49), з урахуванням виразів (30), (31), (33) та (34), отримуємо таку передатну функцію

$$W_{Y_{po}}(p) = \frac{\Delta y_{po}(p)}{\Delta y(p)} = \\ = k_{1po} + \frac{k_{2po}}{p} (1 - e^{-\tau_{po}p}) - k_{3po} e^{-\tau_{po}p}, \quad (35)$$

де  $\Delta y_{po}$  – зміна вертикальної координати робочого органу від некерованих переміщень остова;  $\Delta y$  – зміна вертикальної координати центру тяжіння розпушувача від дії мікрорельєфу на ходове обладнання;  $k_1, k_2$  і  $k_3$  – коефіцієнти посилення;  $\tau_{po}$  – час запізнювання.

$$k_{1po} = \frac{L_6 - x_{po}}{L_6}.$$

$$k_{2po} = \frac{L_6 - x_{po}}{L_6(L_6 - L_{ит})}.$$

$$k_{3po} = \frac{L_{ит} - x_{po}}{L_6 - L_{ит}}.$$

$$\tau_{po} = \frac{L_{ит}}{v_{тр}}.$$

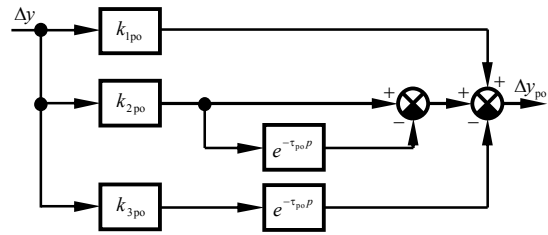


Рис. 7. Структурна схема моделі зміни положення робочого органа залежно від переміщень остова

Передатна функція (35) дозволяє подати математичну модель зміни положення робочого органу розпушувача залежно від переміщень остова у вигляді структурної схеми, зображеної на рис. 7.

Загальна математична модель дії мікрорельєфу на некеровані переміщення робочого органа може бути подана у вигляді структурної схеми, зображеної на рис. 8.

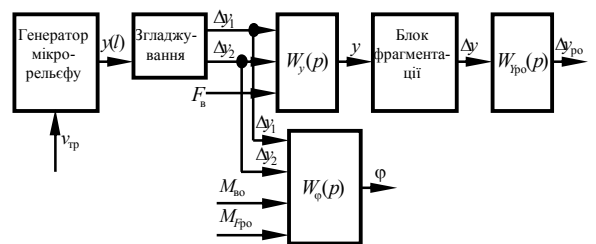


Рис. 8. Структурна схема математичної моделі дії мікрорельєфу на некеровані переміщення робочого органа

Структурна схема (рис. 8) є математичною моделлю процесу дії мікрорельєфу на некеровані переміщення робочого органу розпушувального агрегата, які викликають зміну глибини розпушування, а отже, і зміну моменту опору, прикладеного до вала двигуна. Мікрорельєф генерується за кореляційною функцією (9), згладжувальна здатність гусениць враховується у виразі (10).



Отримані передатні функції вертикальних (18)–(20) і кутових (26)–(28) переміщень центру тяжіння остова дозволяють враховувати пружно-в'язкі властивості підвіски. Передатна функція (35) враховує зміну положення робочого органа розпушувача при зміні положення центру тяжіння остова.

### Висновки

Таким чином, вхідними даними цієї математичної моделі руху розпушувального агрегата є значення таких величин: кутова швидкість вала двигуна внутрішнього згорання і сила тягового опору, а вихідними – величина моменту на умовному валу трактора.

Запропонована в роботі математична модель впливу реакції ґрунту під час його руйнування на некеровані переміщення робочого органа є сумою низькочастотних і високочастотних коливань, що становлять реакції ґрунту на робочі органи розпушувача.

У математичній моделі підсистеми «остов – навісне устаткування» враховується згладжувальна здатність гусеничного рушія, а також вплив жорсткості підвіски на некеровані переміщення робочого органа розпушувача.

### Література

1. Горбатюк Є.В. Створення робочого органу землерийної машини з орієнтованими потоками виносу ґрунту: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Є.В. Горбатюк. – К., 2006. – 180 с.
2. Щербаков Е.С. Исследование неуправляемых перемещений рыхлительного агрегата с целью повышения эффективности разработки мерзлых ґрунтов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Е.С. Щербаков. – М., 1980. – 208 с.
3. Satya Narayan Shah. Road and Bridge Construction Equipment / Satya Narayan Shah // Manufacturing Engineering & Management (UK), January. – 2012. – No. 1. – P. 1–12.
4. Слободин В.Я. Оптимизация параметров системы управления бульдозера с целью повышения эффективности процесса копания ґрунта: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / В.Я. Слободин. – Омск, 1982. – 235 с.
5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
6. Беляев В.В. Повышение точности планировочных работ автогрейдерами с дополнительными опорными элементами рабочего органа: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / В.В. Беляев. – Омск, 1987. – 230 с.
7. Щербаков В.С. Научные основы повышения точности работ, выполняемых землеройно-транспортными машинами: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.04 / В.С. Щербаков. – Омск, 2000. – 416 с.
8. Кузин Э.Н. Повышение эффективности землеройных машин непрерывного действия на основе увеличения точности позиционирования рабочего органа: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.04 / Э.Н. Кузин. – М., 1984. – 443 с.
9. Pirmatov S.T. Necessary conditions of summability of spectral expansion on eigenfunction of the operator laplace / S.T. Pirmatov // European science review. – 2015. – № 5–6 (3). – P. 29–32.

Рецензент: І.Г. Кириченко, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 4 квітня 2016 р.