

УДК 61.879

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,  
В.П. Рашківський, аспірант КНУБА

## ДИНАМІКА ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ З ТОРЦЕВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Основними робочими навантаженнями землерийної машини з торцевим робочим органом є навантаження від сил копання. При розробці порід середньої та великої міцності переважаючу частину сил копання складають сили різання [1].

Відомі методики розрахунку дозволяють визначити при заданих умовах середньо максимальну та середню силу різання на основі дослідних коефіцієнтів міцності матеріалу [2].

Однак, при визначенні дійсних робочих навантажень машини, недостатньо визначати середні або середньо максимальні навантаження, так як установлено, що коливання сил різання та копання носять випадковий характер і тому можуть бути описані достатньо повно лише статистичними методами. Більш того, за значеннями середніх та середньо максимальних сил різання та копання проектується робочий орган машини, а його привід проектується за максимальним значенням навантаження при розробці визначеної категорії ґрунту.

Такий підхід призводить до того, що запроектована землерийна машина має низький ККД через відсутність адаптації робочого органу та приводу до змін у робочому середовищі.

Метою роботи є створення землерийної машини з адаптивним робочим органом. Поставлена задача вирішується в декілька етапів: створення низько енергоємних конструкцій робочих органів та проектування їх приводів із можливістю зміни параметрів у часі.

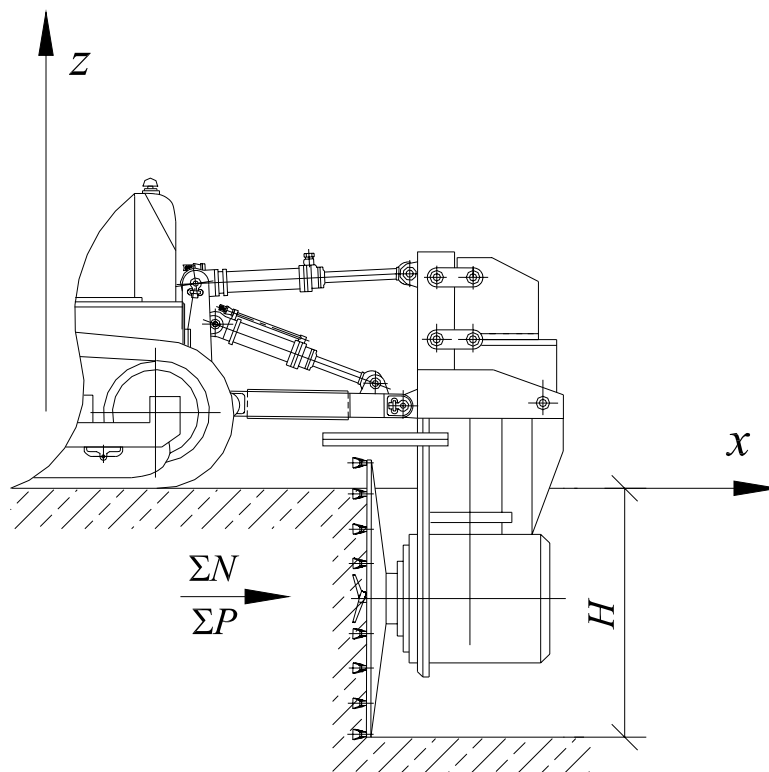


Рис. 1. Загальний вид землерийної машини з торцевим робочим органом

Високоєфективну розробку ґрунту можливо проводити з використанням землерийної машини з торцевим робочим органом (рис. 1). Визначення характеру зміни навантаження від сил копання та різання для цієї машини дозволить провести проектування спеціального приводу, що дозволить змінювати силові параметри торцевого робочого органу в процесі розробки ґрунту.

Торцевий робочий орган (рис. 2), представляє собою диск з модульно розміщеними ріжучими елементами.

Для дискового робочого органу, що працює торцевою стороною, траєкторія руху ріжучих елементів має серпоподібну форму, а зубці розміщуються за принципом перекриття. Ґрунт, що знаходиться в зоні робочого органу, але не контактує з ріжучим елементом, під впливом хвиль деформацій, що поширюються в робочому середовищі, попередньо руйнується. В подальшому ці частки ґрунту обвалюються та виносяться із забою. Важливим є те, що загальна складова сили різання, що залежить від сумарної площі контакту ґрунту з ріжучими елементами, значно зменшується у випадку модульного розташування ріжучих елементів. Це дозволяє зменшити потужність, потрібну для приводу робочого органу при тих самих параметрах виконання роботи.

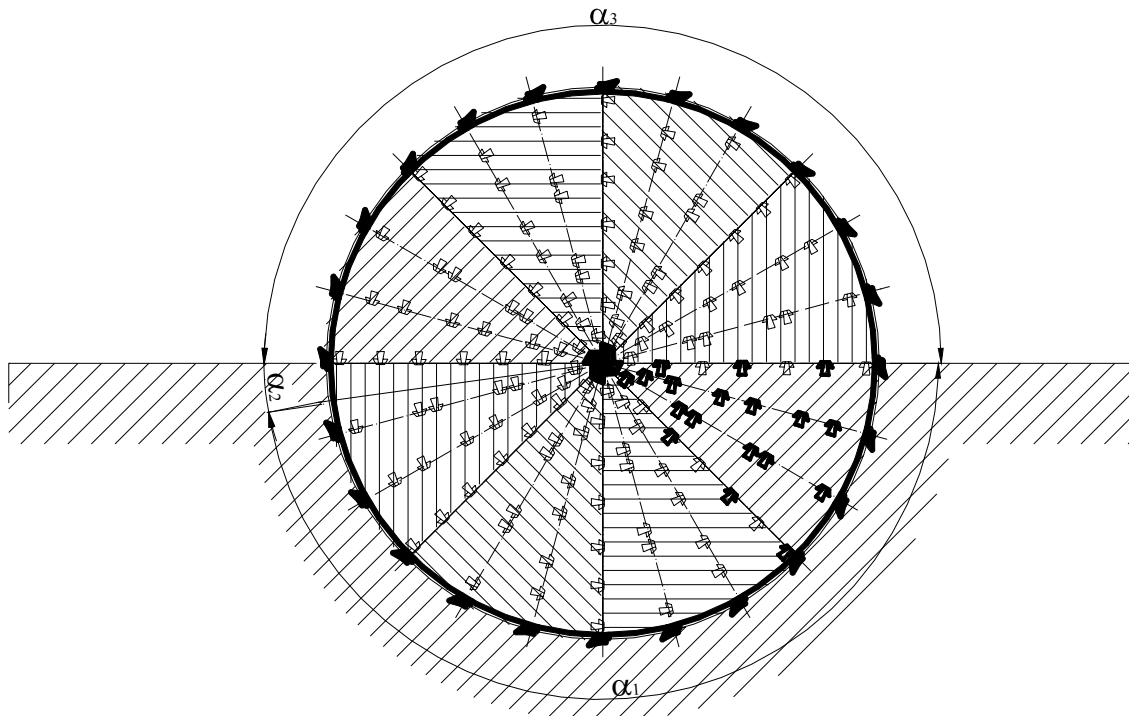


Рис. 2. Загальний вид торцевого робочого органу

Для робочого органу з модульним розміщенням ріжучих елементів визначальним є кількість ліній ріжучих елементів  $n$ , кількість основних модулів  $n_1$  та період одного оберту робочого органу  $T$ .

Загальне навантаження на робочому органі визначається рівністю:

$$Q(t) = \bar{Q}(t) + \overset{0}{Q}(t), \quad (1)$$

де  $\bar{Q}(t)$  - математичне очікування (детермінуюча складова) навантаження  $Q(t)$ ;

$\overset{0}{Q}(t)$  - випадкова складова загального навантаження  $Q(t)$ .

Прийmemo відносно дотичної складової  $P_x$  наступні допущення: математичне очікування  $\bar{P}_x$  сили  $P_x$  в процесі копання залишається пропорційним площі перетину зрізу  $F$ .



Тоді зручним буде визначення сили різання для  $m$ -го ріжучого елемента за епюрою сил різання (рис. 3).

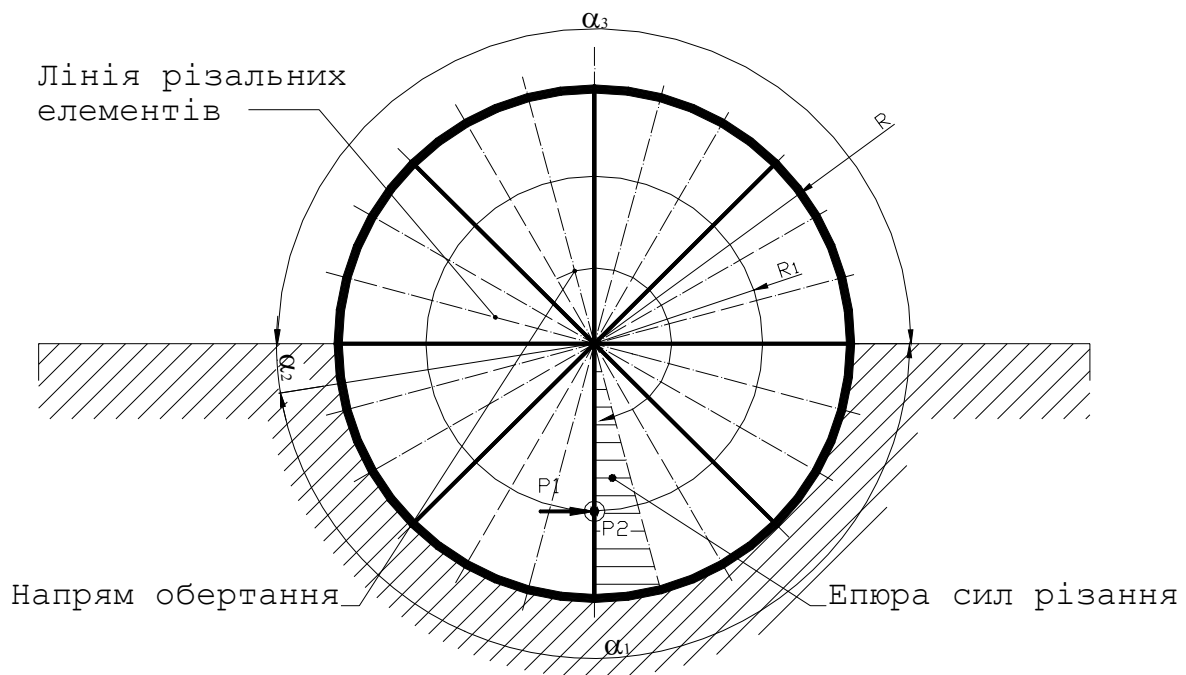


Рис. 3. Схема взаємодії торцевого робочого органу з ґрунтом

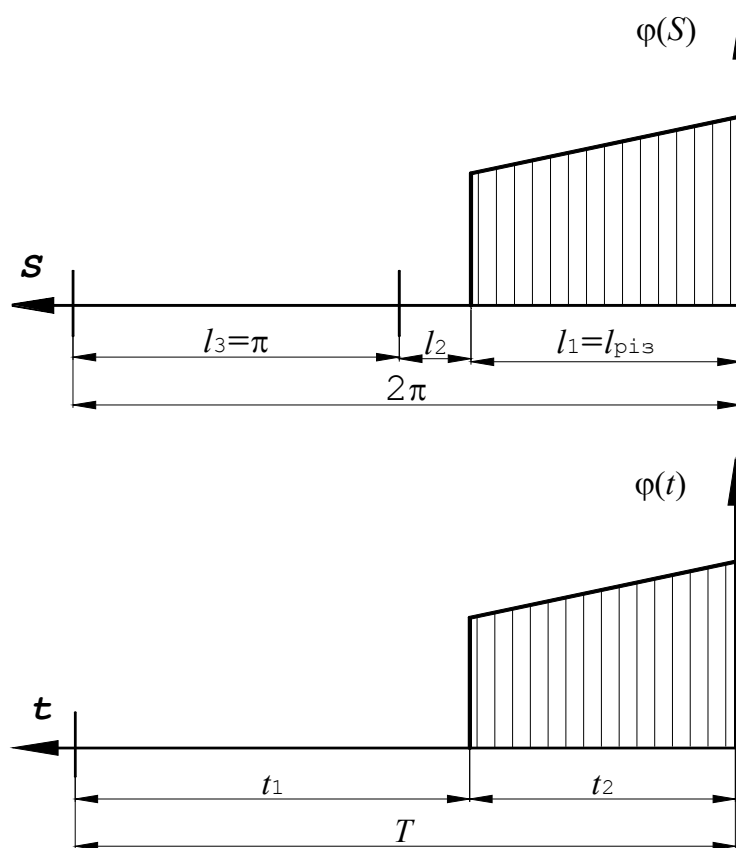


Рис. 4. Схема взаємодії ріжучого елемента з ґрунтом

Загальне навантаження на робочому органі визначається рівністю (для гострих різців):

$$Q(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \xi_{2i}(t) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \xi_{1i}(t), \quad (2)$$

де  $Q(t)$  - один з компонентів загального навантаження, прикладеного до верху шарніру рами (зусилля, напрямлене по вісі  $x$ , зусилля, напрямлене по вісі  $y$ );  $p$  - середня питома сила різання;  $\varphi(t)$  - деяка періодична функція з періодом оберту робочого органу  $T$ ; зокрема, якщо  $Q(t)$  - зусилля, направлене по вісі  $x$ , то  $\varphi(t)$  - при гострих різцях – це площа перетину зрізу одним різцем;  $\xi_{1i}(t)$  - безрозмірна стаціонарна випадкова функція з математичним очікуванням  $\xi_{1i} = 1$  та дисперсією  $D_{\xi_{1i}} = W_p^2$ , де  $W_p$  - коефіцієнт варіації сили різання одним різцем; вона характеризує відносну величину випадкових коливань цієї сили;  $\xi_{2i}(t)$  - стаціонарна випадкова функція, рівна півсумі 2-х незалежних стаціонарних випадкових функцій  $\xi_{1i}(t)$  та  $\xi'_{1i}(t)$  з однаковими статистичними характеристиками. (такими ж, як у функції  $\xi_{1i}(t)$ ).

Кореляційна функція випадкової величини  $\xi_{1i}(t)$ :

$$K_{\xi_1}(\tau) = W_p^2 \rho_p(\tau), \quad (3)$$

де  $\rho_p(\tau)$  - нормована кореляційна функція сили різання.

Основні статистичні характеристики випадкової функції  $\xi_{2i}(t)$  відповідно відомим положенням теорії випадкових процесів [3], визначаються рівностями:

- 1) математичне очікування  $\bar{\xi}_{2i} = 1$
- 2) дисперсія  $D_{\xi_{2i}} = 0,5W_p^2$
- 3) кореляційна функція  $K_{\xi_2}(\tau) = 0,5W_p^2 \rho_p(\tau)$ .

Взаємна кореляційна функція між стаціонарними випадковими функціями  $\xi_{2i}(t)$  та  $\xi_{1i}(t)$ :

$$R_{\xi_2 \xi_1}(\tau) = 0,5K_{\xi_1}(\tau) = 0,5W_p^2 \rho_p(\tau). \quad (4)$$

Розглянемо кожен додаток загального навантаження. Математичне очікування навантаження  $Q(t)$ :

$$\bar{Q}(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right). \quad (5)$$

Перший додаток у формулі є періодична функція з періодом  $\frac{T}{n}$ , інший додаток – періодична функція з періодом  $\frac{Tn_1}{n}$ .

Для описання періодичних складових навантажень розкладаємо функцію в ряд Фур'є:

$$\bar{Q}(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) + \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right). \quad (6)$$

Функція  $\bar{Q}(t)$  має період  $\frac{Tn_1}{n}$ ; переважаюча частина цієї функції є періодичною функцією з періодом  $\frac{T}{n}$ . Коефіцієнти Фур'є визначаються за формулами:



$$A_k = -\frac{2pn}{n_1 T_0} \int_0^T \varphi(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$B_k = -\frac{2pn}{n_1 T_0} \int_0^T \varphi(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt.$$

якщо  $K$  не кратне  $n_1$ , де  $K = 0, 1, 2, 3, \dots$ . У випадку коли  $K$  кратне  $n_1$ , то коефіцієнти набувають виду:

$$A_k = -\frac{4pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$B_k = -\frac{4pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{n_1 T} Kt\right) dt,$$

$$A_0 = \frac{2pn}{T} \left(1 - \frac{1}{2n_1}\right) \int_0^T \varphi(t) dt.$$

Навантаження  $Q(t)$  характеризується двома компонентами:

I - зусилля  $R_x(t)$ , направлене по вісі  $x$ :

$$R_x(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t),$$

де  $P_i(t)$  - дотична сила різання (складова сили різання);

II - зусилля  $R_y(t)$ , направлене по вісі  $y$ :

$$R_y(t) = \sum_{i=1}^n N_i(t).$$

де  $N_i(t)$  - нормальна сила різання;

Необхідно визначити коефіцієнти Фур'є для кожного компонента без врахування опору переміщення лінії різальних елементів.

Якщо розглядувати проходження однієї лінії ріжучих елементів у забої (див. рис. 4), то весь шлях її проходження можна розбити на дві ділянки:

1) шлях різання;

2) відстань, пройдена лінією різальних елементів після виходу з контакту з ґрунтом.

Якщо прийняти швидкість ріжучої кромки постійною, то час контакту зубців з ґрунтом (рис. 3), в загальному випадку визначається з рівності:

$$t_1 = \frac{2\pi - \alpha_1}{\omega_{P.O.}}, \quad t_2 = \frac{2\pi - \alpha_2 - \alpha_3}{\omega_{P.O.}}, \quad (7)$$

або

$$t_1 = \frac{2l_3 - l_{\text{різ}}}{V_k}, \quad t_2 = \frac{l_3 + l_2}{V_k}, \quad (8)$$

де  $2\pi$  - повний оберт балочки;  $\alpha_2 + \alpha_3$  - кут, пройдений лінією різальних елементів після виходу з забою (в даному випадку  $\alpha_3 = \pi$ );  $\alpha_1$  - кут, пройдений балочкою при різанні;

$\omega_{P.O.}$  - швидкість обертання робочого органу;  $l_2 + l_3$  - довжина проходження точки прикладання рівнодійної сили опору ґрунту руйнуванню після виходу з забою;

$l_{\text{різ}}$  - довжина проходження точки прикладання рівнодійної сили опору ґрунту

руйнуванню при різанні;  $V_k$  - швидкість руху точки прикладання рівнодійної сили опору

грунту руйнуванню  $\left( V_k = \omega_{p.o.} \cdot R_{p.o.} \cdot \frac{2}{3} \right)$ ;  $t_1$  - час до взаємодії лінії різальних елементів з грунтом;  $t_2$  - тривалість взаємодії лінії різальних елементів з грунтом.

Якщо  $t_1 = 0$ , то при  $Q(t) = R_x(t)$  та  $Q(t) = R_y(t)$  отримуємо вираз:

$$\varphi(t) = \begin{cases} F, & \text{при } t < t_2, \\ 0, & \text{при } t > t_2, \end{cases}$$

де  $F$  - площа зрізу одного різця.

Таким чином, вираз для постійного члена ряду Фур'є, прийме вид

$$A_0 = 2pFn \left( 1 - \frac{1}{2n_1} \right) \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}.$$

Підраховуємо коефіцієнти Фур'є для окремих гармонік (рис. 5). При  $K$  не кратному  $n_1$

$$A_k = -\frac{pF}{\pi K} \cdot \sin\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right), \quad B_k = \frac{pF}{\pi K} \cdot \left[ \cos\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right) - 1 \right].$$

При  $K$ , кратному  $n_1$ ,

$$A_k = \frac{2pFn_1}{\pi K} \left( 1 - \frac{1}{2n_1} \right) \sin\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right),$$

$$B_k = \frac{2pFn_1}{\pi K} \left[ 1 - \cos\left(\frac{2\pi n K}{n_1} \cdot \frac{l_{\text{різ}}}{V_k}\right) \right].$$

Для зусилля  $R_y$ , коефіцієнти Фур'є отримують шляхом множення знайдених значень  $A_0$ ,  $A_k$ ,  $B_k$  на  $\text{ctg}(\delta + \mu)$ , де  $\delta$  - кут різання;  $\mu$  - кут тертя ґрунту по матеріалу різця.

При описанні складової  $R_y$ , значення  $A_0$ ,  $A_k$  та  $B_k$  для  $R_x$  при гострих різцях потрібно помножити на  $\text{ctg}(\delta + \mu)$ , значення  $A_{03}$ ,  $A_{k3}$ ,  $B_{k3}$  для  $R_x$  при затуплених різцях – на  $\text{ctg}(\delta + \mu)$  та відняти, тоді отримуємо загальні значення

$$A_{0(\text{заг})} = A_0 \text{ctg}(\delta + \mu) - A_{03} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

$$A_{k(\text{заг})} = A_k \text{ctg}(\delta + \mu) - A_{k3} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

$$B_{k(\text{заг})} = B_k \text{ctg}(\delta + \mu) - B_{k3} \text{ctg}(\delta_1 + \mu),$$

де  $\delta_1$  - кут нахилу площадки зносу.

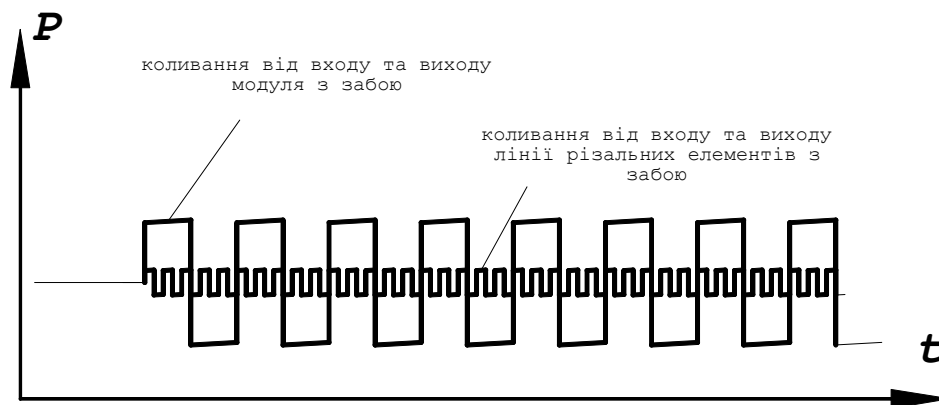


Рис. 5. Схема періодичних складових навантаження від сил різання на торцевому робочому органі



З виразу (1) видно, що випадкова складова загального навантаження може бути визначена як

$$\overset{0}{Q}_0(t) = Q(t) - \bar{Q}(t), \quad (9)$$

або

$$\overset{0}{Q}_0(t) = 2p \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \overset{0}{\xi}_{2i}(t) - p \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \overset{0}{\xi}_{1i}(t), \quad (10)$$

де  $\overset{0}{\xi}_{1i}(t) = \xi_{1i}(t) - 1$ ;  $\overset{0}{\xi}_{2i}(t) = \xi_{2i}(t) - 1$ .

Кореляційна функція компоненти  $\overset{0}{Q}(t)$  визначається виразом:

$$K_Q(t, t + \tau) = 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{T}{n} + \tau\right) - 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n} + \tau\right).$$

В формулі перша сума є періодичною функцією часу  $t$  з періодом  $\frac{T}{n}$ , а друга - з періодом  $\frac{Tn_1}{n}$ , тому вся кореляційна функція в цілому є періодичною функцією часу з періодом  $\frac{Tn_1}{n}$ .

Враховуючи, що відносні амплітуди коливань вказаних сум малі по відношенню до випадкових коливань навантаження  $Q(t)$  можна усереднити кореляційну функцію  $K_Q(t, t + \tau)$  в межах  $\frac{Tn_1}{n}$ . При цьому отримаємо середню кореляційну функцію:

$$K_Q(\tau) = 2p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \frac{n}{n_1 T} \int_0^{\frac{n_1 T}{n}} \sum_{i=0}^{n-1} \varphi\left(t + i \frac{T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{T}{n} + \tau\right) dt - p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \frac{n}{n_1 T} \int_0^{\frac{n_1 T}{n_1}} \sum_{i=0}^{n_1-1} \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n}\right) \varphi\left(t + i \frac{n_1 T}{n} + \tau\right) dt.$$

При введенні заміни

$$t + i \frac{T}{n} = T_1; \quad dt = dT_1;$$

$$t + i \frac{n_1 T}{n} = T_2; \quad dt = dT_2;$$

отримаємо

$$K_Q(\tau) = p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left[ \frac{2n}{T} \sum_{i=0}^{n-1} \int_{\frac{T_i}{n}}^{\frac{(i+1)T}{n}} \varphi(T_1) \varphi(T_1 + \tau) dT_1 - \frac{n}{n_1 T} \sum_{i=0}^{\frac{n-1}{2}} \int_{\frac{Tin_1}{n}}^{\frac{n-1(i+1)Tn_1}{n}} \varphi(T_2) \varphi(T_2 + \tau) dT_2 \right].$$

Кінцево

$$K_Q(\tau) = \frac{n}{T} p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left( 2 - \frac{1}{n_1} \right) \int_0^T \varphi(t) \varphi(t + \tau) dt. \quad (11)$$

Аналогічно отримуємо середню взаємну кореляційну функцію для компонентів  $Q_i(t)$  та  $Q_k(t)$ :

$$R_{Q_i, Q_k}(\tau) = \frac{n}{T} p^2 W_p^2 \rho_p(\tau) \left( 2 - \frac{1}{n_1} \right) \int_0^T \varphi_i(t) \varphi_k(t + \tau) dt. \quad (12)$$

Рекомендації по вибору коефіцієнта варіації  $W_p$  сили різання описані в роботі [1].

Виходячи з цього, отримуємо, що загальний характер коливань на робочому органі при його роботі визначається:

- основною частотою  $\nu_1$ , що визначається коливанням від входу-виходу модуля робочого органу;
- додатковою частотою  $\nu_2$ , що визначається коливанням від входу-виходу лінії різальних елементів робочого органу;
- випадковою складовою, що визначається варіацією сил різання.

Визначення повного спектру частот коливання на робочому органі, дозволяє утворювати відповідне загальне навантаження  $Q(t)$ , що в свою чергу обумовлює проведення силового та міцнісного розрахунків землерийної машини з урахуванням адаптивних властивостей її робочого органу до робочого середовища.

### *Література*

1. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку. К.: ІСДО, 1995. – 304 с.
2. Баладинский В., Смирнов В., Фомин А., Доу М., Спектор М., Вольф Л. Теория разрушения рабочих сред. – К.: Техніка будівництва, 1999. – 230 с.
3. Минцер О.П., Угаров Б.Н., Власов В.В. Методы обработки медицинской информации. – К.: Вища школа, 1991. – 272 с.

УДК 624.132.3

*М.К. Сукач, д-р техн. наук, профессор КНУСА,  
С.А. Никитенок (КНУСА)*

## **ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ ОПТИМИЗАЦИИ СЕЛЕКТИВНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА**

### **Введение**

Совершенствование подводных землеройных машин возможно путем оптимизации рабочих органов за счет установления их рациональных параметров. В соответствии с принципами оптимизации землеройных машин, предложенными Е.Н.Кудрявцевым [1], В.П.Станевским [2] и др., для установления рациональных параметров рабочих органов необходимо определить целевую функцию, варьируемые параметры, параметрические и функциональные ограничения. Обычно в качестве целевых функций принимают энергоемкость разработки грунта (отношение мощности машины к ее производительности  $\mathcal{E} = M/P$ ), максимальную или удельную силу сопротивления на рабочем органе.

Если производительность традиционных землеройных машин определяют по объему разработанного грунта, то для агрегатов сбора донных полезных ископаемых производительность находят по весу собранных конкреций, количество которых существенно зависит от величины просоров

$$P = P_T K_{np},$$

где  $P_T$  - теоретическая производительность;  $K_{np}$  - коэффициент учета просора конкреций. Для рабочих органов, содержащих селективный отвал и устройство принудительной отгрузки, просор определяется потерями конкреций, которые проходят между режущими элементами отвала  $K_S$  и в углублениях микрорельефа дна  $K_h$ :

$$K_{np} = K_S K_h.$$