

УДК 539.3:624.4
©2010

Горик О.В., доктор технічних наук
Полтавська державна аграрна академія,

Толстомятов Р.В., кандидат технічних наук
Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка

ВПЛИВ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СЕРЕДОВИЩА НА КРИТИЧНУ СИЛУ ЗАНУРЕНОГО В НЬОГО ЕЛЕМЕНТА

Рецензент – доктор технічних наук А.А. Смердов

Розглянуто питання про умови деформування окремих армуючих фаз у матеріалі матриці кусково-однорідного композиту. Розвинуто аналітичну модель описання та аналізу передумов можливої втрати стійкості елементів з ускладненими умовами деформування, тобто в пружному середовищі, яким є матриця композиту. При цьому визначено вплив на стійкість окремих стиснутих фаз або їх ділянок кінематичних умов їх кріплення на кінцях та фізико-механічних властивостей пружного середовища. Отримано аналітичні співвідношення для оцінки деяких параметрів стійкості елементів армування композитів.

Ключові слова: кусково-однорідний композит, армуючі фази, пружне середовище, крайові умови, стійкість.

Постановка проблеми. Останім часом у науці й техніці, передусім у галузі машинобудування, в різноманітних областях народного господарства, включаючи агропромисловий комплекс, особлива увага надається розвитку сучасних технологій виготовлення й запровадження новітніх неоднорідних матеріалів, які більш ефективно, порівняно з традиційними, відповідають умовам експлуатації. Одним із видів таких матеріалів є природні та штучні композити, структура яких, зазвичай, створена основним матеріалом (матрицею) та армуючих фаз (стержні, шари). Наприклад: залізобетон, волокнисті пластики, багатшарові композити, в яких окремі шари виконують функції елементів армування. Ці системи можна об'єднати в один клас – кусково-однорідні композити, які складаються з основного матеріалу (матриці) та армуючих стержнів або шарів. Елементи армування (фази), як правило, є більш міцними, що обумовлює місце розташування їх у матриці, коли мова йде не про однорідний композит. Якщо під дією зовнішніх навантажень ці фази стискаються, то вони за певних умов роботи можуть втрачати стійкість, що, в свою чергу, може призвести до руйнування матриці композиту. Дана проблема вимагає особливої уваги

дослідників, оскільки може виявитися пріоритетною при визначенні несучої здатності композитних інженерних систем.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Ці питання не залишилися поза увагою науковців-дослідників, зокрема, накопичена досить значна кількість результатів, що наводяться у наукових працях вітчизняних і закордонних вчених, досвід розрахунку й конструювання різноманітних композитів. Аналіз останніх матеріалів у області тривимірної теорії стійкості волокнистих і шаруватих матеріалів наведений в огляді [1]. Що стосується стійкості окремих фаз у пружному середовищі матриці, то відповіді на окремі питання можна знайти в монографії [2]. Тут розкрито загальні підходи до визначення критичної сили для окремих фаз, занурених у пружне середовище матриці, дається оцінка впливу на стійкість цих фаз властивостей матеріалу матриці, а також початкової кривизни армуючих елементів в умовах жорсткого затиснення їх кінців. Критична сила для такого елемента (стержня) довжиною l , зануреного у пружне середовище, може визначатися за формулою

$$F_{кр} = \frac{\int_0^l EI (v'')^2 dz + \kappa \int_0^l v^2 dz}{\int_0^l (v')^2 dz}, \quad (1)$$

де: $v = v(z)$ – пружна лінія стержня після втрати стійкості (нормальні переміщення); κ – коефіцієнт, який враховує пружні властивості середовища (матеріалу матриці), кн./м².

Зауважимо, що для визначення $F_{кр}$ достатньо знати формулу (функцію) пружної лінії стержня, тобто її безрозмірне рівняння, що записане через відносний прогин – $\eta = v/l$. Точне рівняння для форми пружної лінії отримано в [1] як

розв'язок диференційного рівняння, в якому процедура диференціювання відбувається за безрозмірною змінною $t = z/l$.

$$\eta'''' + 2\kappa_1 \eta'' + \kappa_2^2 \eta = 0 \quad (2)$$

Коефіцієнти, що входять до рівняння (2), мають такий формульний зміст:

$$\kappa_1 = \frac{F_{кр} l^2}{2EI}; \quad \kappa_2 = \sqrt{\frac{kl^4}{EI}}. \quad (3)$$

Розв'язок цього точного рівняння залежить від співвідношення коефіцієнтів κ_1 та κ_2 , а також від граничних умов, тобто умов закріплення стержня, й є досить складною процедурою.

У [2] наведено співставлення результатів, отриманих за формулою (1), із результатами розв'язання рівняння (2) для випадку армування стержнями зі сталі та скріпленими поперечними хомутами, тобто жорстко закріпленими кінцями розглядуваних ділянок між хомутами. Таке співставлення дало підстави дійти висновку, що коли в рівнянні (1) використовувати апроксимуючу наближену функцію $v(z)$, яка повністю задовольняє кінематичним граничним умовам, то розходження результатів такого розрахунку порівняно з точними не перевищує 10%.

Для таких стержнів лише із жорстко закріпленими кінцями, тобто при $v(0) = v(l) = 0$, $v'(0) = v'(l) = 0$, за допомогою формули (1) отримано критичну силу такою:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{(0,5l)^2} + 0,75\kappa \frac{l^2}{\pi^2}. \quad (4)$$

Однак такі вихідні умови деформування стержня в пружному середовищі далеко не охоплюють всього спектру можливих обмежень втрати стійкості. Додаткового дослідження й розв'язання потребують практичні задачі визначення впливу на стійкість інших крайових умов армуючих фаз та конструктивних характеристик матеріалу матриці композиту.

Мета і завдання досліджень. Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про необхідність глибшого вивчення окремих питань, що стосуються більш ширшого дослідження в області теорії стійкості окремих фаз кусково однорідних матеріалів (композитів) та розв'язання практичних задач їх конструювання. *Метою* дослідження є оцінка впливу на стійкість занурених у пружне середовище стержнів (фаз композиту) умов його деформування, а *завданням* – надання практичних рекомендацій для розрахунку та проектування композитів.

Матеріали і методи досліджень. Розглянемо, окрім наведених у [2], деякі інші умови закріплення стиснутого стержня (фази) довжиною l , зануреного в пружне середовище, і встановимо в цих випадках формули визначення критичної сили.

Стержень шарнірно закріплений на кінцях. Кінцеві умови в цьому випадку є такими: $v(0) = v(l) = 0$, $v''(0) = v''(l) = 0$. Цим умовам закріплення кінців повністю відповідає апроксимуюча функція пружної лінії стержня після втрати ним стійкості, що має, наприклад, такий вигляд:

$$v(z) = v_0 \sin \frac{\pi z}{l}.$$

Похідні від цієї функції: $v'(z) = v_0 \frac{\pi z}{l} \cos \frac{\pi z}{l}$, $v''(z) = -v_0 \left(\frac{\pi z}{l}\right)^2 \sin \frac{\pi z}{l}$ та інтеграли, що

входять до формули (1):

$$\int_0^l v^2(z) dz = v_0^2 \int_0^l \left(\sin \frac{\pi z}{l}\right)^2 dz = \frac{v_0^2}{2} \int_0^l \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l}\right) dz = \frac{v_0^2 l}{2};$$

$$\int_0^l (v')^2 dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \int_0^l \cos^2 \frac{\pi z}{l} dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{1}{2} \int_0^l \left(1 + \cos \frac{2\pi z}{l}\right) dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{l}{2} = v_0^2 \frac{\pi^2}{2l};$$

$$\int_0^l EI(v'')^2 dz = v_0^2 EI \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \int_0^l \left(\sin \frac{\pi z}{l}\right)^2 dz = v_0^2 EI \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \frac{1}{2} \int_0^l \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l}\right) dz =$$

$$= v_0^2 EI \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \frac{1}{2} l = v_0^2 EI \frac{\pi^4}{2l^3}.$$

Тоді формула для визначення критичної сили стане наступною:

$$F_{кр} = \frac{v_0^2 EI \frac{\pi^4}{2l^3} + \kappa \frac{l}{2} v_0^2}{v_0^2 \frac{\pi^2}{2l}} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} + \kappa \frac{l^2}{\pi^2}. \quad (5)$$

Перший доданок правої частини відповідає формулі Ейлера для таких умов закріплення, а другий характеризує вплив на величину критичної сили властивостей пружного середовища, в який занурений стержень (фаза).

Стержень жорстко закріпленій на одному кінці. У цьому випадку кінематичні кінцеві умови на опорі мають вигляд: $v(0) = v'(0) = 0$.

Функцією, що апроксимує пружну лінію і повністю відповідає цим кінематичним кінцевим умовам, може бути вираз: $v(z) = v_0 \left(1 - \cos \frac{\pi z}{2l}\right)$.

Похідні від цієї функції: $v'(z) = v_0 \frac{\pi}{2l} \cdot \sin \frac{\pi z}{2l}$, $v''(z) = v_0 \left(\frac{\pi}{2l}\right) \cos \frac{\pi z}{2l}$ та

інтеграли, що входять до формули (1):

$$\int_0^l v(z)^2 dz = v_0^2 \int_0^l \left(1 - 2 \cos \frac{\pi z}{2l} + \cos^2 \frac{\pi z}{2l}\right) dz = v_0^2 \int_0^l dz - 2v_0^2 \int_0^l \cos \frac{\pi z}{2l} dz + v_0^2 \int_0^l \cos^2 \frac{\pi z}{2l} dz =$$

$$lv_0^2 - 2v_0^2 \frac{2l}{\pi} \sin \frac{\pi z}{2l} \Big|_0^l + v_0^2 \frac{1}{2} \int_0^l \left(1 + \cos \frac{2\pi z}{2l}\right) dz = v_0^2 \left(l - \frac{4l}{\pi} + \frac{l}{2}\right) = 0,2226v_0^2 l$$

$$\int_0^l (v')^2 dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{2l}\right)^2 \int_0^l \left(\sin \frac{\pi z}{2l}\right)^2 dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{2l}\right)^2 \frac{1}{2} \int_0^l \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{2l}\right) dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{2l}\right)^2 \frac{1}{2} l = v_0^2 \frac{\pi^2}{8l}$$

$$\int_0^l (v'')^2 dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{2l}\right)^4 \int_0^l \left(\cos \frac{\pi z}{2l}\right)^2 dz = v_0^2 \left(\frac{\pi}{2l}\right)^4 \frac{l}{2} = v_0^2 \frac{\pi^4}{32l^3}$$

Після підстановки отриманих виразів у (1) отримуємо:

$$F_{кр} = \frac{\frac{\pi^4 EI}{32l^3} + \kappa 0,266l}{\frac{\pi^2}{8l}} = \frac{\pi^2 EI}{(2l)^2} + \frac{0,2666\kappa l 8l}{\pi^2}$$

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{(2l)^2} + 0,216\kappa l^2 \quad (6)$$

Результати досліджень. Усі формули (4), (5) та (6) для визначення критичної сили за різних розглянутих кінематичних умов мають однакову структуру з відокремленням у правій частині складових, що відповідають Ейлеровій критичній силі та впливу на неї властивостей матеріалу матриці. Цим формулам можна надати наступного вигляду:

$$F_{кр} = F_e + F_{on}, \quad (7)$$

де F_e – Ейлерова сила; F_{on} – складова, що враховує опір пружного середовища.

Характерні співвідношення $F_{кр}/F_e$, що визначають міру впливу розглянутих умов закріплення на критичну силу, наведені у таблиці та подані графічно на рисунку.

Теоретичні параметри стійкості окремих фаз композиту залежно від крайових умов

	Схеми закріплення кінців фаз	$\frac{F_{кр}}{F_e}$	$\frac{F_{кр}}{F_e}$ при $\frac{\kappa l^4}{EI} = 100$
1		$1 + 1,925 \cdot 10^{-3} \frac{\kappa l^4}{EI}$	1,2
2		$1 + 10,2 \cdot 10^{-3} \frac{\kappa l^4}{EI}$	2,02
3		$1 + 87,5 \cdot 10^{-3} \frac{\kappa l^4}{EI}$	9,75

З'ясувалося, що вплив пружного середовища з умовним конструктивним параметром композиту $\kappa l^4/EI = 100$ на стійкість фази або її ділянки при жорстко закріплених кінцях (наприклад, ділянка стиснутої поздовжньої арматури залізобетонного елемента між поперечними хомутами) набагато менший, ніж вплив при жорстко закріпленому одному кінці (наприклад, жорстка стиснута фаза композиту, защемлена одним кінцем, без поперечного армування). Зрозуміло те, що варіант кінцевих умов «защемлення – шарнір», який тут не розглядається, за мірою впливу пружної матриці на стійкість стиснутих фаз розташувався б у таблиці між першою та другою схемами закріплення кінців фаз.

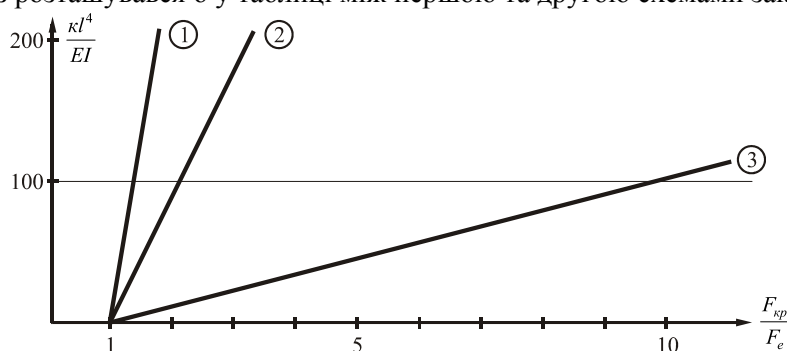


Рис. Графіки залежностей $F_{кр}/F_e - \kappa l^4/EI$

(цифрами відмічено схеми закріплення кінців фаз відповідно до таблиці)

Висновки. Аналізуючи інформацію, подану в таблиці та на рисунку, можна зробити висновок, що за різних умов закріплення стиснутих елементів армування (окремих фаз) середовище матриці по-різному впливає на величину критичної сили: чим «жорсткіше» закріплення, тим менший вплив пружного середовища. Це слід враховувати при проектуванні та конструюванні кусково-однорідних композитів.

Для більш глибокого й достовірного теоретичного дослідження впливу властивостей пружного середовища та умов закріплення кінців зануреного в це середовище стержня необхідно використовувати розв'язок точного рівняння (2).

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Бабич І.Ю., Гузь А.Н., Чехов В.Н. Трехмерная теория устойчивости волокнистых и слоистых материалов // Прикладная механика. – 2001. – №9. – С.3-42.
 2. Горик О.В., Піскунов В.Г., Чердніков В.М. Механіка деформування композитних брусків // Полтава: АСМІ. – 2008. – 402 с.

УДК 615.47: 615.456

© 2009

Смердов А.А., доктор технічних наук, професор
Полтавська державна аграрна академія

Соколов С.Є., старший викладач,
Смердова Т.А., кандидат технічних наук
Національний університет «Львівська політехніка»

ЕЛЕКТРОІМПЕДАНСНИЙ МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОЦИРКУЛЯЦІЇ У ТВАРИН

Рецензент – доктор технічних наук О.В. Горик

Розроблено новий метод дослідження мікроциркуляції у тварин на основі визначення напівкліренсу тестуючих рідин шляхом вимірювання біоімпедансу досліджуваної тканини. Метод технічно реалізований у вигляді експериментального зразка. Випробування на тканинах білих лабораторних щурів показали значне розширення функціональних можливостей, підвищення ефективності оцінки процесу тканинного кліренсу, а, отже, й перспективність у розробці визначення важливіших параметрів мікроциркуляції та доцільність використання у фармакодинаміці.

Ключові слова: мікроциркуляція у тварин, електроімпедансометрія у біології, тканинний кліренс рідин.

Постановка проблеми. Параметри мікроциркуляції – важливі показники стану тканин і всього організму тварин у нормі, патології й при терапевтичному впливі. Для різних типів тварин вони мають свої особливості й у кожному конкретному випадку можуть бути враховані лише експериментальним шляхом [1, 8].

Можливості вивчення мікроциркуляції обмежені методичними, і тому розвиток нових біофізичних підходів дослідження її параметрів є актуальним [5, 7].

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Однією з небагатьох можливостей отримання інформації на капілярному рівні *in vivo* є визначення часу напівкліренсу ($T_{50\%}$) рідин, введених у тканину. Даний показник характеризує інтенсивність мікроциркуляції, насамперед, стан тканинно-судинної проникливості та швидкості локального кровотоку [7-8]. Під поняттям «тканинний кліренс» розуміють очищення м'якої біологічної тканини (шкіра, м'яз) від введеної в неї рідини. Загальний принцип вивчення тканинного кліренсу складається з двох послідовних станів. Перший – це введення рідини у тканину; другий – реєстрація в часі зміни вибраного

біофізичного параметра, що відповідає динаміці процесу.

Класичним інструментальним методом отримання часу напівкліренсу є використання $Na-24$, $J-131$, які вводять у розчині 0,9% NaCl [7-8]. Використання радіоактивних ізотопів набагато звужує можливості методу. Водночас у медицині й біології набуває широкого розповсюдження застосування біоімпедансометрії. Це також стосується сільського господарства: наприклад, для оцінки якості продуктів харчування [6, 9]. Вимірювання електричного імпедансу абсолютно нешкідливо, безпечно й може використовуватися у режимі моніторингу [5]. Основою вибору електричного імпедансу – як вимірювального біофізичного параметра – став відомий факт значної різниці питомого опору більшості рідин, які використовують у медицині та біології, у порівнянні з опором м'яких біологічних тканин.

Нами було запропоновано визначення тканинного кліренсу за допомогою біоімпедансометрії й експериментально доведено, що це дає можливість відмовитися від радіоактивних ізотопів [3]. Дана робота є продовженням дослідження функціональних можливостей методу.

Мета і завдання дослідження – розробка біоелектроімпедансного порівняльного методу дослідження тканинного кліренсу рідин та його експериментальна перевірка на лабораторних тваринах при штучних змінах інтенсивності мікроциркуляції.

Матеріали та методи дослідження. Для визначення стану мікроциркуляції використовувалася принцип дослідження тканинного кліренсу дистильованої води та 0,9% розчину NaCl. Критерієм динаміки процесу слугував час напівкліренсу – $T_{50\%}$ [7]. Біофізичний параметр, що використовували для спостереження за кліренсом, – біоелектроімпеданс [3]. Метод був реалізований за допомогою експериментального технічного пристрою, що складається з блоку введення ріди-

ни у біологічну тканину, вимірювача електричного імпедансу BM-508 фірми «TESLA» (робоча частота – 500 кГц, амплітуда – 5 мкА синусоїдального струму) та спеціального датчика, що має два голчатих електроди, електрично пов'язаних із вимірювачем імпедансу; один із яких порожнистий і приєднаний до блоку введення рідин. Таким чином, датчик дає змогу паралельно вводити тестуючу рідину й вимірювати електричний імпеданс досліджуваного об'єму тканини [2]. Всі дослідження були проведені на м'язових тканинах наркотизованих білих лабораторних щурів. Штучну зміну стану мікроциркуляції викликали локальною ішемією скрутнем, штучним набряком, що розвивався під дією введеного всередину очередини розчину декстрану у дозі 0,5 мл на 100 г ваги тварини [4]. Окремо вивчали дію на тканинний кліренс вазоактивних речовин гістаміну та серотоніну, що домішувалися у тест-розчин 0,9% NaCl. Дослідження проводилися на базі Львівської міжвідомчої лабораторії водно-солевого обміну та мікроциркуляції.

Результати досліджень. Порівняльний біоелектроімпедансний метод дослідження тканинного кліренсу полягає у тому, що електроди датчика вводять у досліджувану тканину й після встановлення стабільного значення міжелектродного імпедансу (1-10 хв.) визначають час напівкліренсу тестуючого розчину ($T_{50\%}$). Після повернення міжелектродного електричного імпедансу до початкового значення ($Z_{\text{поч}}$), починаючи з моменту

T_i діють на стан мікроциркуляції (в нашому випадку скрутнем або декстраном). Після досягнення бажаного ефекту – зміни стану мікроциркуляції – повторно вводять тестуючий розчин, визначаючи час напівкліренсу ($T'_{50\%}$). Порівнюють значення напівкліренсів. Для визначення дії вазоактивної речовини її додають безпосередньо у другу порцію тестуючого розчину.

Розроблений метод має перевагу перед роздільним визначенням часу напівкліренсу у двох групах тварин у тому, що він дає можливість суттєво враховувати неоднорідність біологічних тканин.

На рисунках наведені характерні приклади зміни напівкліренсу до і при виникненні ішемії. При введенні розчину 0,9% NaCl міжелектродний імпеданс зменшується (рис. 1), а при введенні дистильованої води збільшується (рис. 2). Швидкість зміни $Z/Z_{\text{поч}}$ у часі t набагато більша для дистильованої води, що пояснюється різницею осмотичних властивостей цих рідин.

Порівняльний метод був використаний при штучній ішемії у 12 експериментах із 0,9% NaCl та 14 експериментах – із дистильованою водою. У всіх дослідях спостерігали призупинення тканинного кліренсу. Для 0,9% NaCl різниця напівкліренсу $\Delta T_{50\%} = T'_{50\%} - T_{50\%}$ знаходилася у діапазоні (7–11) хв.; для дистильованої води – (0,9–1,5) хв. Для штучного набряку при введенні дистильованої води $\Delta T_{50\%}$ завжди мало від'ємне значення у діапазоні – (0,6–2,8) хв.

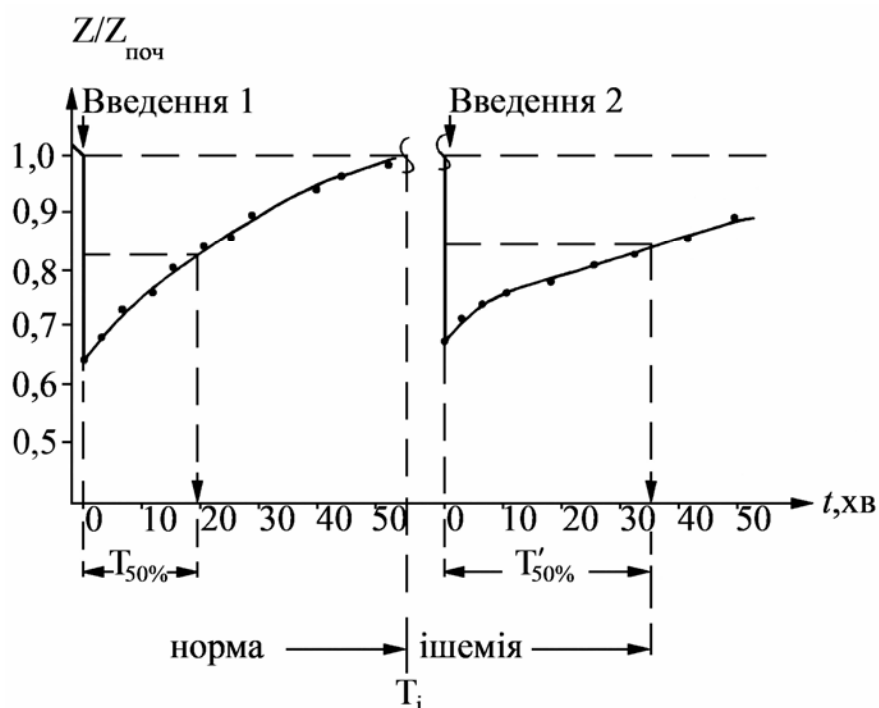


Рис. 1. Характерна зміна напівкліренсу розчину 0,9% NaCl при ішемії

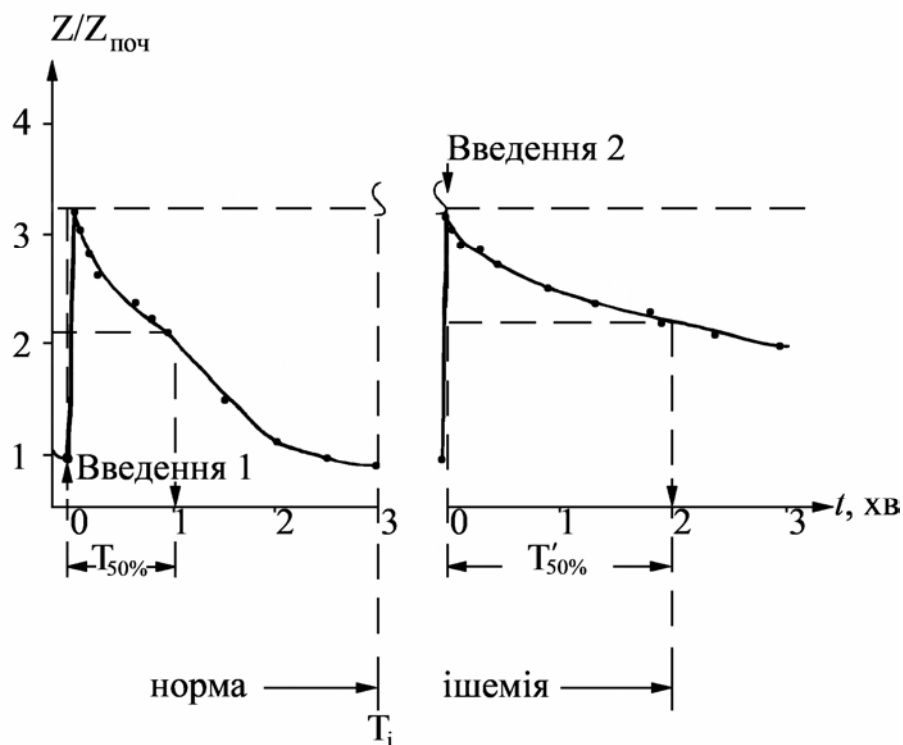


Рис. 2. Характерна зміна напівкліренса дистильованої води при ішемії

Так само спостерігалось прискорення тканинного кліренсу розчину 0,9% NaCl під дією гістаміну (у 6 експериментах $\Delta T_{50\%} = -(0,5-1,8)$ хв.) та серотоніна (у 8 експериментах $\Delta T_{50\%} = -(1,6-2,3)$ хв.).

Висновки: 1. У результаті проведеної роботи був розроблений порівняльний біоімпедансний метод дослідження тканинного кліренсу, що дає змогу зменшити похибку, що виникає внаслідок неоднорідності біологічних тканин.

2. Експериментальна перевірка методу на лабораторних тваринах довело його високу чутли-

вість до змін стану мікроциркуляції.

3. Широкий вибір тестуючих рідин із різноманітними фізико-хімічними параметрами відкривають можливість використання біоелектроімпедансометрії для визначення найважливіших параметрів мікроциркуляції у тварин, насамперед, проникнення капілярів, швидкості локального кровотоку.

4. Можливість визначення ступеня дії вазоактивних речовин у локальній області біологічної тканини робить запропонований метод перспективним для використання у фармакодинаміці.

БІБЛЮГРАФІЯ

1. Мейер Д., Харва Дж. Ветеринарная лабораторная медицина. Интерпретация и диагностика / Пер. с англ. – М.: Софион, 2007.
2. Смердов А.А., Ступко А.И., Соколов С.Е. Установка для исследования динамики рассасывания жидкостей в биологических тканях // Медицинская техника. – 1983. – № 1. – С. 44-47.
3. Соколов С.С., Смердов А.А. Аналіз методів визначення тканинного кліренсу рідин та газів // Електроніка і зв'язь. – К., 1998. – № 4. – С. 92-93.
4. Ступко А.И., Школьник Е.С., Соколов С.Е. Развитие декстранового отёка в различных условиях эксперимента / Депонирована в УКР НИИ НТИ 04.05.85. Регистр. № 882 Ук-85Деп.

5. Федюшин Я.І. Фізика з основами біофізики. – Львів: Світ, 2005.
6. Хасцев Б.Д. Основы мониторинга продуктов питания импедансными бактометрами // Медицинская техника. – 1996. – № 5. – С. 41-43.
7. Чернух А.М., Александров П.Н., Алексеев О.В. Микроциркуляция. – М.: Медицина, 1975. – С. 12.
8. Шошенко К.А. Кровеносные капилляры. – Новосибирск: Наука, 1975.
9. Chazpentier J., Goutefondea R., Sale P., Thomasset A. La discrimination des viandes fraiches at congelees par mesures d'impedance a deux frequences // Ann. Biol. Anim. Bioch. Biophys., 1972, 12 (1), 173-178.

УДК 631.3:628.395:543.544
© 2010

*Дмитриков В.П., доктор технічних наук, професор,
Писаренко П.В., доктор сільськогосподарських наук, професор*
Полтавська державна аграрна академія,

Проскурня М.І., кандидат економічних наук
Полтавський національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТА ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНИХ ЗАБРУДНЕНЬ АГРАРНОЇ ПРОДУКЦІЇ

Рецензент – доктор технічних наук О.В. Горик

Застосування приладових методів визначення екологічних забруднень аграрної продукції припускає дотримання всіх вимог, які пред'являють до них із погляду коректності кожного вимірювання або методики. Розглянута концепція еколого-аналітичного контролю стосовно контролю якості аграрної продукції. Дається оцінка основним складовим метрологічного забезпечення вимірювань і оцінки якості аграрної продукції.

Ключові слова: аграрна продукція, екологічні забруднення, аналітичний контроль.

Постановка проблеми. Різні організації та фірми аграрного напрямку, враховуючи екологічну політику й екологічні завдання, зацікавлені у досягненні належних екологічних характеристик аграрної продукції.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Людина прагне до максимальної корисної продукції (наприклад, до врожаю) при мінімумі різноманітності (монокультурі) і загальної біомаси. Вона прагне отримати максимум біомаси в корисних частинах рослин і тварин.

Суперечність між «інтересами» природних систем і людиною ліквідують агротехнічні та інші методи, догляд за окультуреними природними системами та екологічна оптимізація території. Екологічно доцільна рівновага – це природно-антропогенна рівновага, котра підтримується на рівні, який дає максимальний еколого-соціально-економічний ефект протягом умовно нескінченного часу [2].

Екологічно чисте аграрне виробництво ґрунтується на застосуванні екологічних стратегій менеджменту та інженерно-екологічних механізмів, екологічно чистих технологій, методів інженерної екології, спрямованих на запобігання забрудненню продукції та підвищення продуктивності використання природних ресурсів, екологічному поводженню з відходами виробництва.

Для виробничих процесів екологічна чистота ви-

робництва означає збереження енергії та сировини, заборону використання токсичної сировини, зменшення забруднення навколишнього середовища, зниження обсягів утворення відходів та їхньої токсичності. Стратегія запобігання забрудненню – це зниження екологічного впливу продукції на навколишнє середовище протягом усього циклу – від виготовлення до утилізації продукції [7].

Мета і завдання дослідження: особливості визначення з наданням оцінки стійким органічним забрудненням аграрної продукції.

Результати досліджень. Основу критеріїв оцінки рівня хімічного забруднення аграрної продукції складає селективний підхід, при якому враховують специфічність і небезпеку забруднень.

Особливо небезпечні для здоров'я людини стійкі органічні забруднення, які існують у природних середовищах і аграрній продукції тривалий час, зберігаючи при цьому токсичні властивості. До таких токсикантів відносять пестициди, бензпірен, хлоровані поліциклічні вуглеводні, діоксини тощо [5].

Приладові методи обстеження передбачають проведення комплексу або окремих інструментальних вимірів, покликаних у разі необхідності (при виникненні сумнівів стосовно достовірності зібраної інформації) заповнити пропуски в пакеті аналітичної інформації.

У ході застосування приладових методів визначення забруднень необхідно дотримуватися всіх вимог, що пред'являються до них із погляду коректності кожного здійснюваного виміру або методики (див. рис.).

Існуюча концепція еколого-аналітичного контролю [4] регламентує організацію й проведення спостережень за забрудненням природних середовищ, методи і методики аналітичних визначень забруднень, збору та обробки результатів спостережень від постів і лабораторій. Це має певну цінність для кваліметричної оцінки рівня хімічного забруднення, зокрема при моніторингу якості аг-

рарної продукції.

Частина еколого-аналітичної інформації обробляють безпосередньо на об'єкті досліджень, однак, основну – у виробничих умовах із широким залученням комп'ютерної техніки.

Система еколого-аналітичного контролю дає змогу:

- отримувати інформацію про хімічні забруднення, джерело-забруднювач, концентрації та розподіл забруднень в екосистемі й аграрній продукції;

- оцінювати ефективність заходів щодо зниження рівня хімічного забруднення в екосистемі та аграрній продукції;

- формувати пропозиції для ухвалення рішень у суміжних напрямках, від яких залежить якість аграрної продукції (екологія, право, економіка, соціальна сфера).

Еколого-аналітичний контроль є першим і головним щаблем в оцінці ступеня забруднення аграрної продукції. Головними складовими його є концепції і принципи міжнародної практики за визначенням хімічних забруднень як у продуктах харчування, так і в природних середовищах [6].

Другим ступенем є експертна система агро-екологічного моніторингу.

Третій ступінь – розробка заходів щодо зниження вмісту хімічних забруднень в аграрній продукції та довіклі, оцінка ефективності заходів.

Останній, четвертий ступінь, – діяльність державних органів і організацій по дотриманню прийнятих агроекологічних рішень.

Відбори проб аграрної продукції для контролю вмісту хімічних забруднень підрозділяють на разові й безперервні, сорбційні і несорбційні, причому кожен із них має свої переваги і недоліки.

У максимальному ступені вимогам еколого-аналітичного контролю задовольняють безперервні способи відбору проб, а також експрес-методи контролю пріоритетних хімічних забруднень аграрної продукції.

Об'єкти контролю відрізняють один від одного за типом аграрної продукції, характером технологічних процесів, особливостями функціонування устаткування на переробних підприємствах, складом і токсикологічними властивостями хімічних забруднень тощо, кожен із яких може виявитися значущим в умовах еколого-аналітичного контролю [6].

Для метрологічного забезпечення якості аналітичної інформації, яку отримують від системи еколого-аналітичного контролю, виділяють стратегічні напрями – впровадження нормативної документації, що регламентує погрішності результатів аналізу, способи їх оцінок та контролю; впровадження засобів метрологічного забезпечення, включаючи розробку стандартних зразків [6].



Рис. Вимоги до приладових методів відносно вимірів якості аграрної продукції

Отримання достовірних результатів агроекологічних досліджень зажадає масового пробовідбору, який забезпечують лише при дотриманні критеріїв, що враховують значущі чинники [1].

На достовірності еколого-аналітичного контролю базуються проблемні питання агроекологічного характеру, тому достовірність відбору і підготовки проб, ідентифікації забруднень повинні бути досить високими.

Висновки. Концепція аналітичного контролю в агроекологічному моніторингу постійно розвивається з метою отримання правильної екологіч-

ної інформації щодо аграрної продукції.

Сучасні аналітичні комплекси включають багатофункціональність і системну сумісність приладів-аналізаторів з обчислювальними комплексами, обладнаними програмним і методичним забезпеченням.

Багатопрофільний комплекс аналітичної апаратури і методичних засобів, призначених для цієї мети, включає системи безперервного контролю стану аграрної продукції, основу яких складають автоматизовані модулі.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Дмитриков В.П.* Нечеткости определений экспертной системы мониторинга загрязнителей // Вестник НТУ „ХПИ”. – 2004. – №38. – С. 17-21.
2. *Другов Ю.С., Родин А.А.* Мониторинг органических загрязнений природной среды. – С.-Пб: Наука, 2004. – 808 с.
3. *Дубініна А.А., Малюк Л.П., Селютіна Г.А.* Токсичні речовини у харчових продуктах та методи їх визначення. – К.: ВД „Професіонал”, 2007. – 384 с.
4. *Косарев В.А., Муратова С.Ю., Коблова Н.С.* Экспертно-аналитическая информационная система

для оценки эколого-гигиенической ситуации в металлургическом центре // Металлургия. – 2002. – № 9. – С. 32-34.

5. *Майстренко В.Н., Хамитов В.З., Будников Г.К.* Эколого-аналитический мониторинг суперэкоотоксикантов. – М.: Химия, 1996. – 319 с.

6. *Пономарьов П. Х., Сирохман І. В.* Безпека харчових продуктів та продовольчої сировини / Навч. посіб. – К.: Лібра, 1999. – 272 с.

7. *Clement R.E., Yang C.W., Koester C.J.* Environmental analysis // Anal. chem. – 2001. – V.73, №12. – P. 761-790.

УДК 631.17:621.31
© 2010

Головчук А.Ф., доктор технічних наук, професор
Уманський державний аграрний університет,

Іванов О.М., аспірант
Дніпропетровський державний аграрний університет

ВИБІР ЧИСЕЛЬНОГО МЕТОДУ ІНТЕГРУВАННЯ ДЛЯ ГІДРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛЯ

Рецензент – кандидат технічних наук, професор В.М. Арендаренко

Проведено порівняльний аналіз найбільш поширених в інженерних розрахунках чисельних методів інтегрування для здійснення гідродинамічного розрахунку системи паливоподачі дизеля з розподільним паливним насосом. Результати кожного із порівнювальних методів чисельного інтегрування порівнювалися за поточними та ключовими параметрами процесу паливоподачі, враховуючи часові межі проведення розрахунків та рівень використання системних ресурсів ПК. За кращим співвідношенням тривалості розрахунку і його точністю було вибрано однокрокові методи чисельного інтегрування.

Ключові слова: порівняльний аналіз, метод інтегрування, метод Рунге-Кутта, метод Ейлера, метод Адамса, крок інтегрування, гідродинамічний розрахунок, паливоподача, хвиля тиску, похідна, граничні умови, методика.

Постановка проблеми. Значний стрибок у розвитку комп'ютерної та обчислювальної техніки обумовлює їх широке впровадження в різноманітні технологічні й виробничі процеси різних галузей народного господарства, передусім машинобудівної, як найбільш ресурсомісткої та вимогливої до впровадження високотехнологічних інновацій.

Розробка системи паливоподачі (живлення) дизеля відноситься до одних із найважливіших і відповідальних процесів у двигунобудівній сфері. Важливість даної системи, головним чином, пояснюється її функціональним призначенням – забезпечувати належне та якісне живлення дизеля з метою отримання найліпших техніко-економічних і екологічних показників на всіх експлуатаційних режимах роботи. При проектуванні або при вдосконаленні системи живлення дизеля користуються різноманітними методами дослідження, з-поміж яких найбільшого розповсюдження набув розрахунково-теоретичний метод, що реалізується на сучасній комп'ютерній та обчислювальній техніці. Це до-

зволяє якнайкраще розкрити всі можливості даного методу й значно прискорити проведення необхідних проектно-розрахункових робіт зі створення або модернізації системи паливоподачі. Даний метод, спираючись на теоретичні основи організації процесу паливоподачі, значно розширює уявлення про характер протікання, причини виникнення та взаємозв'язки між різноманітними гідродинамічними явищами, що виникають під час впорскування палива до циліндрів дизеля. Крім того, із застосуванням розрахунково-теоретичного методу значно поліпшується робота у процесі привнесення певних конструктивних змін до елементів паливної системи, за рахунок можливості в стислий період простежити вплив даних перетворень на основні робочі показники цієї системи без необхідності застосування для означеної мети більш трудомісткого експериментального методу.

Розрахунково-теоретичний метод дослідження системи живлення дизеля здійснюється за допомогою обчислювальної техніки або персонального комп'ютера на основі складеної для цієї системи математичної моделі. Зокрема, наводиться математична модель паливного насоса високого тиску (ТНВД) з нагнітальними трубопроводами та гідрокерованими форсунками, побудованої на базі гідродинамічної теорії впорскування. Дана модель містить систему диференціальних рівнянь, що представлені у формі Коші й описують граничні умови (об'ємний баланс палива та рівняння руху запірних органів) у перерізах нагнітального трубопроводу біля паливного насоса та форсунки; сукупність алгебраїчних рівнянь, що моделюють рух хвиль тиску вздовж нагнітальних трубопроводів і паливних каналів; та функціональні залежності, що відображають взаємозв'язок конструктивних і гідравлічних параметрів паливоподачі між собою. Для розв'язання всієї сукупності рівнянь математичної моделі застосовуються числові методи

інтегрування. Для реалізації цих математичних методів використовуються різні математично-алгоритмічні мови програмування та мови високого рівня реалізації математичних функцій і програмних процедур. При цьому основною проблемою є вибір (безпосередньо) самого методу інтегрування, який би дозволяв отримувати кінцевий результат із достатньою точністю із мінімальними для цього часовими затратами.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. В залежності від методики розрахунку системи диференціальних рівнянь можна виділити два типи методів інтегрування: однокрокові (одноточечні) та багатокрокові (багатоточечні) методи. До першого типу відносять методи, які знаходять розв'язок досліджуваної функції $y_i(x_i)$ шляхом розкладання її у ряд Тейлора в межах кожної точки x_i . Кількість врахованих членів отриманого ряду при розрахунках визначають ступінь точності вибраного методу інтегрування. До однокрокових методів інтегрування можна віднести метод Ейлера та чисельні методи Рунге-Кутта зі сталими та змінними кроками інтегрування. Багатокрокові методи інтегрування отримують розв'язок шуканої функції в кожній точці за рахунок апроксимації інтерполяційними або екстраполяційними поліномами інтегральних кривих, побудованих за початковими точками, котрі були розраховані за однокроковими методами інтегрування. До таких методів можна віднести метод Адамса, метод Гіра, метод прогнозу та коректування та інші.

Мета досліджень. Зважаючи на достатньо велику кількість різноманітних методів інтегрування, вибір конкретного методу для розрахунку математичної моделі системи паливоподачі передбачає проведення серії порівняльних розрахунків різними методами інтегрування. Ступінь наближення результатів кожного із розрахунків до достовірних значень та час самого розрахунку обумовлюють висновок про доцільність використання того чи іншого методу інтегрування для гідродинамічного розрахунку системи паливоподачі.

Матеріали та методи досліджень. В якості порівняльних методів інтегрування були вибрані найбільш поширені в інженерних розрахунках числові методи: метод Ейлера-Коші, метод Рунге-Кутта другого та четвертого порядку, поліпшений метод Рунге-Кутта-Мерсона та багатокроковий метод Адамса і його модифікований варіант метод Адамса-Башфорта. Програмна реалізація представлених методів інтегрування відбувалась згідно сформованих алгоритмів та

оптимізованих під арифметико-логічний апарат об'єктно-орієнтованої мови програмування Microsoft Visual Basic 6.0. Усі необхідні розрахунки проводилися на базі ПК із двоядерним процесором INTEL CORE2DUO T2080 із тактовою частотою 1,73 ГГц та оперативною пам'яттю в розмірі 1 Gb.

Результати досліджень. Відповідно до поставленої мети, порівняльний аналіз методів інтегрування проводиться за двома показниками – часом обрахунку математичної моделі та ступенем наближеності отриманих результатів до еталонних значень. Оскільки ці два показники є функціонально прямопропорційні один до одного, то для ефективного проведення порівняльного аналізу встановлювався однаковий крок інтегрування для всіх розглядуваних методів інтегрування й фіксувався час, у межах якого відбувався кожен із розрахунків. Отримані результати чисельного інтегрування порівнювалися з результатами, що були підраховані методом Ейлера з досить малим кроком інтегрування. Величина цього кроку була на декілька порядків нижча, ніж прийняті кроки інтегрування для порівнювальних методів інтегрування.

За математичну модель системи паливоподачі була прийнята модель системи живлення дизеля 6ЧН13/11,5, яка включає в себе розподільний ТНВД НД-22/6Б4 з форсунками закритого типу ФД-22 з чотиридирчатими розпилювачами та паливопроводами високого тиску довжиною 1350 мм. Розрахунки проводилися за зовнішньою швидкісною характеристикою паливного насоса на номінальному режимі з такими робочими параметрами: частота обертання кулачкового валу насоса – 1050 хв^{-1} , циклова подача – $115 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

Наведемо стисло основні положення та математичні викладки даної математичної моделі.

Для моделювання руху хвиль тиску вздовж паливопроводів, згідно з гідродинамічною теорією впорскування, користуються рівняннями з теорії гідравлічного удару Н.С. Жуковського. Рівняння подаються у формі д'Аламбера й приводяться окремо для вхідного та вихідного перерізів паливопроводу.

Для вхідного перерізу паливопроводу дані рівняння мають вигляд:

$$\begin{cases} p_n - p_3 = F(t) - W(t); \\ c - c_3 = \frac{1}{a\rho} [F(t) + W(t)], \end{cases} \quad (1)$$

де: p_n – тиск палива у вхідному перерізі;
 p_3 – залишковий тиск у системі паливopодачі.
 c, c_3 – поточна та залишкова швидкість руху палива в системі паливopодачі;
 a – швидкість розповсюдження хвиль тиску вздовж паливopроводу;
 ρ – щільність палива.

Для вихідного перерізу:

$$\begin{cases} p_\phi - p_3 = F\left(t - \frac{L}{a}\right) - W\left(t + \frac{L}{a}\right); \\ c - c_3 = \frac{1}{a\rho} \left[F\left(t - \frac{L}{a}\right) + W\left(t + \frac{L}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (2)$$

де: L – довжина трубопроводу, по якому розповсюджується імпульс подачі між вхідним та вихідним перерізом;

p_ϕ – тиск палива у вихідному перерізі (у форсунці).

Характер зміни тиску в штуцері насоса p_u і в об'ємі форсунки p_ϕ визначається за рівняннями граничних умов, складених для цих паливних об'ємів системи паливopодачі. Рівняння граничних умов об'єднують у собі рівняння балансу палива в певному перерізі нагнітального трубопроводу та рівняння руху запірних органів паливної системи.

Узагальнююча система рівняння граничних умов для процесу паливopодачі паливного насоса та вхідного перерізу нагнітального трубопроводу має наступний вигляд [4]:

$$\begin{cases} \alpha V_n \frac{dp_n}{dt} = f_n \cdot c_n - \sigma_1 \cdot \text{sign}(p_n - p_{ec}) \cdot \mu_{ec} \cdot f_{ec} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_{ec}} - \\ - \sigma_2 \cdot \mu_o \cdot f_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_o} - \sigma_3 \cdot \text{sign}(p_n - p_u) \cdot \mu_u \cdot f_u \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_u} - \\ - \sigma_4 \cdot f_k \cdot \frac{dh_k}{dt} + \sigma_5 \cdot f_{k3} \cdot \frac{dh_{k3}}{dt}; \\ \alpha V_u \frac{dp_u}{dt} = \sigma_3 \cdot \text{sign}(p_n - p_u) \cdot \mu_u \cdot f_u \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_n - p_u} + \sigma_4 \cdot f_k \cdot \frac{dh_k}{dt} - \\ - \sigma_5 \cdot f_{k3} \cdot \frac{dh_{k3}}{dt} - f_m \cdot c_1; \\ \sigma_4 \cdot M_k \frac{d^2 h_k}{dt^2} = f_k \cdot (p_n - p_u) - \delta_k \cdot (h_{k0} + h_k); \\ \sigma_5 \cdot M_{k3} \frac{d^2 h_{k3}}{dt^2} = f_{k3} \cdot (p_u - p_n) - \delta_{k3} \cdot (h_{k30} + h_{k3}). \end{cases} \quad (3)$$

де: V_n, V_u – об'єм камери нагнітання та штуцера паливного насоса;

α – коефіцієнт об'ємного стиску палива;

$f_n, f_{ec}, f_o, f_k, f_{k3}, f_u$ – відповідна площа поперечного перерізу плунжера, всмоктувальних і відсічних вікон, нагнітального й зворотного клапана та прохідного каналу навколо запірних клапанів;

μ_{ec}, μ_o, μ_u – коефіцієнти витрати палива через всмоктувальні та відсічні вікна, запірні клапани;

$P_n, P_{вс}, P_o, P_{ш}$ – тиск у надплунжерному об’ємі, системі низького тиску, відсічній порожнині та штуцері;

c_n, c_1 – швидкість руху плунжера та потоку палива в трубопроводі у вхідному перерізі трубопроводу;

$h_k, h_{k0}, h_{кз}, h_{кз0}$ – поточна й початкова висота підйому нагнітального і зворотного клапана;

$M_{к}, M_{кз}$ – сукупна маса деталей, що переміщується разом із нагнітальним і зворотнім клапаном;

$\delta_k, \delta_{кз}$ – коефіцієнт жорсткості пружини нагнітального та зворотного клапана;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5$ – ступінчаті функції, що набувають лише фіксованих значень нуля та одиниці в залежності від накладених на них логічних умов, які відображають перебіг кожного з етапів процесу подачі палива;

sign – знакова математична функція, що визначає алгебраїчний знак результату математичного виразу, розміщеного у дужках цієї функції.

Граничні умови зі ступінчатими функціями у форсунці закритого типу та вихідного перерізу нагнітального трубопроводу визначаються за наступною системою рівнянь [0]:

$$\begin{cases} \alpha V_{\phi} \cdot \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_m \cdot c_2 - \sigma_6 \cdot (\mu f)_{\phi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p'_{\phi} - p_z} - \sigma_7 \cdot f_{зол} \cdot c_{зол}; \\ \sigma_7 \cdot M \frac{d^2 h_{зол}}{dt^2} = (f_{зол} - f_n) \cdot (p_{\phi} - p_{\phi 0}) + f_n \cdot p'_{\phi} - \delta \cdot y. \end{cases} \quad (4)$$

де: V_{ϕ} – паливний об’єм форсунки;

p_z – тиск газів у циліндрі дизеля;

p_{ϕ} – тиск палива в об’ємі форсунки;

$p_{\phi 0}$ – початковий тиск підйому запірної голки форсунки;

p'_{ϕ} – поточний тиск палива в камері перед сопловими отворами розпилювача форсунки;

$c_{зол}, c_2$ – швидкість переміщення голки та паливного потоку у вихідному перерізі трубопроводу;

$f_{зол}, f_n$ – площа поперечного перерізу голки та її наконечника;

δ – жорсткість пружини голки розпилювача;

y – величина деформації пружини голки;

M – сукупна маса рухомих деталей форсунки;

$(\mu f)_{\phi}$ – ефективний прохідний переріз соплових отворів розпилювача.

Крім наведених систем диференціальних рівнянь до математичної моделі також включені функціональні залежності, які визначають зміну окремих складових цих систем від інших функціональних параметрів. Зокрема, наводиться закон переміщення та зміни швидкості плунжера від кута повороту кулачкового вала насоса, залежність надплунжерного об’єму та об’єму штуцера від переміщення плунжера та нагнітального клапана, залежність ефективного прохідного перерізу відсічних і всмоктувальних вікон від висоти підйому плунжера, залежність площі прохідного перерізу соплових отворів розпилювача від ходу запірної голки форсунки, зміна щільності та коефіцієнта об’ємного стиску палива в залежності від температури і гідравлічного тиску та інші функціональні залежності, необхідні для розрахунку процесу паливоподачі.

На рисунку відображені розрахункові характеристики паливоподачі, отримані різними методами інтегрування, у порівнянні з еталонним рішенням.

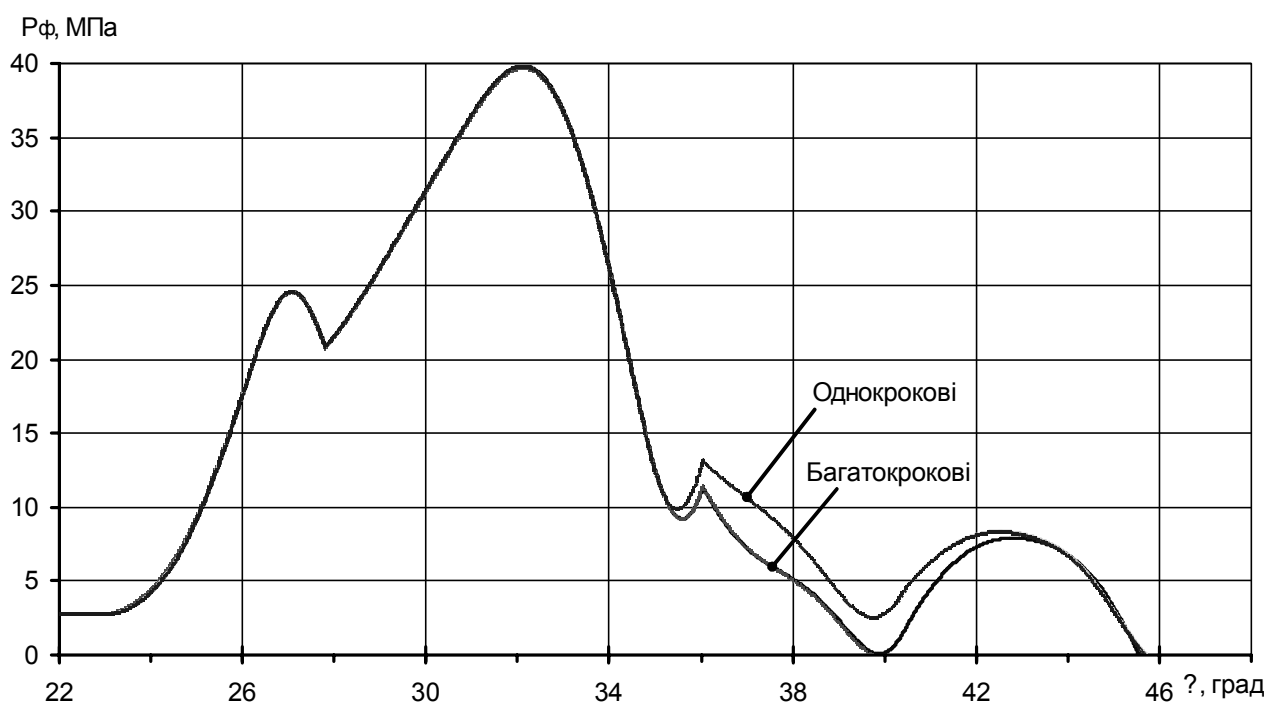


Рис. Характеристика впорскування палива системи паливоподачі дизеля 6ЧН13/11.5

Як засвідчують проведені розрахунки та наведені характеристики, всі розглянуті методи інтегрування мають досить велику схожість з еталонною характеристикою впродовж значної тривалості процесу впорскування. Величина відхилення за поточними значеннями та характерними параметрами паливоподачі (максимального та середнього тиску впорскування, циклової подачі) становить менше 1% відносно своїх еталонних значень. При цьому суттєвих відмінностей між однокроковими методами інтегрування з різними порядками точності не виявлено, хоча максимальна різниця між тривалістю виконання розрахунків вказаними методами становить близько 7 с при однаковому кроці інтегрування ($h=2$ мкс) для всіх методів. Найменшу тривалість мають методи Ейлера-Коши та метод Рунге-Кутта другого порядку (близько 90 с), що пояснюється простим алгоритмом реалізації даних методів інтегрування. Завдяки простому розрахунковому алгоритму дані методи дають змогу в межах сталого часу значно зменшити крок інтегрування й провести обчислення з більш високою точністю. Для інших однокрокових методів інтегрування обмеження часу розрахунку, зважаючи на складний розрахунковий алгоритм, є критичним при виборі кроку інтегрування і – як наслідок – погіршення точності отриманих результатів. Водночас удосконалені методи Рунге-Кутта мають більш високий порядок точності й тому

повинні бути більш ефективні та результативні (навіть при збільшеному кроці інтегрування). При цьому повинна неодмінно виконуватись одна суттєва умова: неперервність похідних встановленого порядку у правій частині інтегрованих рівнянь. Для математичної моделі системи паливоподачі умова неперервності не виконується у зв'язку з багатоступінчастістю процесу паливоподачі, що створює розриви й змінює вид похідних шуканих функцій при переході з одного етапу на інший. Тому використання методів інтегрування з високою точністю при незначних затратах часу висуває суттєві вимоги до похідних високих порядків інтегрованих рівнянь, роблячи розрахунок процесу паливоподачі більш складним і мало-ефективним.

Відносно багатокрокових методів інтегрування (метод Адамса, метод Адамса-Башфорта), то дані методи мають суттєві відхилення на завершальній фазі паливоподачі (близько 100%), навіть при зменшеному кроці інтегрування ($h=0,7$ мкс) при збільшенні часу інтегрування до $t_p=230$ с. Крім того, при використанні даних методів спостерігається виникнення невеликого коливального руху рухомих елементів паливного насоса та форсунки в своїх крайніх положеннях, що негативно відображається на формуванні гідродинамічних параметрів впорскування палива.

Виходячи з особливостей математичної моделі системи паливоподачі та зважаючи на вимоги

до похідних інтегруємих рівнянь для кожного методу чисельного інтегрування, слід підбирати такий метод, який би задовольняв більшість цих вимог і враховував складні аспекти гідродинамічного розрахунку процесу паливоподачі. Найліпше цим якостям відповідають методи другого порядку (Ейлера-Коші та Рунге-Кутта), які за співвідношенням точності розрахунку та часом проведення самого розрахунку є одними з кращих.

Як свідчать розрахунки, характерним недоліком усіх чисельних методів інтегрування є значна похибка (10-50%) при визначенні розрахункових проміжків часу, що характеризують ключові (знакові) моменти переходу з одного етапу процесу паливоподачі на інший. При цьому закінчення й початок кожного етапу супроводжується зупинкою або початком руху рухомих деталей системи паливоподачі: прямого та зворотнього нагнітального клапана паливного насоса, голки розпилювача гідрокерованої форсунки.

Для уникнення такої ситуації розрахунок цих періодів проводять із подрібненим кроком інтегрування. Величину даного кроку встановлюють на декілька порядків менше за тривалість самого ключового часового проміжку. Альтернативним рішенням даної проблеми може слугувати висунута в роботі [5] спеціальна уточнена методика, якою передбачається визначення знакових моментів не наприкінці сталого часового кроку ін-

тегрування, а в середині нього. При цьому крок інтегрування розбивається на дві частини: перша – відповідає часовому проміжку, що характеризує завершальний період попереднього етапу; друга – початковий часовий інтервал нового етапу процесу паливоподачі. Процес інтегрування в такому випадку проводять окремо для кожної з частин кроку, але вже з різними умовами інтегрування, притаманних кожному етапу паливоподачі. Це дає змогу суттєво підвищити точність розрахунків у цей момент, звівши відносну похибку до мінімально можливого рівня (менше 1%).

Висновок. Таким чином, у ході порівняльного аналізу чисельних методів інтегрування на прикладі гідродинамічного розрахунку системи паливоподачі дизеля 6ЧН13/11,5 було встановлено, що найкращим варіантом для цього типу розрахунків є методи другого порядку (Ейлера-Коші та метод Рунге-Кутта) з використанням уточненої методики з визначення основних моментів процесу подачі палива. Тривалість розрахунків даними методами (у порівнянні з методами високого порядку точності) є нижчою на 7-10% при однаковому кроці інтегрування. При цьому розходження між поточними значеннями параметрів основної фази паливоподачі, обрахованими методами чисельного інтегрування другого та четвертого порядку, становить менше 0,1%.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С. и др. Подача и распыливание топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
2. Васильков Ю.В., Васильков Н.Н. Компьютерные технологии вычислений в математическом моделировании. – М: Финансы и статистика, 2002. – 256 с.
3. Мудров А. Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль. – Томск: МП «РАСКО», 1991. – 272 с.
4. Фомин Ю.Я., Доманин А.С., Сабуров А.И. Уточнение методики расчета процесса впрыскивания топлива дизельной форсункой // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1985. – №4. – С. 63-67.
5. Фомин Ю.Я., Ивановский В.Г., Долини В.Н. Методика расчета топливоподачи в насосе с нагнетательным клапаном двойного действия. // Двигателестроение. – 1982. – №9. – С. 39-41.

УДК 631.316

© 2010

Бабицький Л.Ф., доктор технічних наук

Південний філіал "Кримський агротехнологічний університет" НУБіП України,

Ляшенко С.В., Падалка В.В., інженери, асистенти

Полтавська державна аграрна академія

НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ГРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ ВІБРОУДАРНОЇ ДІЇ*Рецензент – доктор технічних наук В.П. Дмитриков*

Розглянуті перспективні напрями удосконалення ґрунтообробних робочих органів із метою покращання їх енергетичних та якісних показників роботи шляхом їх активної дії на ґрунт. Проаналізовані принципи схеми і конструктивні параметри, режими роботи та шляхи зменшення енерговитрат робочих органів із метою застосування їх у широкозахватних ґрунтообробних машинах, а також машинах малої механізації для основного й поверхневого обробітку. Запропоновано конструкцію удосконаленої активної культиваторної лапи.

Ключові слова: ґрунтообробні робочі органи, активна дія на ґрунт, енергетичні та якісні показники роботи, активна культиваторна лапа.

Постановка проблеми. У механізації процесів сільськогосподарського виробництва виникають проблеми, пов'язані з особливостями галузі сільського господарства та напрямими господарської діяльності, передусім у рослинництві, садівництві, виноградарстві, овочівництві, вирощуванні технічних і лікарських культур. У зв'язку з розпадом великих господарств виникла необхідність створення, крім широкозахватних сільськогосподарських агрегатів, мобільних машин малої механізації та механізмів для невеликих агропромислових об'єднань і фермерських господарств із поліпшеними енергетичними та якісними показниками роботи. Дана необхідність викликана тим, що техніка фермерських господарств становить 3-5% від загальної кількості, що є недостатнім.

Найбільш енергоємною операцією у процесі вирощування сільськогосподарських культур залишається обробіток ґрунту, який виконується шляхом механічної дії робочих органів на ґрунт. Тому зниження енерговитрат із використанням віброударної дії робочих органів має актуальне значення під час основного та поверхневого обробітку ґрунту.

Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми. Обробіток ґрунту повинен забезпечити високу якість обробленого поля, що відповідає найкра-

щим умовам для вегетації рослин. Результати досліджень, проведених науковцями з питань суцільного обробітку ґрунту [1], базуються на вдосконаленні геометрії робочих органів, динаміки їх руху, якості виконання ними технологічного процесу та шляхів зниження енерговитрат при застосуванні.

Дослідження й проектування робочих органів для суцільного обробітку ґрунту можна поділити на два основні напрями (рис. 1). Перший – удосконалення технічних параметрів та конструктивних характеристик робочих органів із визначенням їх геометричних і конструктивних параметрів різальних елементів, що є оптимальними для застосування в умовах кожного регіону. Другий – дослідження конструктивних особливостей робочих органів, яким надається можливість активно впливати на ґрунт.

Так, група пасивних робочих органів, що показана на рис. 1, має низку недоліків, пов'язаних із високими енергетичними витратами на їх привід та незадовільною якістю підготовки ґрунту, передусім, забур'яненого.

Група активних робочих органів, що мають віброударну дію на ґрунт, разом зі зменшенням питомого опору різальних поверхонь потребує додаткових витрат енергії. Привід таких робочих органів виконується безпосередньо від енергетичного засобу або шляхом періодичного накопичення енергії від взаємодії їх із ґрунтом. Це негативно впливає на загальні енергетичні показники виконання технологічного процесу.

Пружні робочі органи «С» та «S» подібні, одні та багатоелементні, що здійснюють коливання у вертикальній площині, широко розповсюджені за рахунок простоти конструкції та їх надійності. Слід зауважити, що їх застосування ускладнене при підвищених вимогах до відхилення від глибини обробітку й технологіях безполицевого землеробства.

Робочі органи з пружними коливальними рухами в горизонтальній площині за своїми технологічними показниками наближаються до потрі-

бних вимог, однак вони складні для практичної реалізації у виробництві й ненадійні в експлуатації.

Найбільш прийнятними для подальшого дослідження є симетричні робочі органи з можливістю обмеженого повертання активної культиваторної лапи в горизонтальній площині. Позитивні результати подібних робочих органів отримані А.В. Колгановим, А.М. Салдаєвим, В.В. Боробичевим, С.Г. Карташвим, А.В. Єлагіним [2-3]. Активна лапа, запропонована В.В. Падалкою, П.П. Ярошенком [4], разом із рухомих стояком має можливість обмеженого повертання в горизонтальній площині. При повертанні в крайні точки повинен відбуватися пружний удар для очищення різальних повер-

хонь від ґрунту та рослин. Зменшення тягового опору, покращання якості обробітку ґрунту, дотримання агротехнічних вимог по глибині обробітку можна досягти, використавши робочий орган із жорстко закріпленими в горизонтальній площині стояками культиваторних лап і можливістю їх обмеженого повертання відносно вертикальної осі. Це повертання відбувається під впливом нерівномірності фізичних властивостей ґрунту на різальні поверхні лапи.

Мета і завдання досліджень: зниження енерговитрат і підвищення технологічних показників роботи культиваторів шляхом розробки конструкції та обґрунтування оптимальних параметрів культиваторних лап із можливістю обмеженого повертання їх у горизонтальній площині.

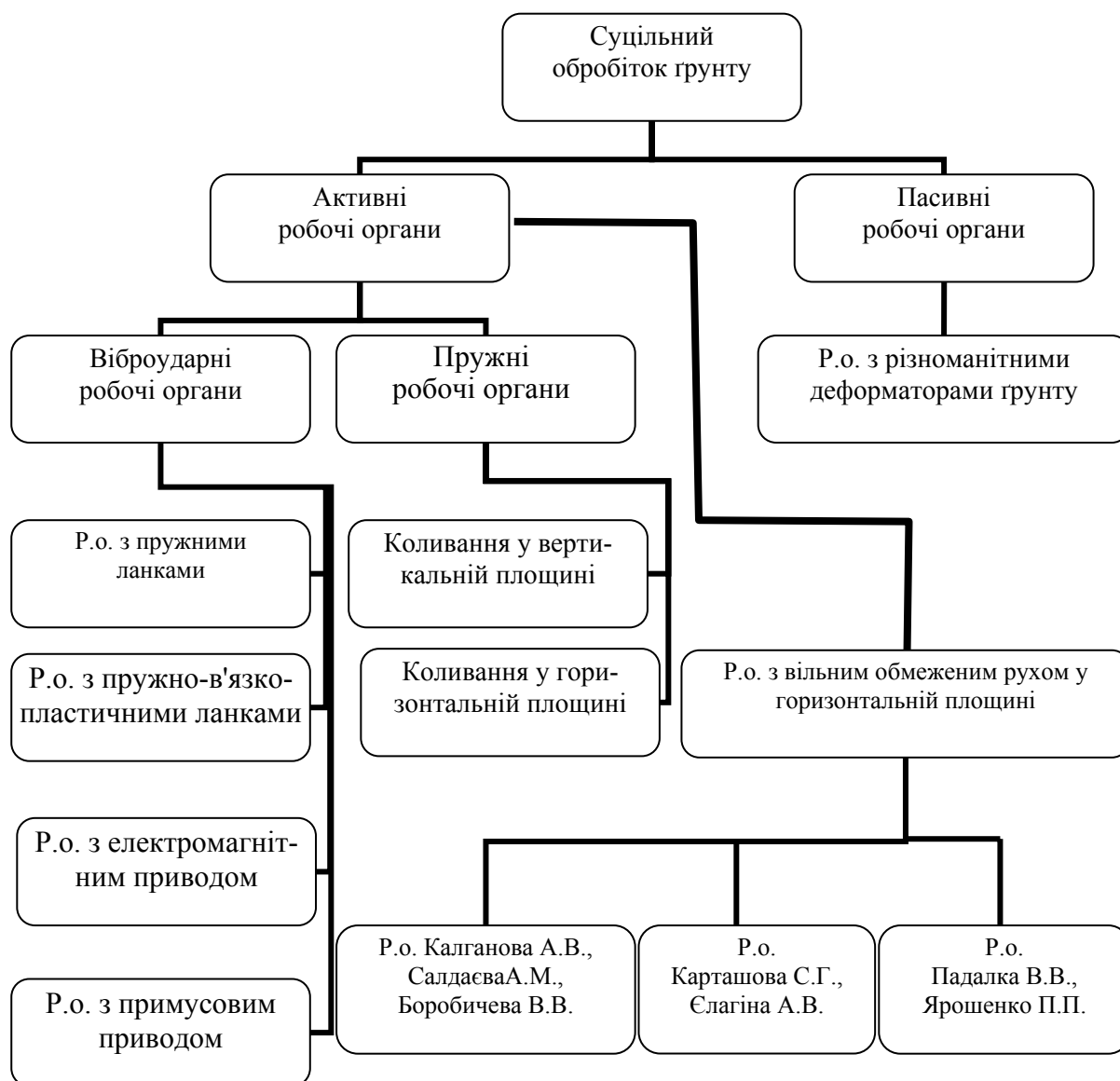


Рис. 1. Існуючі схеми та конструкції ґрунтообробних робочих органів

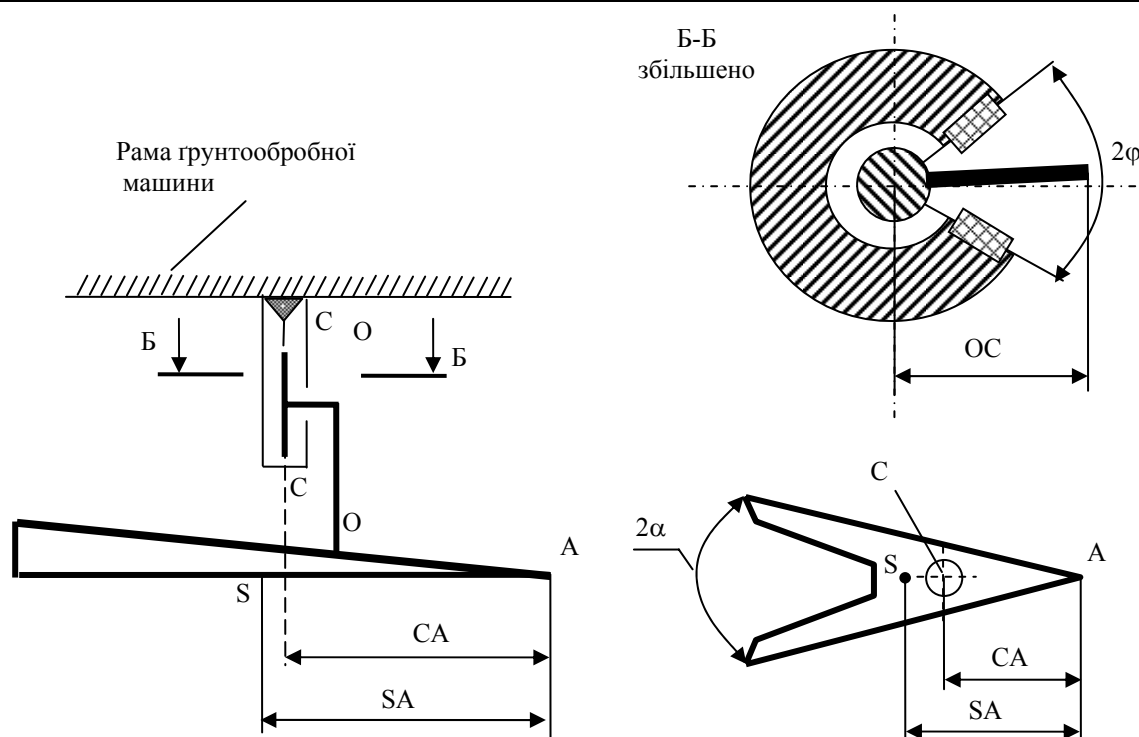


Рис. 2. Кінематична схема ґрунтообробного робочого органу з можливістю обмеженого повертання культиваторної лапи в горизонтальній площині: *A* – носок різальної лапи; *C-C* – вісь обмеженого повертання Г-подібного стояка різальної лапи; *S* – центр мас різальної лапи; *O-O* – вісь Г-подібного стояка різальної лапи; 2α – кут розхилу різальної лапи; 2ϕ – кут обмеженого повертання різальної лапи в горизонтальній площині.

Відповідно до мети дослідження поставлені такі завдання:

- обґрунтувати конструкцію ґрунтообробного робочого органу, який складається з нерухомого пустотілого стояка та активної культиваторної лапи, з можливістю обмеженого повертання в горизонтальній площині;

- провести порівняльні експериментальні дослідження між робочим органом із жорстко закріпленою культиваторною лапою та робочим органом зі зміщеною віссю обертання й можливістю обмеженого її повертання в горизонтальній площині. Визначити якісні та енергетичні показники роботи запропонованого ґрунтообробного робочого органу.

Матеріали і методи дослідження. Теоретичні дослідження проведені з використанням методів системного аналізу, основних положень математики, теорії механізмів і машин, теоретичної механіки. Експериментальні дослідження проводилися на основі самостійно розробленої методики отримання та запису значень показників енергетичних і динамічних характеристик роботи культиваторної лапи в реальних умовах поля з використанням спеціально сконструйованого та загальновідомого обладнання. Аналіз отриманих ре-

зультатів проведених з використанням методів статистичної обробки результатів досліджень.

Результати досліджень. Відповідно до мети і завдань досліджень розроблено конструкцію активної культиваторної лапи (рис. 2). Розроблено програму і методику проведення експериментів, що включає комплекс лабораторних і лабораторно-польових досліджень впливу конструкційних параметрів запропонованого ґрунтообробного робочого органу на якісні й енергетичні показники його роботи. Сконструйовано і виготовлено експериментальний робочий орган. Складено план двофакторного експерименту для дослідження впливу зміщення осі повертання різальної лапи та величини кута її обмеженого повертання на тяговий опір і ступінь очищення робочого органу від ґрунту й рослин.

Відповідно до методики, проведені лабораторно-польові дослідження суцільного поверхневого обробітку ґрунту на полях дослідного господарства Полтавської державної аграрної академії. Дослідження проводилися на забур'яненних полях із заздалегідь розміченими заліковими ділянками. Всі характеристики поля та інші показники експерименту заносили до журналу дослідів.

На основі аналізу отриманих даних встанов-

лено, що відхилення тягового опору P від середнього значення коливається в межах 15-18%. Це пов'язано з нерівномірністю фізико-механічних властивостей ґрунту і засміченістю поля в ході виконання культивуації. В експерименті, в умовах реального поля, період коливань лапи в горизонтальній площині (рис. 3) становить 0,15 с. Також слід відмітити, що при обмеженні повертання на кут $\varphi = \pm 15^\circ$ на протязі інтервалу шляху 52 м активна культиваторна лапа набуває положень, що відповідають її максимальному відхиленню від прямолінійності ходу, де й знаходиться певний час. Аналогічна закономірність відмічається і при обмеженні повертання на кут $\varphi = \pm 30^\circ$, однак таких проміжків значно менше.

Експериментально доведено, що значний вплив на енергетичний показник роботи активної культиваторної лапи має значення відстані від носка лапи до осі її повертання та незначний вплив – величина кута можливого обмеженого повертання. Величина коефіцієнтів кореляції склала -0,78 та -0,24 відповідно. Кут можливого обмеженого повертання лапи в горизонтальній площині має значний вплив, а відстань від носка лапи до осі її повертання не впливає на очищення робочого органу від ґрунту та рослин. Величина коефіцієнтів кореляції склала 0,93 та 0,04.

В умовах експерименту, при куті повертання різальної лапи $\pm 23^\circ$ зафіксоване зменшення сили тяги на 15%, а очищення робочого органу від ґрунту та рослин покращилося на 90%. Експериментально визначено, що сила тяги культиваторної лапи в процесі виконання технологічної операції змінюється до $\pm 15\%$, а середній період її коливань становить 0,15 с. Якість обробітку ґрунту відповідає агротехнічним вимогам.

Для запропонованого робочого органу з кутом розвору 60° та довжиною леза 0,25 м оптимальна відстань від носка лапи до осі її повертання склала 106 мм, з оптимальним кутом повертання в горизонтальній площині $\pm 22,5^\circ$.

Виробничі дослідження підтвердили високу експлуатаційну ефективність застосування жорстко фіксованого стояка робочого ґрунтообробного органу з активною культиваторною лапою. Економічний ефект від застосування комбінованого ґрунтообробного агрегату в складі з запропонованими робочими органами, в порівнянні з жорстко фіксованими культиваторними лапами на площі 130 га, склав 3128,60 грн., що у середньому становить 24,60 грн./га обробленого поля за рахунок збільшення продуктивності праці. Термін окупності конструкції становить 0,67 року.

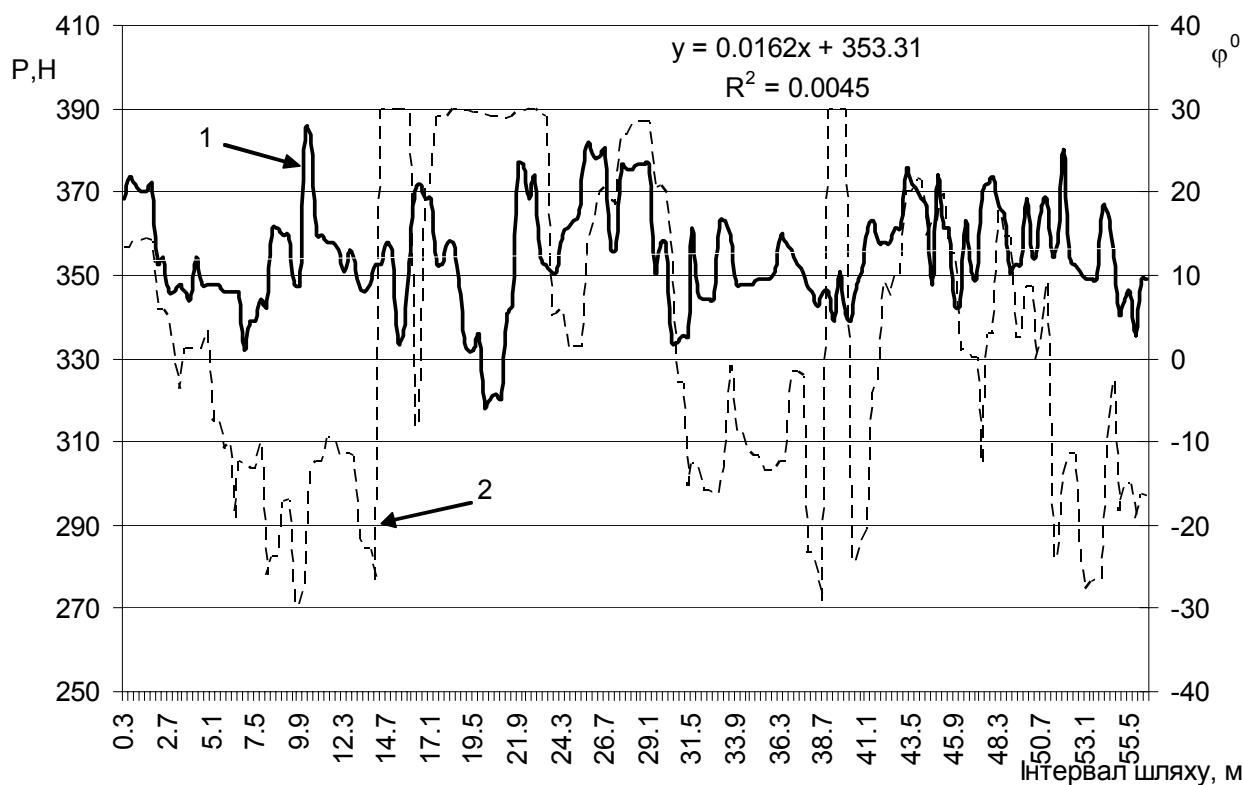


Рис. 3. Динамограма сили тяги P (лінія 1) та кута можливого повертання φ (лінія 2) при $\varphi_{\max} = \pm 30^\circ$
 $V=1,9$ м/с, $h=0,08$ м, $W=18\%$, ґрунт – чорнозем типовий опідзолений $P^{\max}=387$ Н, $P^{\text{ср}}=354$ Н, $P^{\min}=318$ Н

Висновки. Нове вирішення наукового завдання полягає в теоретичному обґрунтуванні процесу суцільного обробітку ґрунту активною культиваторною лапою з можливістю її обмеженого повертання в горизонтальній площині. Це дало змогу

підвищити продуктивність виконання технологічного процесу поверхневої суцільної культивациї за рахунок покращання очищення робочого органу від накопичених ґрунту й рослин, а також зменшення тягового опору знаряддя.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Бабицкий Л.Ф.* Механико-бионические основы многоконтактно-ударного воздействия противозерозионных рабочих органов на почву: дис...д-ра техн. наук: 05.20.01 / Крымский сельскохозяйственный ин-т им. М.И. Калинина. – Симферополь, 1994. – 457 с.
2. *Карташов С.Г.* Активная стойка торсион. / Карташов С.Г., Елагін А.В. // Вісник Харківського Національного технічного університету ім. П. Василенка. Технічний сервіс АПК, техніка

- та технології у с.г. машинобудуванні. – Х.: ЧП Червяк. – 2005. – Вип. №40. – С. 308-310.
3. Пат. 2131652 Российская Федерация, МКИ А01В35/20. Рабочий орган культиватора; Колганов А.В., Салдаев А.М., Бородычев В.В. – №98103615/13; опубл. 20.06.99, Бюл. №17 – 3 с.
4. Пат. UA 63234 Україна МКИ А01В35/20. Рабочий орган ґрунтообробного знаряддя; Падалка В.В., Ярошенко П.П. – №2003032096; Заявл. 11.03.2003; опубл. 15.01.2004, Бюл. №1. – 4 с.

УДК 621.9

© 2010

Дудников А.А., Беловод А.И., Лапенко Т.Г., кандидаты технических наук
Полтавская государственная аграрная академия

К ВОПРОСУ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПРИ ВИБРАЦИОННОМ МЕТОДЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Рецензент – доктор технических наук, профессор И.П. Паламарчук

Рассмотрены вопросы пластического деформирования материала деталей при различных способах их восстановления. Установлено, что при вибрационном методе обработки коэффициент трения между восстанавливаемой поверхностью детали и обрабатывающим инструментом снижается, что способствует повышению её упрочнения. Получены теоретические зависимости характера упрочнения металла при различных способах восстановления дисков копачей.

Ключевые слова: упрочнение, пластическое деформирование, напряжённое состояние, линии скольжения.

Постановка проблемы. Актуальность темы обусловлена необходимостью применения эффективных методов повышения надёжности деталей сельскохозяйственной техники путём использования упрочняющих обработок рабочих поверхностей деталей. К числу эффективных методов повышения надёжности может быть отнесена технология восстановления и упрочнения поверхностей деталей с использованием механических колебаний.

Анализ основных исследований и публикаций, в которых предложено решение данной проблемы. Упрочнение поверхности восстанавливаемых деталей является одним из эффективных способов повышения ресурса сельскохозяйственных машин при их эксплуатации. При вибрационной обработке восстанавливаемых деталей происходит существенное изменение физико-механического состояния поверхностных слоев, что способствует значительному повышению прочности, а, следовательно, увеличению ресурса за счет снижения интенсивности их изнашивания [1, 2, 4].

Интенсивность изнашивания трущихся поверхностей в значительной степени зависит от контактного трения между ними. Механизм контактного трения недостаточно изучен при различных видах обработки [3], исследование которого представляет как теоретический, так и практический интерес.

Цель и задачи исследований. Целью работы

является повышение надёжности сельскохозяйственных машин при их восстановлении с использованием метода вибрационного упрочнения рабочих органов.

Для достижения поставленной цели в работе определено решение следующих задач:

- провести исследование влияния трения на прочностные характеристики обрабатываемой поверхности обычным и вибрационным деформированием;
- изучить механизм упрочнения поверхности деталей при обычном и вибрационном их восстановлении.

Материалы и методика исследований. Объектом исследования является технологический процесс повышения надёжности сельскохозяйственной техники. Методологической основой проведенных исследований является оценка надёжности свеклоуборочных машин при их эксплуатации с выбором технологического процесса увеличения срока службы их деталей при восстановлении.

Использовались образцы, изготовленные из дисков копачей; амплитуда колебаний обрабатываемого инструмента составляла 0,25; 0,5 и 0,75 мм.

Результаты исследований. При вибрационном деформировании под действием вибрации возникает инерционная сила, которая периодически усиливает и ослабляет давление обрабатываемого инструмента на поверхность контакта. При ослаблении давления происходит относительное смещение контактных поверхностей, что приводит к снижению сил контактного трения.

Для определения величины коэффициента трения при пластической деформации использовали метод осадки клиновидного образца, который заключается в нанесении на боковой грани клиновидного образца вертикальных рисок. После осадки риски искривляются, за исключением одной, расположенной ближе к узкому концу образца (рис. 1).

Неискривлённая риска отвечает положению нейтрального сечения, в котором отсутствовало

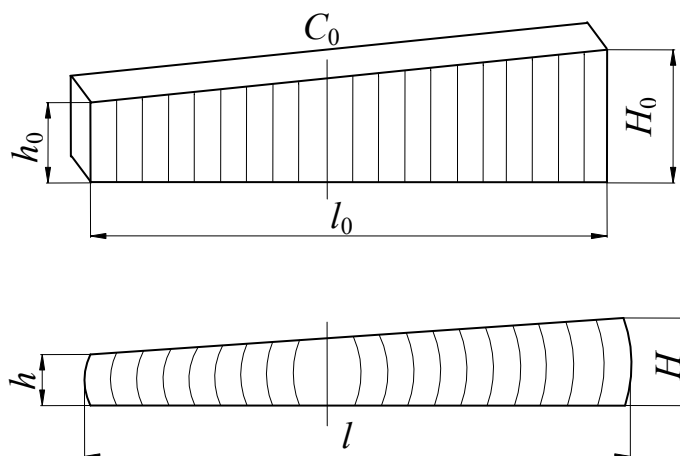


Рис. 1. Изменение формы рисунок на боковой поверхности образца

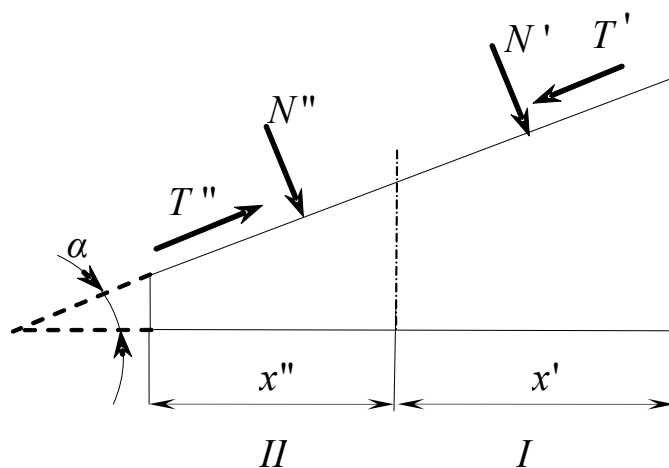


Рис. 2. Схема сил, действующих на элемент копача при его обработке давлением

относительное скольжение металла образца с соприкасаемыми поверхностями в процессе обработки. Положение нейтрального сечения относительно концов образца зависит от коэффициента трения и угла клина.

Система сил, действующих на элемент копача, показана на рис. 2.

В зоне I на образец действует нормальная сила N' и сила трения T' , а в зоне II – N'' и T'' . Поскольку образец не перемещается, все силы будут находиться в равновесии. Следовательно, сумма их проекций на горизонтальную ось равна нулю, или:

$$N'_x + N''_x + T''_x = T'_x, \quad (1)$$

$$\text{где } \left. \begin{aligned} N'_x &= N' \sin \frac{\alpha}{2}; & T'_x &= T' \cos \frac{\alpha}{2}; \\ N''_x &= N'' \sin \frac{\alpha}{2}; & T''_x &= T'' \cos \frac{\alpha}{2} \end{aligned} \right\} (2)$$

При отсутствии прилипания между поверхностями рабочего инструмента и образца:

$$T' = fN'; \quad T'' = fN'', \quad (3)$$

где f – коэффициент трения.

Нормальные силы можно выразить через удельные давления p и поверхности соприкосновения:

$$N' = p'bx'; \quad N'' = p''bx'', \quad (4)$$

где b – ширина образца.

Если горизонтальные проекции нормального давления N_x и силы трения T_x будут равны между собой, то

$$N \sin \alpha = T \cos \alpha = Nf \cos \alpha.$$

$$\text{Отсюда } \operatorname{tg} \alpha = f. \quad (5)$$

Подставив в выражение (5) значения нормальных сил и сил трения, принимая удельные давления в обеих зонах равными между собой и произведя сокращение на p и b , получаем:

$$\sin \frac{\alpha}{2}(x' + x'') + fx'' \cos \frac{\alpha}{2} = fx' \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (6)$$

или

$$x' + x'' = fctg \frac{\alpha}{2}(x' - x''). \quad (7)$$

Отсюда

$$f = tg \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{x' + x''}{x' - x''}. \quad (8)$$

Значения коэффициентов трения, подсчитанные по данной зависимости при угле клина $\alpha = 11^{\circ}30'$ (угле заточки лезвия ножа диска), приведены в табл. 1.

1. Значения коэффициента трения

Амплитуда колебаний А, мм	Коэффициент трения	
	Вибрационное деформирование	Обычное деформирование
0,25	0,508	0,709
0,5	0,299	
0,75	0,584	

На основании проведенных теоретических исследований установлено, что при вибрационной обработке коэффициент трения между поверхностями обрабатываемой детали и обрабатывающего инструмента снижается в 2,37 раза. Это, в свою очередь, способствует повышению упрочнения обрабатываемого материала восстанавливаемой детали.

При вибрационном деформировании в момент отрыва рабочего инструмента от контактной поверхности обрабатываемого образца трение будет отсутствовать и нормальное напряжение на ней на основании теории пластичности [2] будет равно $1,15\sigma_T$. Следовательно, при обычном деформировании напряжение в 2,57 раза будет больше.

В результате пластического деформирования происходит уплотнение материала деформируемого образца, как следствие изменение его размеров (рис. 3.), что способствует упрочнению обрабатываемой поверхности.

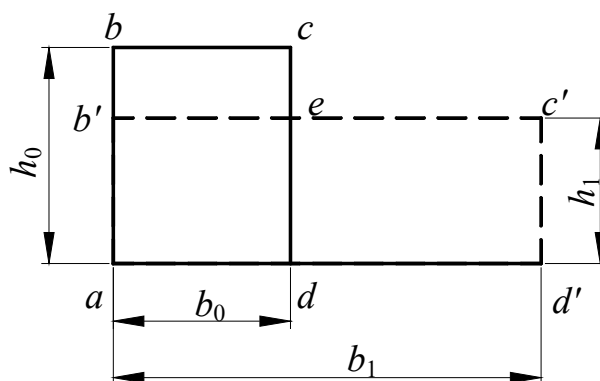


Рис. 3. Поперечное сечение элемента образца до и после деформирования

Исходное сечение элемента образца $abcd$ высотой h_0 и шириной b_0 после деформирования имеет размеры h_1 и b_1 . Если бы в процессе обработки не было удлинения, то площадь $bb'ec$ была бы равна площади $ec'd'd$. Поскольку при деформировании большая часть металла будет перемещаться в направлении длины элемента образца, то площадь $eb'd'd$, равная $h_1(b_1 - b_0)$, будет меньше площади $bescb'$, равной $b_0(h_0 - h_1)$.

Степень развития уширения можно характеризовать отношением этих площадей:

$$\varphi = \frac{h_1(b_1 - b_0)}{b_0(h_0 - h_1)}. \quad (9)$$

Степень уплотнения обрабатываемого материала образца может быть определена:

$$\eta = \frac{F_0}{F_1} \quad (10)$$

С учётом коэффициента φ и степени деформации $\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0}$ можно записать:

$$\eta = \frac{F_0}{F_1} = \frac{h_0 b_0}{h_1 b_1} = \frac{h_0 b_0}{b_0 h_1 + \varphi b_0 (h_0 - h_1)} = \quad (11)$$

$$= \frac{1}{\frac{h_1}{h_0} + \varphi \frac{h_0 - h_1}{h_0}} = \frac{1}{\frac{h_0 - \Delta h}{h_0} + \varphi \frac{\Delta h}{h_0}} = \frac{1}{1 - \varepsilon(1 - \varphi)}$$

Расчётные значения степени уплотнения (упрочнения) приведены в табл. 2.

2. Расчётные значения степени уплотнения

Материал	Подача, мм	Степень уплотнения	
		при обычном деформировании	при вибрационном деформировании
Сталь 65Г	0,5	0,042	0,059
Сталь 45, сормайт	0,5	0,035	0,048
Сталь 65Г, сормайт	0,5	0,028	0,039

Как показали исследования, степень уплотнения образцов, восстановленных привариванием шин из стали 45 с последующей наплавкой сормайтом при вибрационном деформировании в 1,37 раза больше, чем при обычной обработке.

Выводы: 1. Оценен характер пластического деформирования и сформулировано представление, объясняющее повышение пластичности при вибрационном нагружении по отношению к традиционному методу.

2. Изучено влияние трения на прочностные характеристики обрабатываемого материала дисков копачей, оказывающего влияние на его упрочнение и степень повышения их долговеч-

ности. Теоретически установлено, что при вибрационной обработке коэффициент трения между обрабатываемой поверхностью и обрабатывающим инструментом в 2,37 раза меньше.

3. Получены теоретические зависимости характера упрочнения металла приконтактной зоны при различных способах восстановления дисков копачей. Степень упрочнения образцов, восстановленных привариванием шин из стали 45 с последующей наплавкой сормайтом при вибрационном деформировании в 1,37 раза больше, чем при обычной обработке, что способствует повышению их износостойкости и надежности свеклоуборочной машины.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Дудников И.А. Упрочнение материала восстанавливаемых деталей машин методом обычного и вибрационного деформирования / И.А. Дудников., Т.Г. Лапенко, А.И. Беловод // Зб. наук. праць ЛДТУ. – Вип. 15. – Луцьк, 2007. – С. 118-123.
2. Канарчук В.В. Основы надёжности машин. –

К.: Наукова думка, 1982. – 354 с.
3. Михин Н.М. Трение в условиях пластического контакта. – М.: Машиностроение, 1988. – 103 с.
4. Klenin, Agricultural machines: theory of operation, computation of controlling parameters and conditions of operation. Rotterdam, Balkema, 1995. – 282 p.