

Національний університет біоресурсів і
природокористування України
НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК
Факультет конструювання та дизайну
Відділення в Любліні Польської академії наук
Інженерно-технічний ННІ Подільського державного аграрно-
технічного університету
Факультет механіки та енергетики Львівського національного
аграрного університету
Національний науковий центр «ІМЕСГ»
Харківський НТУСГ імені Петра Василенка
Державна установа «НМЦ «Агроосвіта»
Державна наукова установа «УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого»

***ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XV МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-
ПЕДАГОГІЧНИХ ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ
СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ***

***«Проблеми та перспективи розвитку технічних та
біоенергетичних систем природокористування»***

(23–27 березня 2015 року)

***присвячену 201-річчю з дня народження Т.Г. Шевченка
під гаслом «І чужому навчайтесь, й свого не цурайтесь...»***

Секції факультету конструювання та дизайну



Київ – 2015

ББК40.7

УДК 631.17+62-52-631.3

Збірник тез доповідей XV міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування» (23–27 березня 2015 року). Секції факультету конструювання та дизайну / НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – 92 с.

Збірник тез рекомендовано до друку рішенням науково-технічної ради НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК Національного університету біоресурсів і природокористування України від 07.04.2015 р., протокол № 1.

В збірнику представлені тези доповідей науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів НУБіП України, провідних вищих навчальних закладів за консультаційного супроводу науковців Відділення в Любліні Польської академії наук, в яких розглядаються завершені етапи розробок з машин і обладнання сільськогосподарського виробництва, промислового і цивільного будівництва, механізації сільського господарства, транспортних технологій і засобів у АПК, будівництва сільських територій, конструювання і надійності машин для сільського, лісового і водного господарств та харчових технологій, удосконалення та нові розробки біотехнологічних процесів і технічних засобів.

Редакційна колегія: Войтюк В.Д. – голова, д.т.н., проф.; Ружи́ло З.В., к.т.н., доц.; Михайлович Я.М., к.т.н., проф.; Ані́скевич Л.В., д.т.н., проф.; Афтанді́лянц Є.Г., д.т.н., проф.; Бендера І.М., д.п.н., проф.; Бойко А.І., д.т.н., проф.; Войтов В.А., д.т.н., проф.; Голуб Г.А., д.т.н., проф.; Давиденко О.І., д.т.н., проф.; Іщенко Т.Д., к.п.н., проф.; Ковалишин С.Й., к.т.н., доц.; Кравчук В.І., д.т.н., проф., член-кор. НААН; Лове́йкін В.С., д.т.н., проф.; Нови́цький А.В., к.т.н., доц.; Пили́пака С.Ф., д.т.н., проф.; Сидорчук О.В., д.т.н., проф., член-кор. НААН; Теслюк В.В., д.с.г.н., проф.; Фрише́в С.Г., д.т.н., проф.; Роговський І.Л. – секретар, к.т.н., с.н.с.

ББК40.7

УДК 631.17+62-52-631.3

© НУБіП України, 2015.

УДК 621.631

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН МЕТОДОМ АНАЛІЗУ РОЗМІРНОСТЕЙ

*Войтюк В.Д., доктор технічних наук**Денисенко М.І., кандидат технічних наук**Національний університет біоресурсів і природокористування України*

До основних параметрів, які визначають конструктивні особливості та робото здатність агрегатів, відносяться: 1) маса агрегату G_d , кг; 2) навантаження на вісь N_o , Н; 3) сила тяги F_T , Н; 4) потужність двигуна N_d , Н·м/с; 5) швидкість руху v , м/с; 6) коефіцієнт зчеплення лемеша плуга з ґрунтом $\psi = \frac{F_T}{G_d}$; 7) витрата пального на 1 км шляху q_p , л/км; 8) рама машини, що визначає відстань між центрами колісних пар, L , м; 9) діаметр колісної пари D , м; 10) частота обертання валу двигуна n_d , об/хв.

Навантаження на вісь $G_d = iN_o$.

Завдання вирішимо методом аналізу розмірності (4). Так як деякі наведені параметри, що характеризують робото здатність і конструктивні особливості агрегату, виходять як похідні, число їх скоротиться і в рівняння увійдуть: 1) маса агрегату G_d ; 2) сила тяги F_T ; 3) потужність двигуна N_d ; 4) швидкість v ; 5) частота обертання валу двигуна n_d ; 6) витрати пального q_r ; 7) база агрегату L ; 8) діаметр колеса D .

За основні одиниці приймаємо: масу агрегату G_d , кг; швидкість v , м/с; діаметр колеса D , м. Решту параметрів вважаємо похідними. Якщо згідно π -теорему число фізичних величин $N_i = 8$, число основних одиниць $n_0 = 3$, то число симплексів, критерій співвідношень

$$r = N - n_0 = 8 - 3 = 5.$$

У відповідності з π -теоремою можливі рівняння при безрозмірних співвідношеннях:

$$\pi'_1 = F_1(1; 1; 1; \pi'_4; \pi'_5; \pi'_6; \pi'_7; \dots); \quad (1)$$

$$\pi''_1 = F_2(1; 1; 1; \pi''_4; \pi''_5; \pi''_6; \pi''_7; \dots); \quad (2)$$

$$\pi'''_1 = F_3(1; 1; 1; \pi'''_4; \pi'''_5; \pi'''_6; \pi'''_7; \dots). \quad (3)$$

Найдемо критерій відношення. За вихідні параметри в не визначальних критеріях приймемо для $\pi'_1 - F_T$; $\pi''_1 - N_d$; $\pi'''_1 - q_r$. Останнє можна представити рівнянням:

$$F_T = \Phi_1(G_d; v; N_d; n_d; q_r; L; D; \dots); \quad (4)$$

$$N_d = \Phi_2(G_d; v; F_T; h_d; q_r; L; D; \dots); \quad (5)$$

$$q_r = \Phi_3(G_d; v; F_T; N_d; n_d; L; D; \dots) \quad (6)$$

Враховуючи рівність розмірності для чисельника і знаменника, знайдемо показники ступенів в критерійних рівняннях.

Для невизначеного критерійного рівняння (6):

$$[F_T] = [C_d^x; v^y; D^z] \text{ або } (H) = (\text{кг})^x \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^y (\text{м})^z;$$

звідки

$$1 = x'; 0 = y'; 0 = y' + z' \quad (7)$$

Вирішивши систему рівнянь (7) отримаємо: $x' = 1; y = 0; z' = 0$.

Тоді,

$$\pi'_1 = F_T / G_d. \quad (8)$$

Аналогічно для останніх рівнянь не визначального симплексу рівнянь (6), (7) $\pi''_1 = \frac{G_d v}{N_d}$, або $\pi'''_1 = \frac{q_r n_d}{D_v}$, заміна G_d на F_T . безрозмірний симплекс прийме вигляд:

$$\pi''_1 = \frac{N_d}{F_T v}; \quad (9)$$

$$\pi'''_1 = \frac{q_r}{D^2}, \text{ або } \pi'''_1 = \frac{q_r n_d}{D_v}, \text{ так як } D = \frac{60 v}{m_d}$$

Для визначення симплексів рівнянь (1) – (4), орієнтуючись на рівняння (5) – (7) і (9), отримуємо:

$$\pi'_4 = \frac{N_d}{G_d v}, \text{ або } \pi'_4 = \frac{N_d}{F_T v}; \quad (10)$$

$$\pi'_5 = \frac{v}{n_d D}, \text{ або } \pi'_5 = \frac{n_d D}{v}; \quad (11)$$

$$\pi'_6 = \frac{q_r n_d}{D_v}; \quad (12)$$

$$\pi'_7 = L/D. \quad (13)$$

Рівняння (5) – (7) в критеріальній формі:

$$\frac{F_T}{G_d} = f_1 \left(\frac{N_d}{G_d v}; \frac{n_d D}{v}; \frac{q_r n_d}{D_v}; \frac{L}{D}; \dots \right); \quad (14)$$

$$\frac{N_d}{G_d v} = f_2 \left(\frac{F_T}{G_d}; \frac{n_d D}{v}; \frac{q_r n_d}{D_v}; \frac{L}{D}; \dots \right) \quad (15)$$

$$\frac{q_r n_d}{D_v} = f_3 \left(\frac{N_d}{G_d v}; \frac{n_d D}{v}; \frac{F_T}{G_d}; \frac{L}{D}; \dots \right) \quad (16)$$

Але $v = \frac{\pi D n_d}{60}$ і $\pi_5 = \frac{n_d D}{n_d D} = 1$. Виробивши ряд спрощень, розділивши і помноживши симплекс рівнянь (14) – (16) один на одного, отримаємо:

$$\frac{F_T}{G_d} = \psi_1 \left(\frac{N_d L}{G_d q_r n_d} \right)^{m_1}; \quad (17)$$

$$\frac{N_d}{G_d v} = \psi_2 \left(\frac{F_T q_r L}{G_d v D} \right)^{m_2}; \quad (18)$$

$$\frac{q_r}{D^2} = \psi_3 \left(\frac{N_d L}{G_d v D} \right)^{m_3}; \quad (19)$$

де ψ_i, m_i – постійні, визначаються експериментально.

УДК 620.178.16.001.51

МОДЕЛІ РУЙНУВАННЯ ТРИБОСИСТЕМИ ПРИ АБРАЗИВНОМУ ВПЛИВІ

Денисенко М.І., кандидат технічних наук

Опальчук А.С., доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Можливість управління процесом зношування може бути досягнута за умовою детального дослідження його механізму, а також при наявності чіткої моделі цього процесу.

Контакт ґрунтообробної маси з поверхнею леза робочого органу завжди має дискретний характер. У локальних точках фактичного контакту ґрунтообробної маси з поверхнею леза, де виникає різка концентрація напружень утворюється пружна і пластична деформація зі значним зростанням щільності дислокацій і утворенням активних дислокаційно-вакансійних плям.

Деформація поверхневих шарів леза робочого органу в залежності від умов контактування і властивостей ґрунтової маси і зносостійкого покриття розповсюджується достатньо рівномірно на різну глибину.

Через статистичні закономірності пластична деформація, зростання щільності дислокацій і утворення дислокаційних плям розповсюджується достатньо рівномірно по всій поверхні леза робочого органу.

Пластично деформований і активований шар поверхні тертя негайно вступає у взаємодію з агресивними компонентами абразивного середовища. На сухих ґрунтах такими компонентами є пари аміаку, вуглецевий газ, кисень повітря, азот і водень. На вологих – ґрунтові розчини.

Нехай зношуємо деталь має найпростішу геометричну форму; якщо на поверхні тертя площею (S) буде періодично утворюватися і руйнуватися плівка оксидів товщиною (h), то об'єм металу, спрацьований внаслідок видалення одного шару дорівнює:

$$V = S \cdot h \quad (1)$$

За час роботи протягом (T) годин руйнування (n) шарів, тоді об'єм зношеного металу визначається:

$$V = S \cdot h \cdot n \quad (2)$$

За одну годину роботи втрачений об'єм металу зменшується у (T) разів:

$$V = \frac{S \cdot h \cdot n}{T} \quad (3)$$

але

$$V = \frac{\Delta G}{\gamma} \quad (4)$$

де ΔG – вага металу (маса зразку, деталі), мг; кг/м^3 γ – об'ємна вага, мг/мм^3 (густина зношеного металу).

Цю величину зручно виразити в мг/мкм^3 . Тоді $1 \text{ г/мм}^3 = 10^9 \text{ мг/мкм}^3$.

Вага втраченого металу внаслідок зношування визначається за формулою:

$$\Delta G = V \cdot \gamma = \frac{S \cdot h \cdot n \cdot \gamma}{T} \quad (5)$$

Але з часу утворення плівки до її зруйнування відбувається через деякий час – $t_{\text{утр}}$.

Фізична сутність цього часу характеризується несучою здатністю плівки оксидів, а його величину можливо визначити, якщо:

$$\left(\frac{T}{n}\right) \quad t_{\text{утр}} = \frac{T}{n}, \text{ а} \quad \frac{1}{t_{\text{утр}}} = \frac{n}{T} \quad (6)$$

підставив значення $\frac{1}{t_{\text{утр}}} = \frac{n}{T}$ в формулу (5) отримано:

$$\Delta G = \frac{S \cdot h \cdot n \cdot \gamma}{t_{\text{утр}}} \quad (7)$$

Якщо вагу зруйнованої поверхні тертя привести до єдиної системи одиниць то формула (7) буде мати такий вигляд:

$$I = Q \frac{S \cdot h}{t_{\text{утр}}} \quad (8)$$

де I – руйнування, що відбувається за даною моделлю; S – площа зруйнованої поверхні; h – середнє значення товщини вторинних структур; $t_{\text{утр}}$ – час утворення і руйнування плівки; Q – сталий коефіцієнт, що враховує рельєф поверхні тертя та її масштаб.

Якщо замість (h) підставити її залежність від тиску або швидкості, отримані за певних умов випробувань, то отримаємо формулу для розрахунку зношування в залежності від цих факторів для конкретних умов роботи деталі.

Пластично деформований метал ефективно адсорбує на своїх поверхнях активні компоненти абразивного середовища, інтенсивніше вступає з ними в реакцію.

Фізична і хімічна адсорбція на таких поверхнях протікає з інтенсивністю на порядок вищою, ніж на поверхнях, що знаходяться у зрівноваженому стані.

Кількість дефектів, які зростають при пластичній деформації, різко підсилює її адсорбційну активність.

На основі багато чисельних досліджень впливу умов і властивостей зносостійких покриттів на процес зношування можна заключити, що товщина вторинних структур, які утворюються на зруйнованих поверхнях залежить від наступних факторів: матеріалу, його властивостей і природи, технології виготовлення и конструктивного виконання робочого органу; режиму роботи робочого органу (швидкість, питомий тиск); стан абразивного середовища, який характеризується фізико-механічними властивостями ґрунту, їх абразивністю і хімічною активністю.

Наступний контакт поверхонь вкритих послабленими вторинними структурами з абразивною масою призводить до їх руйнування, так як вторинні структури мають меншу міцність, більшу крихкість, і як правило, слабкіше зв'язані з основним металом.

Процес пластичної деформації, активізації поверхневих шарів метала, фізико-хімічної взаємодії з абразивним середовищем, утворення вторинних

структур та їх руйнування періодично повторюється. Його можна розглядати як стаціонарний термодинамічний неминучий процес.

В результаті побудована модель процесу зношування робочих органів ґрунтообробних машин:

1 – механічний контакт, пружно-пластична деформація;

2 – утворення шару деформованого активного металу;

3 – взаємодія активного металу з хімічними компонентами абразивного середовища і, як результат, утворення вторинних структур;

4 – руйнування вторинних структур наступним механічним контактом.

В залежності від умов роботи і механічних властивостей зносостійких покриттів, внаслідок багатократної пластичної деформації і дії хімічно активного середовища, зношування супроводжується шляхом утворення і руйнування вторинних структур, а також відривом часток металу.

Дослідження підтвердили, що при експлуатації робочих органів ґрунтообробних машин у піщаних, супіщаних і суглинних ґрунтах Полісся, Лісостепу і Півдня України зношування за побудованою моделлю є переважаючим.

УДК 531.43.631

МОДЕЛЮВАННЯ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИНАХ

Денисенко М.І., кандидат технічних наук

Опальчук А.С., доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

За загальними рівняннями динаміки (рівняння Даламбера-Лагранжа) механічні процеси, що виникають в вузлах агрегату при його русі, можна описати так:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{P}_i + \vec{C}_i \vec{r}_i \vec{C}_i \vec{r}_i \varphi_i - \vec{P}_{\text{ін}}) \delta_i \vec{r}_i = 0, \quad (1)$$

де $\vec{P}_i$ – активні сили, що діють на механічну систему; C_i – лінійні жорсткості пружних елементів окремих вузлів; $\delta_i \vec{r}_i$ – варіації радіусів – векторів лінійних переміщень; φ_i – кутові переміщення; $\vec{P}_{\text{ін}}$ інерційні сили, які виникають при змінненні швидкості.

На підставі методу подібних перетворень інтеграл диференціальних рівнянь, що описує рух агрегату і динамічні процеси, можна представити як функцію від критеріїв і симплексу подібності, тобто

$$\Phi_1 \left(\frac{Q \vartheta^2}{Plg}; \frac{cl}{P}; X; Y; Z; \dots \right) = 0, \quad (2)$$

де Q – ваги; ϑ – лінійні швидкості; $X; Y; Z$ – лінійні розміри.

Таблиця 1

Розрахункові параметри	Позначення	Масштабний коефіцієнт	Формула перерахунку параметрів
<i>Лінійні:</i>			
розміри	l	$C_l = 10$	$l_H = l_M 10$
швидкості	v	$G_v C_l$	$v_H = v_M C_l$
прискорення	a	$C_a = C_l$	$a_H = a_M C_l$
<i>Кутові:</i>			
переміщення	φ	$C_\varphi = 1$	$\varphi_H = \varphi_M$
швидкості	ω	$C_\omega = 1$	$\omega_H = \omega_M$
Проміжки часу	τ	$C_\tau = 1$	$\tau_H = \tau_M$
Ваги	Q	$C_Q = C_l^3$	$Q_H = Q_M C_l^{-3}$
Сили	P	$C_P = C_l^3$	$P_H = P_M C_l^{-3}$
К.к.д. передач	η	$C_\eta = 1$	$\eta_H = \eta_M$
Потужність приводу	N	$C_N = C_l^4$	$N_H = N_M C_l^4$
Крутний момент	$M_{кр}$	$C_M = C_P C_l$	$M_H = M_M C_l^4$
<i>Переміщення вузлів робочих органів відносно рами</i>		$C_z = C_l^{\frac{2}{5}} \times C_{ж}^{\frac{-1}{2}}$	$z_H = z_M C_l^{\frac{2}{5}} \times C_{ж}^{\frac{-1}{2}}$
Жорсткість ресорного підвішування	z	$C_{ж} = 65$	$ж_H = ж_M 65$
Модуль пружності	$ж$	$C_E = 1$	$E_H = E_M$
<i>Момент інерції перетину</i>	E	$C_I = C_l^5$	$I_H = I_M C_l^5$
Кутове прискорення	I	$C_\varepsilon = 1$	$\varepsilon_H = \varepsilon_M$
Площі	ε	$C_F = C_l^2$	$F_H = F_M C_l^2$
<i>Інтенсивність розподільчого навантаження</i>	F	$C_q = C_l$	$q_H = q_M C_l$
Прогин рами	q	$C_\delta = C_l^2$	$\delta_H = \delta_M C_l^2$
<i>Жорсткість пружної основи</i>	δ	$C_c = 1$	$C_H = C_M$
<i>Коефіцієнт податливості пружної опори</i>	C	$C_A = C_l^{-1}$	$A_H = A_M C_l^{-1}$
<i>Коефіцієнт податливості пружної опори на стику</i>	A	$C_{AC} = C_l^{-3}$	$A_{HC} = A_{MC} C_l^{-3}$
Вертикальні і горизонтальні нерівності на поверхнях кочення	A_c	$C_{hk} = C_h = C_l$	$(h_k)_H = (h_k)_M C_l$

Лінійний масштаб при перерахунку моделі на натуру був прийнятий $C_l = 10$.

Причому $\frac{x}{L} = X$; $\frac{y}{L} = Y$; $\frac{z}{L} = Z$, тут L – визначальний розмір, наприклад, діаметр диску борони або рами плугу.

Аналіз диференційного рівняння вільних вертикальних коливань ресорної підвіски робочих органів, призводить до критеріального рівняння виду

$$\Phi_1 \left(\frac{Gv}{gcz}; \frac{Gv^2}{gжz^2}; \dots \right) = 0, \quad (3)$$

де G – маса складових частин конструкцій, що коливаються; c – коефіцієнт загасання; z – вертикальні переміщення окремих точок вузлів агрегату; g – прискорення вільного падіння; $ж$ – жорсткість ресорного підвищення робочих органів.

Динаміка агрегату, що рухається поєднана з характером і станом рельєфу поля. Розглянемо середовище, в якому працює агрегат, як балку на суцільній пружній основі, складний згин якого описується рівнянням

$$El_x \frac{d^4 \delta}{dx^4} + T(x) \frac{d^2 \delta}{dx^2} + C(x) \delta + q(x), \quad (4)$$

де l_x – момент інерції переріз балки; E – модуль пружності; δ – прогін; $T(x)$ – поздовжня сила; $C(x)$ – коефіцієнт жорсткості пружної основи; $q(x)$ – інтенсивність поперечного розподіленого навантаження.

З критерійних рівнянь можна визначити основні розрахункові співвідношення для моделювання системи плуг-грунт (табл.).

УДК 620.178.16.001.51

МОДЕЛЮВАННЯ ЗНОСУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН У АБРАЗИВНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Денисенко М.І., кандидат технічних наук

Опальчук А.С., доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Абразивний знос можна представити у вигляді функції від параметрів:

$$I = \Phi \left(p; v; T; S_{тр}; f; \frac{h}{R}; \frac{H_a}{H_m}; \frac{\alpha}{b}; K_\phi; K_{ср}; \dots \right); \quad (1)$$

де I – питома вагова інтенсивність зношування; p – тиск; v – швидкість відносного переміщення контр тіла в абразивній масі; $S_{тр}$ – шлях; T – час тертя; f – коефіцієнт тертя ковзання; h – глибина втілення абразивних часток; R – об'ємний радіус абразивної частки; H_a , H_m – твердість абразивних часток матеріалу; α , b – довжина і ширина робочої частини деталей; K_ϕ – коефіцієнт форми контактуючих тіл; $K_{ср}$ – коефіцієнт, що враховує властивості навколишнього і проміжного середовищ.

Згідно з третьою теоремою подібності з урахуванням того, що знос є не визначальним параметром, залежність між критеріями можна представити у вигляді

$$\frac{IS_{\text{тр}} K \eta_0 HB}{ph\gamma} = \Phi \left[\frac{m_{\text{HB}} l n^2}{P_0}; \frac{K_B l n}{P_0}; \frac{K_1 l_1}{P_0}; \frac{K_2 l}{P_0}; n\tau; f; \frac{S}{P_0}; \frac{h}{R}; \frac{H_a}{H_m}; \frac{\alpha}{b}; K_f; K_{\text{ср}}; \frac{\nu\tau}{S_{\text{тр}}}; \frac{K\eta_0}{nT} \dots \right] \quad (2)$$

де m_{HB} – наведена маса системи, що коливається; S – без інерційне довантаження; P_0 – збурююча сила; K_B – коефіцієнт в'язкості матеріалу, що обробляється; K_1 – жорсткість ресорної підвіски агрегату; K_2 – коефіцієнт жорсткості матеріалу, який обробляється; l, l_1 – геометричні розміри; η_0 – число навантажень, що призводить до руйнування матеріалу; K – кількість повторення числа η_0 за час T ; HB – твердість матеріалу за Брінеллем; γ – питома вага матеріалу; n – частота коливань.

Рівняння (2) – критерій, приблизно описує процес зношування пари робочий орган – оброблюваний матеріал. З урахуванням вищевказаного визначені розрахункові формули для масштабних коефіцієнтів переходу від «моделі» до «експлуатації» (табл. 1).

Таблиця 2

Розрахункові параметри	Позначення	Масштабний коефіцієнт	Формула перерахунку параметрів
Геометричні розміри	l	$C_l = 10$	$l_n = l_m 10$
Швидкість тертя	ν	C_ν	$\nu_n = \nu_m C_\nu$
Жорсткість пружної основи	K_2	C_{K_2}	$K_{2n} = K_{2m} C_\nu$
Середній радіус абразивних часток	R	$C_R = C_l$	$R_n = R_m C_l$
Номінальний тиск	p	$C_p = 1$	$p_n = p_m$
Шлях тертя	$S_{\text{тр}}$	$C_{S_{\text{тр}}}$	$S_{\text{тр}n} = S_{\text{тр}m}$
Коефіцієнт тертя	f	$C_f = 1$	$f_n = f_m$
Число навантажень, що приводять до руйнування поверхні	η_0	$C_{\eta_0} = 1$	$\eta_{0n} = \eta_{0m}$
Питома вагова інтенсивність зношування	I	$C_I = C_l C_n^{-1}$	$I_n = I_m C_l C_n^{-1}$
Частота коливань	n	C_n	$n_n = n_m C_n$

УДК 378.14: 631.3

ДО МЕТОДИКИ ВИКЛАДАННЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ У ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ В РАМКАХ БОЛОНСЬКОЇ СИСТЕМИ НАВЧАННЯ

*Куценко А.Г., кандидат фізико-математичних наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Актуальність проблеми створення нових різноманітних методів навчання у системі освіти України обумовлена складними процесами входження останньої в Європу. Одним із таких невіддільних процесів є вступ України в Європейський освітній простір.

Незважаючи на реформи освіти, які зумовлені новою соціополітичною системою України, вона, проте, ще не забезпечує потрібної якості. Нажаль, багато випускників вищих навчальних закладів не досягли потрібного рівня конкурентноздатності на ринку праці.

Як будь – яка нова технологія навчання, кредитно - модульна система організації навчального процесу пропонує й нові підходи до контролю й оцінювання знань студентів. Адже, педагогічний контроль є невід’ємною частиною навчального процесу і має знаходитись в органічному взаємозв’язку з іншими складовими педагогічної системи.

У даній роботі зроблена спроба висвітлити деякі питання з впровадження інноваційних технологій, щодо вивчення матеріалу одного з основних змістовних модулів дисципліни „Опір матеріалів” - „Побудова епюр поперечних сил та згинаючих моментів для статично визначених балок”, а також контролю знань студентів з вищезазначеного розділу.

Метою запропонованого методу є допомога студентам вищих навчальних закладів у вивченні та закріпленні теми “Плоский згин балок”. Як відомо, однією з основних задач даного розділу дисципліни “Опору матеріалів” є побудова епюр внутрішніх силових характеристик, у ролі яких виступають поперечна сила Q та згинаючий момент M . Ця тема, як правило, викликає деякі труднощі у розумінні в переважній більшості сучасних студентів аграрних вузів, які навчаються на інженерних спеціальностях. Можливо причиною даної обставини є не достатня підготовка студентів ще в середній школі з математики. А можливо не достатня кількість годин, яка відводиться на вивчення спеціальних інженерних курсів таких, як теоретична механіка, опір матеріалів, для студентів освітньо-кваліфікаційного рівня „Бакалавр” у вищих навчальних закладах, оскільки навчальна програма інженерних спеціальностей цих вузів перевантажена дисциплінами, вивчення яких можна закінчити в середній школі.

Запропонована методика базується на використанні тест-програми, яка написана на мові програмування “Pascal” і складена у діалоговому режимі, що дозволяє викладачу без надмірних зусиль за пару академічних годин виявити дійсний рівень засвоєння теоретичного матеріалу студентами. Характерною

особливістю даної тестової програми є відсутність фіксованого набору варіантів. Тому для успішного проходження тесту, студентам необхідно глибоко розуміти техніку побудови епюр.

Дана програма побудови епюри поперечних сил Q та згинаючих моментів M написана на мові “Pascal”, відповідному файлу машинного коду присвоєне ім'я “Beamtest”. Для тестування необхідно спочатку запустити файл “Beamtest.exe”. Після цього на моніторі висвітлиться білого кольору екран. Це означає, що необхідно ввести пароль, у даному разі ним виступає слово, яке закладено у програмі і відоме тільки викладачу (у тренувальному режимі можна просто натиснути функціональну клавішу “Esc”). Після введення паролю на екрані повинен з'явитися напис: “Тест на побудову епюр Q та M для балок (плоский згин). Якщо ви готові, то натисніть на будь-яку клавішу”.

Після натискання довільної клавіші на екрані монітору має з'явитись картинка, яка відповідає першому завданню, де буде наведена схема балки з вказаними усіма її необхідними параметрами для побудови епюри поперечних сил. Нижче схеми наведено чотири варіанти відповідей у вигляді епюр. Перша епюра буде обмежена двома вертикальними лініями червоного кольору.

За допомогою вказаних ліній обирається варіант відповіді. Для цього студенту необхідно клавішами “1”, “2”, “3” та “4” вибрати правильну на його думку відповідь і натиснути функціональну клавішу “Enter” або дочекатися, поки вийде ліміт часу завдання, тобто стрічка у правому верхньому кутку досягне правого краю екрана. Таким чином, червоні вертикальні лінії вкажуть на вибрану студентом відповідь.

Якщо відповідь правильна, то вертикальні лінії зафарбуються у зелений колір, якщо ні, то вибрана відповідь залишиться обмежена лініями червоного кольору, а правильний варіант зеленими. У наступному завданні картинка буде повторена, але з тою відмінністю, що окрім варіантів епюр згинаючих моментів, про що вказуватиме буква M у верхньому правому куті, справа від схеми балки буде наведена епюра поперечних сил для даного варіанту балки.

Також у верхньому правому куті буде стояти число, яке означатиме кількість правильних відповідей, які дані студентом попередньо. Всього тест налічує 20 завдань: 10 завдань на побудову епюри поперечних сил та 10 завдань на побудову епюри згинаючих моментів. По закінченні тесту на екрані висвітлюється число, яке вказує на кількість правильних відповідей, даних студентом під час тестування. Це число є певного кольору, який відповідає оцінці студента:

- синій колір (від 20-16 правильних відповідей) – “5”, 90 – 100 балів;
- зелений колір (від 15-11 правильних відповідей) – “4”, 89 – 74 бали;
- жовтий колір (від 10-6 правильних відповідей) – “3”, 73 – 60 балів;
- червоний колір (від 5-0 правильних відповідей) – “2” 59–0 балів.

Шкала правильних відповідей як і ліміт часу на одне завдання закладаються у програмі.

За рахунок того, що дана тестова програма має елементи гри, вона викликає зацікавленість студентів, чим стимулює їх до поглиблення знань з даного змістовного модуля.

УДК 539.3:4

ЗМІНА МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ В РІЗНИХ СТРУКТУРНИХ СТАНАХ ЗА РАХУНОК ВВЕДЕННЯ СИЛОВИХ ІМПУЛЬСІВ ЕНЕРГІЇ

Пилипенко А.П., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів та природокористування України,

Попередніми дослідженнями авторів встановлено, що при ударно - коливальному навантаженні в пластичній області матеріалів виникають дисипативні структури у вигляді об'ємно-зв'язаних, на різних масштабних рівнях, тонких смуг (каналів), що мають ряд специфічних властивостей. В першу чергу, слід звернути увагу на різкий ріст пластичності для більшості досліджених матеріалів при реалізації ударно-коливального навантаження; досягнення надпластичного стану матеріалу за кімнатної температури при багаторазових послідовних реалізаціях ударно-коливального навантаження, а також на ту обставину, що при встановленому складному режимі навантаження (статичний розтяг – ударно-коливальний режим навантаження – подальший статичний розтяг) можна реалізувати резерви механічних властивостей матеріалів на різних стадіях деформування.

Досліди на нанокристалічному титані VT1-0 виявили істотно більший вплив ударно-коливального навантаження на падіння міцності і пластичності нанокристалічного титану в порівнянні з крупнозернистими полікристалічними матеріалами при подальшому статичному розтягу. Така реакція нанокристалічного титану на ударно-коливальні навантаження призводить до того, що при подальшому статичному розтягуванні механічні властивості досліджуваного матеріалу суттєво погіршуються в порівнянні з механічними властивостями подібних матеріалів при стандартному статичному розтягу.

Аналогічні дослідження по оцінці імпульсного введення енергії в високоміцний полікристалічний титановий сплав, типу VT22, підтвердили попередні результати, що для крупнозернистих полікристалічних матеріалів, в більшості випадків, після реалізації ДНП пластичні властивості значно поліпшуються. Таким чином, дрібнозернисті матеріали більш чутливі до впливу ударно-коливального навантаження з точки зору впливу на міцність і пластичність при подальшому статичному розтягуванні.

Однак враховуючи той факт, що залежно від ступеня попередньої статичної деформації матеріалу, при якій відбуваються імпульсні підвантаження, та інтенсивності силових імпульсів в матеріалі може виникнути безліч структурних станів, які суттєво відрізняються за своїми характеристиками міцності і пластичності, необхідно надалі, в першу чергу, з'ясувати граничні умови самоорганізації структури титанових сплавів з різним розміром вихідної структури при ударно-коливальному навантаженні, за яких механічні властивості подібних матеріалів максимально збільшуються на макрорівні або різко зменшуються, аж до повного руйнування.

УДК 539.3:4

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДИНАМІЧНОГО НЕЗРІВНОВАЖЕНОГО ПРОЦЕСУ

Чаусов М.Г., доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів та природокористування України

В результаті проведених досліджень на кафедрі механіки НУБіП України вперше експериментально зафіксовано «аномальне» зменшення матеріалів під час динамічних незрівноважених процесів за рахунок створення дисипативних структур, щільність яких значно менше щільності вихідного матеріалу, практично на будь-якій стадії деформування, включаючи висхідну гілку стандартної статичної діаграми деформування. Також встановлено, що швидкість підведення енергії до елемента конструкції в коливальному режимі може виявитись ключовою характеристикою при подібному ряду розрахунків. При певній швидкості підведення енергії до матеріалу конструкції, останній не встигає поглинути її більше певної (критичної) величини і тому деформаційні здатності матеріалу не поспівають реалізовуватися в процесі короткочасного навантаження. В результаті, елемент конструкції руйнується практично квазікрихким чином.

Ці факти необхідно обов'язково враховувати при розрахунках на міцність відповідальних статично невизначених конструкцій.

Розрахунок конструкції на дію динамічного незрівноваженого процесу полягає в визначенні найменшої межі статичної міцності після динамічного незрівноваженого процесу та відносної нижньої межі падіння напруження ($K_{\sigma min}$), на основі проведення розрахунків для кожного із елементів конструкції.

Розрахунок елемента конструкції на дію динамічного незрівноваженого процесу проводиться таким чином:

1. Якщо еквівалентні напруження за енергетичною теорією міцності від сумарної дії імпульсного і статичного навантажень для даного елемента не перевищують 30 % межі текучості матеріалу, чи середня швидкість спадання імпульсного зусилля від 100% до 50% початкового значення менша ніж 10 Н/с, то даний елемент вважається стійким до дії динамічного незрівноваженого процесу і розрахунок для цього елемента не проводиться. В будь-якому іншому випадку обов'язково треба провести додаткові розрахунки на дію динамічного незрівноваженого процесу.

2. Визначення відносної нижньої межі падіння напруження.

2.1. Спочатку визначається характеристика динамічного незрівноваженого процесу:

$$\kappa = \frac{F_{imn} \cdot \varepsilon_0}{\dot{F}_{imn}}, \% \cdot c,$$

тут $F_{i\text{mn}}$, кН – величина імпульсного зусилля; $\dot{F}_{i\text{mn}}$, кН/с – середня швидкість спадання імпульсного зусилля від 100% до 50% $F_{i\text{mn}}$, за абсолютною величиною; ε_0 , % – деформація елемента при початку імпульсного введення енергії (сума еквівалентних пружної і пластичної деформації за енергетичною теорією міцності).

2.2. Визначення відносної нижньої межі падіння напруження.

Експериментальним шляхом встановлено, що для класу металічних матеріалів нижня межа падіння напруження ($K_{\sigma \min}$) має просту залежність від характеристики динамічного незрівноваженого процесу:

$$K_{\sigma \min} = 1 - A \cdot \kappa^2 - B \cdot \kappa,$$

тут A – параметр матеріалу, $(\% \cdot \text{с})^{-2}$, B – параметр матеріалу, $(\% \cdot \text{с})^{-1}$.

Параметри A та B можна визначити експериментально, або використовуючи табличні дані.

3. Визначення режиму динамічного незрівноваженого процесу.

Для динамічного незрівноваженого процесу можна виділити три режими:

3.1. $K_{\sigma \min} \geq 0,95$. Режим реалізації динамічного незрівноваженого процесу за низьких напружень. Якщо конструкція за строк своєї експлуатації буде введена у динамічний незрівноважений процес не більше 10 разів, то конструкцію можна вважати стійкою до дії динамічних незрівноважених процесів та не враховувати їх вплив. Якщо передбачається вплив більше 10 динамічних незрівноважених процесів на конструкцію, то розрахунок слід проводити так як і для режиму утворення дисипативної структури із знеміцненням.

3.2. $0,3 \leq K_{\sigma \min} \leq 0,95$. Режим утворення дисипативної структури із знеміцненням. Основний розрахунковий режим для динамічних незрівноважених процесів.

3.3. $K_{\sigma \min} \leq 0,3$. Режим руйнівного утворення дисипативної структури. Даний режим характеризується значною чутливістю до умов навантаження. Тому за даного режиму слід вважати конструкцію нестійкою до дії динамічного незрівноваженого процесу, та внести відповідні зміни до її елементів.

4. Розрахунок деформації від динамічного незрівноваженого процесу ($\Delta\varepsilon$) для режиму утворення дисипативної структури із знеміцненням.

Деформація $\Delta\varepsilon$ також має відносно просту залежність від характеристики динамічного незрівноваженого процесу (κ):

$$\Delta\varepsilon = A_e \cdot \kappa^2 + B_e \cdot \kappa + C_e,$$

тут A_e – параметр матеріалу, $(\% \cdot \text{с})^{-2}$, B_e – параметр матеріалу, $(\% \cdot \text{с})^{-1}$, C_e – параметр матеріалу.

Параметри A_e , B_e , C_e також визначаються експериментально, або використовують табличні дані.

5. Визначення статичної межі міцності елементу конструкції після динамічного незрівноваженого процесу:

$$\sigma_{\text{стат.днп}} = A + B \cdot (\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon)^n, \text{ МПа}$$

тут A – межа текучості вихідного матеріалу, B , n – відповідно, характеристики зміцнення вихідного матеріалу.

Слід відмітити, що значення деформації $\Delta\varepsilon$, викликаной динамічним незрівноваженим процесом, можна знайти з рівності:

$$\int_{\varepsilon_0}^{\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon} \sigma_{\text{днп}} d\varepsilon = E_{\text{питома}},$$

тут ε_0 – деформація елемента в момент початку імпульсного підвантаження;

$$\sigma_{\text{днп}} = \left(A + B \cdot \varepsilon^n \right) \left(\left(1 - \tanh(\kappa(\varepsilon - \varepsilon_*)) \right) \frac{1 - K_{\sigma_{\min}}}{2} + K_{\sigma_{\min}} \right) \quad - \quad \text{функція}$$

напружень для динамічного незрівноваженого процесу; $E_{\text{питома}}$ – питома енергія, що передається на елемент в імпульсному режимі.

Для спрощення розрахунків можна використати формулу для $\sigma_{\text{днп}}$ у вигляді:

$$\sigma_{\text{днп}} = \left(A_0 + B_0 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0) \right) \cdot \frac{2 + 7K_{\sigma_{\min}} \cdot \varepsilon^2 \cdot \kappa^2}{7 \cdot \varepsilon^2 \cdot \kappa^2 + 2}.$$

Подальші розрахунки на міцність проводять, користуючись статичною межею міцності елемента конструкції після динамічного незрівноваженого процесу.

УДК 539.3:4

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗМІНИ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Черниш О.М., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Мета дослідження. Обґрунтувати використання енергетичного підходу при вивченні та оцінці якісних і кількісних характеристик найпростіших коливальних процесів робочих органів сільськогосподарських машин вібраційної дії.

Результати досліджень. Проблема вибору методики досліджень та розрахунків механічних коливань при розв'язанні наукових і технічних задач залишається актуальною і сьогодні, незважаючи на великий обсяг наукових досліджень і публікацій на цю тему. Тому дослідження і аналіз зміни механічної енергії коливального руху характеризує не тільки фізику коливальних процесів, але і дає можливість прогнозування та розрахунку їх параметрів.

Для отримання енергетичних співвідношень спочатку розглядаються рівняння вільних гармонійних коливань елементарної механічної системи в узагальненій координаті q . При цьому вважатимемо амплітуду коливань A повільно мінливою функцією, припускаючи, що зміна амплітуди відбувається лише при переході від одного періоду коливань до наступного.

Для визначення зміни механічної енергії ΔE гармонійних коливань за період T складається диференціальне рівняння: $m\ddot{q} + cq = Q(\dot{q}, t)$, де m , c – відповідно інерційний і квазіпружний коефіцієнти; Q – величина неконсервативної узагальненої сили. Звідки можна отримати залежність:

$$\Delta E = \int_0^T Q \dot{q} dt, \text{ яка вказує на те, що при додатній зміні механічної енергії } \Delta E$$

гармонійного коливального процесу амплітуда коливань зростає, при від'ємній зміні ΔE амплітуда коливань зменшується, а при відсутності зміни ΔE амплітуда залишиться постійною ($\Delta A = 0$). При цьому у загальному випадку коливального процесу за період T величина ΔE може мати дві складові: $\Delta E = \Delta E_+ + \Delta E_-$. Індекс зі знаком мінус параметра ΔE означає, що енергія від коливальної системи відбирається, а зі знаком плюс – що енергія до системи надходить. Аналогічні співвідношення можна отримати і для інших коливальних процесів механічних систем.

Висновок. З позиції аналізу зміни механічної енергії елементарної коливальної системи є можливість розглянути найпростіші види гармонійних коливань, а далі розглянути більш складні коливання і коливальні системи у широкому діапазоні режимів роботи робочих органів сільськогосподарських машин вібраційного типу.

УДК 539.3:4

ПРОВЕДЕННЯ ОЦІНКИ ПРИСТОСОВАНOSTІ ДО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Яременко В.В., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Мета дослідження. Оцінити пристосованість до діагностування гідравлічних приводів сільськогосподарської техніки та розробити пропозиції щодо подальших досліджень з даного напрямку знань.

Результати дослідження. Оцінку пристосованості до діагностування гідравлічних приводів проводили за такими показниками: середньою оперативною трудомісткістю діагностування; питомою сумарною оперативною трудомісткістю діагностування; коефіцієнтом безрозбірного діагностування. Виконували наступні види діагностування: експрес-діагностування

(діагностування за обмеженою кількістю параметрів, які характеризують технічний стан гідравлічного приводу в цілому); оперативне технічне діагностування (діагностування, за якого надходження інформації про технічний стан об'єкта відбувається із свідомо заданою стратегією – в основному це пошук несправності); періодичне технічне діагностування (діагностування, за якого надходження інформації про технічний стан об'єкта відбувається через встановлені інтервали часу – в основному для прогнозування терміну подальшої експлуатації та встановлення потреби в ремонті).

Оцінку проводили для таких гідравлічних приводів: навісного пристрою тракторів; рульового керування тракторів і комбайнів; коробки зміни передач та вала відбору потужності тракторів; основних технологічних механізмів комбайнів; ходової системи комбайнів. Для вказаних типів гідравлічних приводів були розроблені хронометражні карти, в яких наводився повний перелік технологічних операцій конкретного виду діагностування згідно технології діагностування.

Встановлено таке: середня оперативна трудомісткість експрес-діагностування знаходиться в діапазоні від 0,09 людино-годин до 0,447 людино-годин, а періодичного діагностування від 0,306 людино-годин до 1,494 людино-години; трудомісткість виконання основних операцій діагностування складає від 28 % до 46 % від загальної; питома сумарна оперативна трудомісткість експрес-діагностування для гідроприводів тракторів складає від 1,631 людино-секунд/мотогодину до 2,487 людино-секунд/мотогодину, а періодичного діагностування від 4,288 людино-секунд/мотогодину до 12,085 людино-секунд/мотогодину; питома сумарна оперативна трудомісткість експрес-діагностування гідроприводів комбайнів складає 12,33 людино-секунд/мотогодину, а оперативного діагностування 19,74 людино-секунд/мотогодину; коефіцієнт безрозбірного періодичного діагностування гідроприводів складає від 0,20 до 0,50.

Оперативне технічне діагностування в разі виникнення несправностей різної складності та глибини пошуку потребувало трудомісткості від 0,05 людино-годин до 0,35 людино-годин.

Висновок. Основними напрямками в підвищенні рівня пристосовності об'єктів діагностування і діагностичних засобів слід вважати таке: створення бортових (комп'ютеризованих) засобів технічного діагностування з вмонтованими вимірювальними засобами; розроблення зовнішніх (переносних) механічних та електронних вимірювальних засобів; встановлення на об'єктах діагностування спеціальних швидкорознімних під'єднувальних пристроїв, узгоджених з відповідними пристроями на зовнішніх діагностичних засобах.

УДК 539.3:4

ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ ЇХ ФУНКЦІОНУВАННЯ

Яременко В.В., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Мета дослідження. Обґрунтувати діагностичні параметри визначення технічного стану гідроприводу на перехідних режимах їх функціонування, які забезпечують значне зменшення трудомісткості діагностування.

Результати досліджень. Більшість гідроприводів механізмів машин можна представити за схемою, наведеною на рисунку. Робоча рідина з бака забирається насосом і подається в розподільник (моноблочний або секційний), а звідти за допомогою органів керування (ручного електрогідравлічного, електромагнітного) спрямовується у відповідну порожнину гідроциліндра.

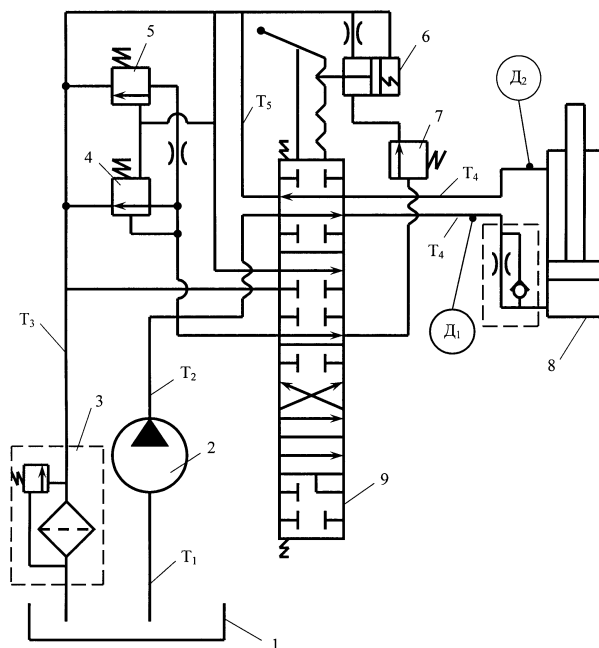


Рис. Принципова схема гідроприводу та місця під'єднання датчиків фіксації діагностичних сигналів на перехідних процесах функціонування: 1 – бак; 2 – насос; 3 – фільтр; 4 – перепускний клапан розподільника; 5 – запобіжний клапан розподільника; 6 – пристрій фіксації золотника в робочих позиціях; 7 – бустерний клапан; 8 – гідроциліндр; 9 – золотник розподільника; Д₁ – датчик тиску на вході в гідроциліндр; Д₂ – датчик тиску на виході з гідроциліндра.

Злив робочої рідини з гідроагрегатів відбувається через фільтр у бак. Кожний гідропривод комплектується потрібною кількістю відповідних клапанів (запобіжних, переливних, бустерних, дросельних, тощо). Процес функціонування гідроприводів відбувається як у статичних, так і в динамічних

умовах. Статичний режим характеризується постійністю: положенням органів керування; тиску та витрати робочої рідини; швидкістю переміщення механічних частин та потоку робочої рідини й інших нормативних параметрів. Динамічні умови пов'язані зміною зазначених параметрів у процесі виконання технологічних режимів, що є характерним їх функціонування на перехідних процесах (режимах).

Висновки

1. Параметри характеристик зміни тиску робочої рідини в гідроагрегатах на перехідних режимах функціонування гідроприводів доцільно застосовувати в якості діагностичних, оскільки достовірність параметрів на їх основі не менше 95 %.

2. Запропоновані методи діагностування можуть бути використані на етапі розроблення та застосування умонтованих (бортових комп'ютерів) або переносних електронних діагностичних засобів.

3. Експрес-діагностування з метою визначення загального технічного стану гідропривода на перехідних режимах їх функціонування за розробленими методиками дозволяє в 3-4 рази зменшити трудомісткість.

УДК 621.87-5

ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ТРИМАСОВОЇ СИСТЕМИ «ВІЗОК-ЗАХВАТ-ВАНТАЖ»

Лимар П.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

При перевантаженні вантажів, що мають зміщений центр мас відносно захватного пристрою, постає проблема динамічних навантажень та коливань вантажу, що впливає на такі показники, як продуктивність, надійність, зручність керування, тощо.

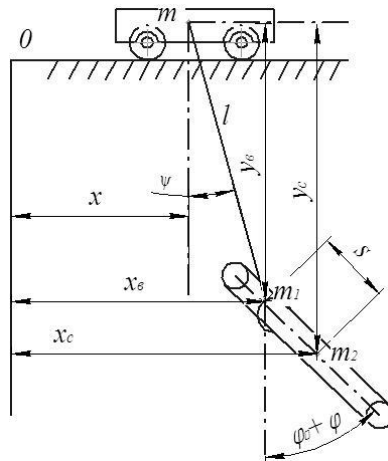


Рис. 1. Розрахункова модель системи «візок – захватний пристрій – вантаж».

Оскільки грейферний захват має масу, яка може бути порівняна з масою вантажу, то захват може мати вплив на динаміку руху вантажу та візка. Для побудови математичної моделі руху такої системи необхідно використовувати тримасову динамічну розрахункову модель (рис. 1).

При цьому прийнято такі припущення: вважаємо, що всі елементи кранового візка рухаються у вертикальній площині; усі елементи візка є абсолютно твердими тілами, окрім захвату, який має пружний зв'язок з вантажем. За узагальнені координати такої динамічної моделі обрано лінійну координату центра мас візка x та кутові координати відхилення від вертикалі вантажного канату ψ та осі деревини φ .

Для складання рівнянь руху системи «візок – захватний пристрій – вантаж» використано рівняння Лагранжа другого роду.

$$\begin{cases} (m + m_1 + m_2)\ddot{x} + (m_1 + m_2)l\ddot{\psi} + m_2s\ddot{\varphi}(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - m_2s\dot{\varphi}^2\sin\varphi_0 = F_p - F_o \\ (m_1 + m_2)\ddot{x} + (m_1 + m_2)l\ddot{\psi} + m_2s\ddot{\varphi}(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - m_2s\dot{\varphi}^2\sin\varphi_0 = -(m_1 + m_2)g\psi \\ m_2s((\ddot{x} + \ddot{\psi}l + \ddot{\varphi}s(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - \dot{\varphi}^2\sin\varphi_0)(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - \\ - \dot{\varphi}(\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0))\sin\varphi_0) + J_c\ddot{\varphi} = -m_2gs\sin\varphi_0 - (m_2gs\cos\varphi_0 - c)\varphi \end{cases} \quad (1)$$

де m – маса вантажного візка; m_1 – маса захватного пристрою; m_2 – маса вантажу; x – координата центра мас візка; ψ і φ кутові координати відхилення від вертикалі вантажного канату та осі деревини відповідно; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу, яка з'єднує візок та захват; s – відстань від точки кріплення деревини до центра її мас; J_c – момент інерції деревини відносно центра мас; c – коефіцієнт жорсткості; F_p – приводне (тягове або гальмівне) зусилля, що діє на візок; F_o – сила опору переміщенню, що діє на візок. Отримані рівняння являють собою систему трьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку

Ці рівняння є досить складними для подальших розрахунків, тому динамічну модель зображену на рис. 1 представимо як рухомий подвійний математичний маятник і опишемо його рух за допомогою методу Даламбера. У відповідності з цим методом можемо записати диференціальні рівняння руху мас:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + m_2\frac{g}{L}(x_1 - x_2) = F_p - F_o; \\ m_2\ddot{x}_2 - m_2\frac{g}{L}(x_1 - x_2) + m_3\frac{g}{S}(x_2 - x_3) = 0; \\ \ddot{x}_3 - \frac{g}{S}(x_2 - x_3) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

Щоб порівняти дану систему рівнянь з системою що описує рух у вигляді фізичного маятника використаємо формули (3):

$$L = \frac{J_{BC}}{(m_1 + m_2)l}, \quad S = \frac{J_c}{m_2s}, \quad (3)$$

де J_{BC} – момент інерції захвата з вантажем відносно точки кріплення гнучкого підвісу.

Дані формули (3) визначають приведену довжину фізичного маятника, тобто довжину такого математичного маятника, період коливань якого дорівнює періоду коливань даного фізичного маятника.

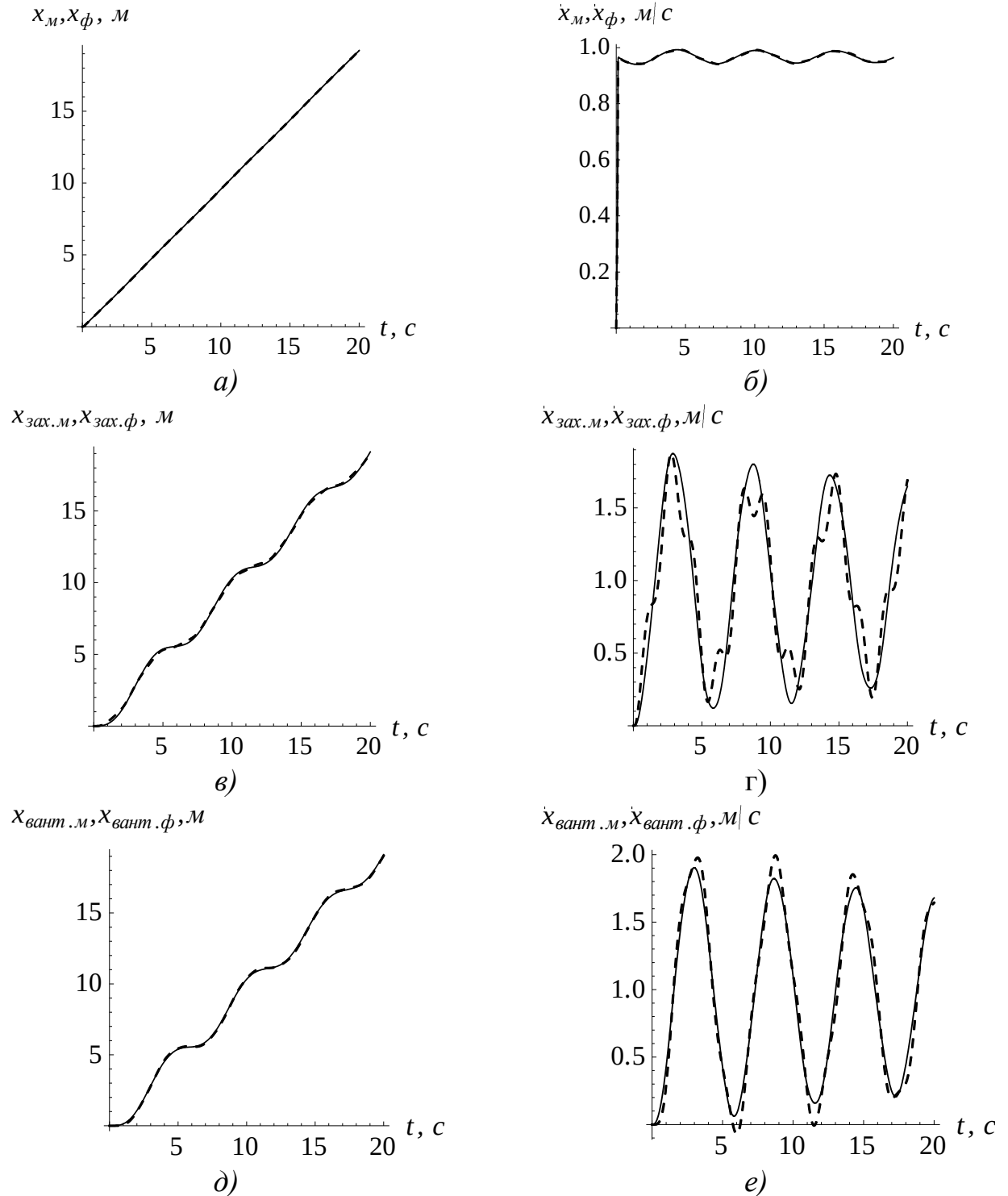


Рис. 2. Графіки функцій переміщення (а) і швидкості (б) візка, переміщення (в) і швидкості (г) захвата, переміщення (д) і швидкості (е) центра мас колод, де позначено характеристики системи (2): --- , та системи (1): — .

Нижче представлені графіки (рис. 2) динамічних характеристик тримасової системи «візок – захват – вантаж» побудованих математичних моделей візка з захватом і вантажем і прийнятого подвійного математичного маятника.

З отриманих графіків видно, що математична модель для рухомого подвійного математичного маятника майже аналогічна математичній моделі руху крана з зміщеним центром мас вантажу відносно захватного пристрою. Тому, для подальших розрахунків можна використовувати математичну модель для рухомого подвійного маятника.

УДК 621.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОСТОВОГО КРАНА

Ловейкін В.С., доктор технічних наук

Крушельницький В.В., аспірант

Національний університет біоресурсів і природокористування України

При роботі мостових кранів металоконструкції піддаються значним динамічним навантаженням. Процес переміщення вантажів супроводжується коливаннями моста крана [1, 2, 3], кінцевих балок, вантажу та інших вузлів і їх елементів. Слід відмітити перехідний процес [4] розгону механізму переміщення моста, який супроводжується найбільшими значеннями динамічних навантажень, що впливають на швидкість виконаної операції (циклу), додаткової витрати електроенергії та надійності крана. Для досліджень цих негативних факторів необхідно провести динамічний аналіз руху крана.

Для дослідження використано тримасову динамічну модель мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі (рис. 1):

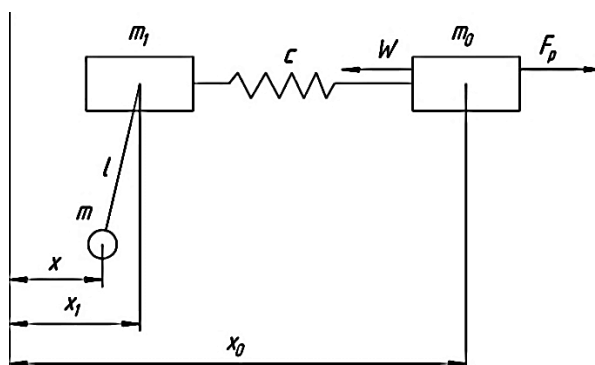


Рис. 1. Тримасова динамічна модель мостового крана.

На рис. 1 m_0 , m_1 , m – приведені маси кінцевих балок з приводом, мостової балки з візком та вантажу. Маса приводу і кінцевих балок з'єднана з приведеною масою кранової мостової балки крана пружним елементом з

жорсткістю c . До маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p та сила опору переміщення балки крана W . В цій моделі x , x_0 , x_1 узагальнені координати приведеих мас вантажу, кінцевих балок з приводом та мостової балки з вантажем відповідно, а l – довжина гнучкого підвісу вантажу.

Динамічна модель (рис. 1) описується наступною системою диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 = F_p - W - c(x_0 - x_1); \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \frac{mg}{l}(x_1 - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_1 - x). \end{cases} \quad (1)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Крутий момент двигуна змінюється за формулою Клосса [5]:

$$M_{\partial в} = \frac{2M_{max}(1+S_{кр})}{\frac{S_{кр}}{S} + \frac{S}{S_{кр}} + 2S_{кр}}. \quad (2)$$

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь (1) використано чисельне інтегрування з наступними розрахунковими даними: $m = 3200$ кг; $m_0 = 546$ кг; $m_1 = 669$ кг; $W = 1479,63$ Н; $S = 0,068$; $S_{кр} = 0,3$; $M_{max} = 6,29$ Н·м; $c = 679680$ Н/м; $l = 6$ м;

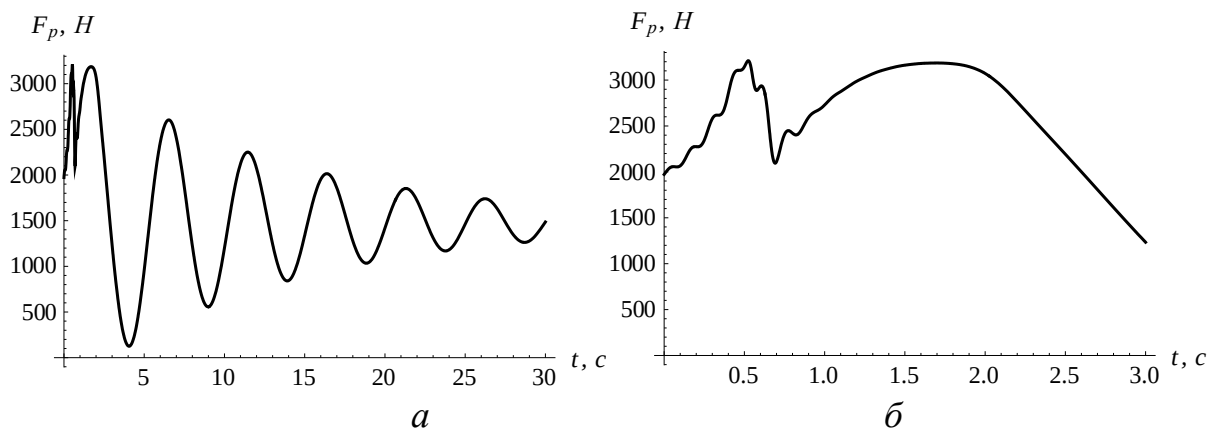


Рис. 2. Графіки зміни рушійного зусилля крана: а – тривалість переміщення 30 секунд; б – тривалість переміщення 3 секунди.

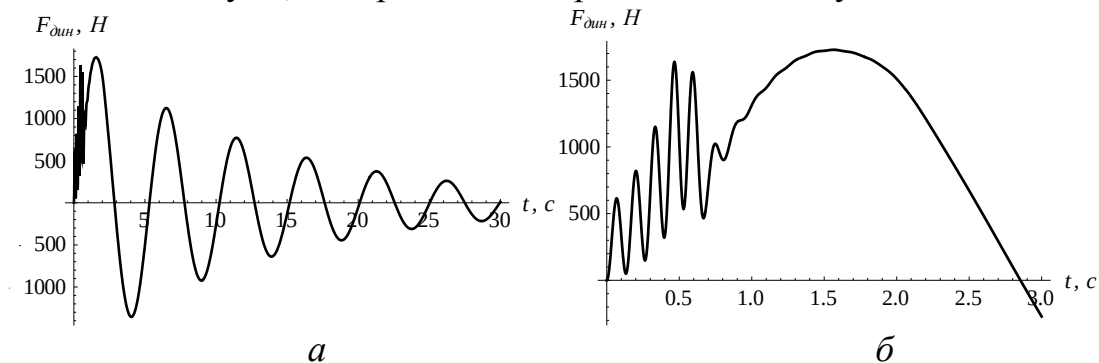


Рис. 3. Графік зміни пружного зусилля в мостовій балці крана: а – тривалість переміщення 30 секунд; б – тривалість переміщення 3 секунди.

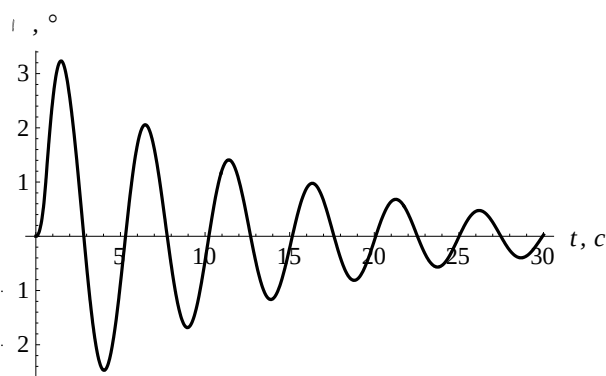


Рис. 4. Графік зміни кутової координати відхилення вантажного каната від вертикалі.

Графіки рис. 2 – рис. 4 відображають перехідний процес пуску механізму переміщення мостового крана. Цей процес супроводжується динамічними навантаженнями, що видно з рис. 2 і рис. 3, які відображають зміну рушійного зусилля приводу та пружного зусилля в мостовій балці. Зміна цих навантажень зумовлена дією електромагнітного моменту двигуна, який змінюється за рівнянням Клоса і є нелінійною функцією відносно кутової швидкості двигуна. Рух системи супроводжується плавно-затухаючими коливаннями. Цей процес зумовлений коливаннями вантажу (рис. 4), пікове значення якого виникає на початку пуску системи і становить близько 3° , і також має плавно затухаючий характер. Усунути коливання на початку руху можна шляхом оптимізації перехідного процесу розгону. Оптимізація перехідного процесу пуску системи дасть змогу зменшити динамічні навантаження на металоконструкції мостового крана та покращить динамічні показники механічної системи в цілому.

Список літератури

1. Палис Ф. Анализ поперечных колебаний мостового крана при изменении положения тележки / Ф. Палис, О.И. Толочко, Д.В. Бажутин // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Темат. вып.: Проблемы автоматизированного электропривода. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2013. – № 36 (1009). – С. 36–39.
2. Лопатина А.А. Математическое моделирование колебаний балки мостового крана / А.А. Лопатина // Молодежь и наука: сборник материалов IX Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 385-летию со дня основания г. Красноярска. – Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, – 2013. – 369 с.
3. Сагиров Ю.Г. Колебания пролетных балок мостового крана / Ю.Г. Сагиров, В.В. Суглобов // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь: зб. наук. пр. ПДТУ, 2008. – Вип. 10. – 347 с.
4. Комерзан Е.В. Моделирование и анализ процесса разгона мостового крана / Е.В. Комерзан, О.М. Кирасиров. – Рязань: Вестник РГРТУ, 2008. – №4. – Вып. 26. – 104 с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Вища школа, 1989. – 328 с.

6. Крицштейн А.М. Электрические машины / А.М. Крицштейн. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 51 с.

УДК 631.361.022

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ВИЗНАЧЕННЮ НЕДОМОЛОЧЕНОГО ЗЕРНА В МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОМУ ПРИСТРОЇ

Ляшко А.П., аспірантка

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Постановка проблеми. На сьогоднішній день основною сільськогосподарською машиною для збирання та обмолоту зернових культур є зернозбиральний комбайн. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури.

Якщо комбайнер обирає не оптимальні параметри обмолоту, зменшується ефективність обмолоту, тобто збільшується кількість недомолоченого зерна, а як наслідок і втрати. Проте комбайнер не завжди може повністю керувати процесом обмолоту.

Тому, пошуки шляхів зменшення втрат зерна є важливою складовою сучасної механізації сільського господарства.

Метою роботи є експериментальне визначення величини недомолоченого в залежності від робочої швидкості зернозбирального комбайна, а також від віддалення від входу в молотильно-сепаруючий пристрій.

Результати досліджень. Експериментальні дослідження передбачали вивчення впливу робочої швидкості зернозбирального комбайна на кількість недомолоченого зерна в залежності від відстані від початку молотильно-сепаруючого пристрою. Дослідження проводились в ДП ДГ «Оленівка» ННЦ «Інституту механізації та електрифікації сільського господарства» Фастівського району Київської області: дата проведення – 30.10.2013р.; марка зернозбирального комбайна – Дон-1500; культура – соя; сорт – «Устя», вологість зерна орієнтовна – 20–25%.

Перед початком проведення дослідів було встановлено висоту стеблостою (см) – 78, густоту стеблостою (к-сть стебел/м²) – 71, ширину міжрядь (см) – 29, висоту розташування бобів над поверхнею поля (см) – 15; зазори між барабаном і підбарабанням на вході – 20 мм, на виході 4–6 мм.

Для проведення дослідів у зернозбиральному комбайні відключали решітний стан, а в проміжок між підбарабанням та решітним станом встановлювали полотно розділене на зони. Дослідження проводилися для трьох робочих швидкостей зернозбирального комбайна: 5, 7 та 9 км/год, по три повторності на кожну швидкість. Середня площа ділянок для кожного дослідів

становить $28,6 \text{ м}^2$. Після кожної повторності зерно з соломою та ворохом збиралися у контейнери для подальшого обробітку.

Після проведення польових досліджень всю зібрану масу було оброблено і визначено масу чистого зерна, соломи, вороха відповідно до зон.

Для статистичного обробітку проведених експериментальних досліджень для сої (швидкості 5, 7 та 9 км/год) була прийнята наступна методика: дані оброблялися окремо по швидкостях руху комбайну 5, 7 та 9 км/год. Для початку відшукувалася приведені щільності просіювання у відповідності до площі просіювання г/м^2 . Перші чотири зони, розміщені під декою рівні і складають $(0.16 \times 1.5) 0.24 \text{ м}^2$. Остання зона розміщена після деки в зоні соломотрясу має площу $(0.5 \times 1.5) 0.75 \text{ м}^2$. Розділивши відповідні маси обмолоченого зерна для кожної із зон на відповідні площі отримуємо значення приведених щільностей просіювання.

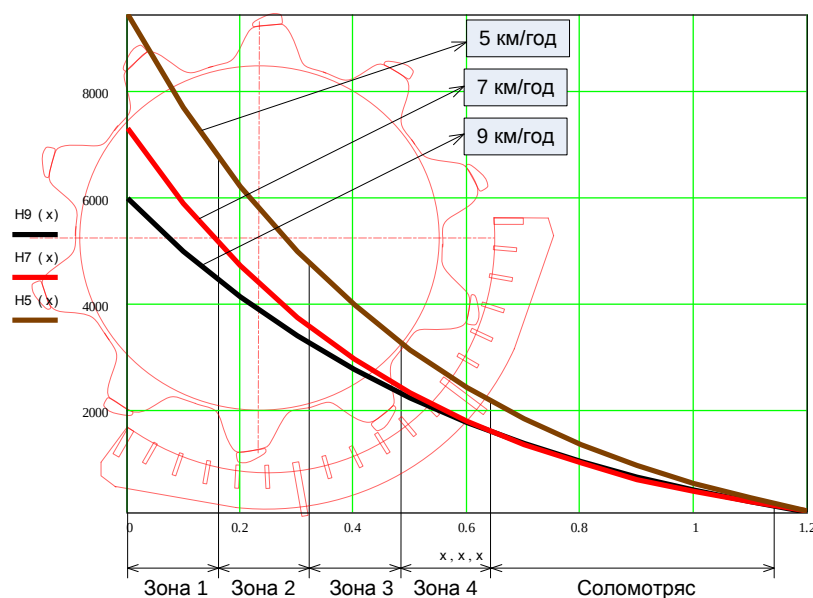


Рис. 1. Сумарний графік залежностей розподілу щільностей просіювання (г/м^2) від віддалення від входу в МСП (молотильно-сепарувальний пристрій) для різних швидкостей.

Дані залежності описуються рівняннями регресії відповідно для різних робочих швидкостей руху зернозбирального комбайна:

а) робоча швидкість рівна 5 км/год

$$H5(x) = 10459.0462 \cdot e^{-1.8489 \cdot x} - 1023.972 \quad (1)$$

при коефіцієнті кореляції $R^2 = 0.94$.

б) робоча швидкість рівна 7 км/год

$$H7(x) = 7915 \cdot e^{-1.976 \cdot x} - 627.657 \quad (2)$$

при коефіцієнті кореляції $R^2 = 0.936$

в) робоча швидкість рівна 9 км/год

$$H9(x) = 6978 \cdot e^{-1.526 \cdot x} - 1017 \quad (3)$$

при коефіцієнті кореляції $R^2 = 0.935$

Цікавими є дані отримані при обробітку необмолоченого зерна по зонах експерименту (рис. 2). Для визначення рівнянь регресії експериментальних даних були визначені величини недомолоту зерна. Як різниця між вагою мішка та сумою ваги соломи і ваги обмолоченого зерна по зонах збору маси в експерименті. Наступним кроком, було визначення відсотку щільності ваги необмолоченого зерна відповідно до площі сепарації. За 100% приймалася уся маса зерна як обмолоченого так і необмолоченого для кожної із 5 зон (рис. 2).

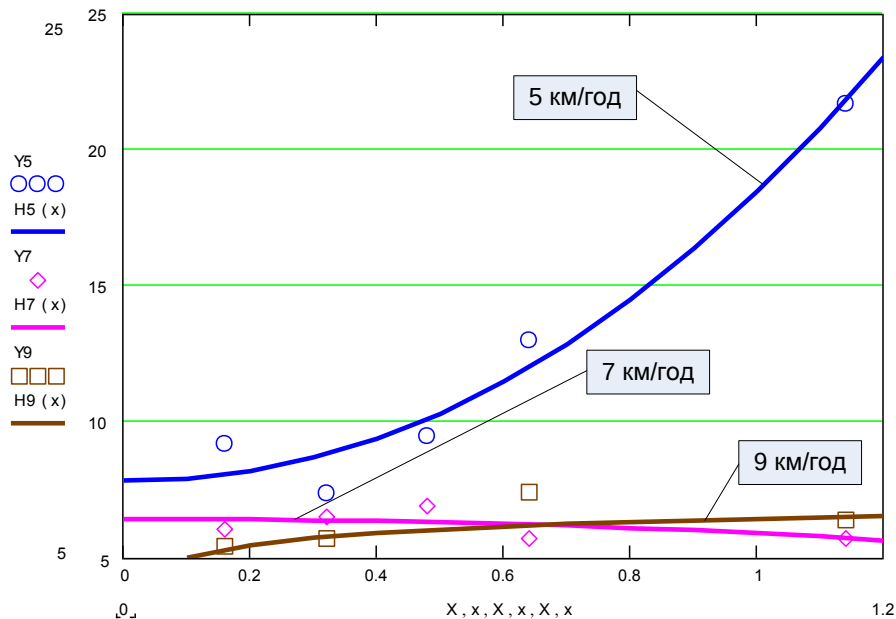


Рис. 2. Залежність необмолоченого зерна (у відсотках) від віддалення поверхні сепарації від входу МСП.

Аналізуючи даний графік можна бачити що найбільше коливання кількості необмолоченого зерна по зонах характерне для швидкості 5 км/год, та зон 3–5. Зони 1 і 2, які розміщені близько до входження хлібної маси у МСП майже не різняться за величиною і коливаються у межах 3–7 %. Більші коливання спостерігаються для швидкості 5 км/год. за межами цих двох зон. Це можна пояснити не оптимально вибраною швидкістю (5 км/год) для даної урожайності сої. За рахунок низької швидкості руху до молотильного апарату поступала в недостатній кількості хлібна маса. Що створювало підвищений рівень вібрації, певний дисбаланс і нерівномірний зазор, та щільність притискування хлібної маси. (недостатня товщина хлібної маси). Відсутність хлібної маси, як демпфера коливань, призводить до підвищеного зношування поверхонь тертя та підшипників кочення. У нашому ж випадку низька швидкість 5 км/год є недоцільною бо призводить до неефективного використання комбайну, зниженню продуктивності та погіршенню якості обмолоту зерна.

Висновки

1. Для врівноваження зайвих коливання барабану при недостатній кількості хлібної маси (можливі параметри товщина хлібної маси, швидкість руху) потрібно застосовувати механізм балансування.

2. Застосування автоматизованого гідравлічного чи електромеханічного механізму автоматичної зміни зазору між декою та барабаном, як на вході так і на виході дасть можливість адекватно і швидко налаштовувати зазор до товщини хлібної маси залежно від коливань урожайності на полі та швидкості руху комбайну.

УДК 514.18

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЧАСТИНОК ПО ШОРСТКИХ ПОВЕРХНЯХ 2-ГО ПОРЯДКУ НА ПРИКЛАДІ ГІПАРА

Несвідомін А.В., аспірант

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Постановка проблеми. Розуміння закономірностей руху частинки по різних шорстких поверхнях дозволяє цілеспрямовано провести розрахунок параметрів багатьох робочих органів с.-г. машин. Дослідження траєкторно-кінематичних характеристик руху частинки потребує формування системи диференціальних рівнянь 2-го порядку та її наближеного розв'язку, що є досить трудомісткими процесами і без застосування сучасних пакетів символьної алгебри здійснити практично не можливо.

Аналіз досліджень. В класичній праці [2] акад. Василенко П.М. показано аналітичні основи моделювання руху частинок по окремих шорстких поверхнях. Їх розширення можливо тільки за рахунок використання сучасних комп'ютерних технологій моделювання [1].

Мета досліджень. Розробити для середовища символьної алгебри Maple комп'ютерну модель руху частинки по шорсткій поверхні гіпара та за допомогою обчислювальних експериментів з'ясувати її траєкторно-кінематичні властивості в залежності: 1) кута α_0 напрямку кидання частинки; 2) коефіцієнта зовнішнього тертя f ; 3) початкової швидкості V_0 .

Основна частина. Якщо частинку кинути на внутрішню поверхню довільної поверхні, то під дією сили тяжіння вона буде рухатися по певній траєкторії. В проекціях на осі супровідного тригранника $OuvN$ закон руху частинки матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} Ou := m W \cos(\widehat{\mathbf{R}_u, \mathbf{w}}) = F_g \cos(\widehat{\mathbf{R}_u, \mathbf{G}}) - f F_N \cos(\widehat{\mathbf{R}_u, \boldsymbol{\tau}}) \\ Ov := m W \cos(\widehat{\mathbf{R}_v, \mathbf{w}}) = F_g \cos(\widehat{\mathbf{R}_v, \mathbf{G}}) - f F_N \cos(\widehat{\mathbf{R}_v, \boldsymbol{\tau}}), \\ ON := 0 = F_g \cos(\widehat{\mathbf{G}, \mathbf{N}}) \pm F_C \cos(\widehat{\mathbf{n}, \mathbf{N}}) \end{cases} \quad (1)$$

де: $\mathbf{G} = [0, 0, -1]$ – напрямок сили тяжіння $F_g = mg$ в системі $Oxyz$;

$F_N = F_g \cos(\widehat{\mathbf{N}, \mathbf{G}}) \pm F_C \cos(\widehat{\mathbf{N}, \mathbf{n}})$ – сила нормальної реакції;

$F_g = mg$ і $F_C = m V^2 k$ – сила тяжіння та відцентрова сила;

$\mathbf{w}$ – вектор прискорення частинки;

k – кривина траєкторії $\mathbf{r}$ частинки, m^{-1} ; V – швидкість частинки, м/с;
 $\mathbf{N}$ – нормаль до поверхні $\mathbf{R}(u, v)$ в точках траєкторії $\mathbf{r}$;
 $\mathbf{n}$ – головна нормаль траєкторії $\mathbf{r}$ частинки на поверхні;
 $\boldsymbol{\tau}$ – вектор дотичної траєкторії $\mathbf{r}$.

Параметричні рівняння uv -координатної сітки поверхні гіпара запишемо у двох характерних виглядах [Ви_]:

$$\mathbf{R}(u, v) = \mathbf{R}\left[u, v, \frac{u^2}{2a} - \frac{v^2}{2a}\right], \quad (2)$$

та

$$\mathbf{R}(u, v) = \mathbf{R}\left[u, v, \frac{uv}{a}\right], \quad (3)$$

де: a – параметр форми поверхні; $u \in [u_o; u_n]$, $v \in [v_o; v_n]$ – незалежні криволінійні координати поверхні.

Розроблене програмне забезпечення в системі символьної алгебри Maple дозволяє всю послідовність досить громіздких аналітичних перетворень здійснити автоматично. Опустимо їх, а наведемо тільки результати обчислювальних експериментів з дослідження траєкторно-кінематичних характеристик руху частинки по поверхні гіпара (2), (3).

На рис. 1 побудовано траєкторії $\mathbf{r}(t)$ частинки, графіки її швидкості $V(t)$ та нормальної реакції $F_N(t)$ за різним кутом кидання $\alpha_o = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, початковій швидкості $V_o = 4$ м/с, параметрами форми $a = 4$ гіпара, початковим положенням $u_o = 0$, $v_o = 0$ та коефіцієнтом тертя $f = 0.3$. Побудовані зображення демонструють, що тільки частинка кинута під кутом $\alpha_o = 90^\circ$ зупиниться на поверхні, а всі інші будуть переміщатися в напрямку жолоба до низу набираючи швидкість.

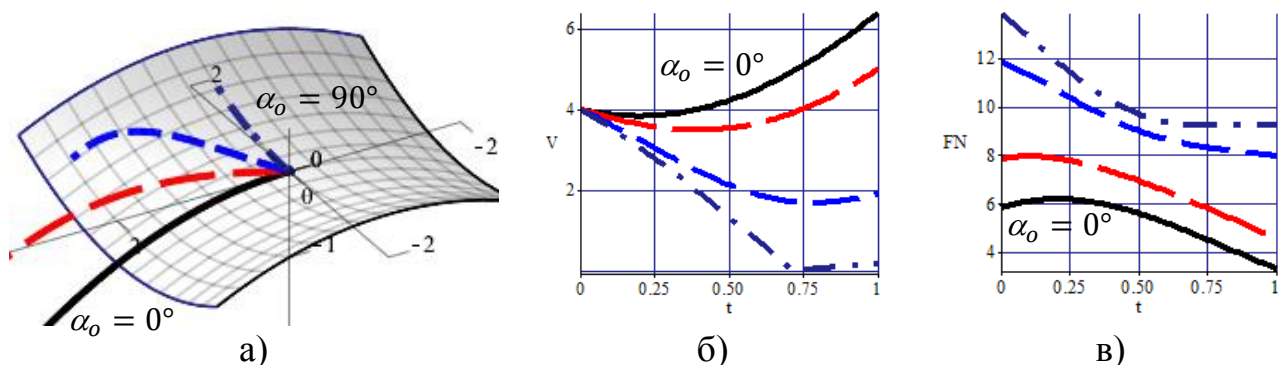


Рис. 1. Рух частинки по поверхні гіпара в залежності кута кидання α_o : а) траєкторії $\mathbf{r}(t)$; б) швидкість $V(t)$; в) нормальна реакція $F_N(t)$.

На рис. 2 побудовано траєкторії $\mathbf{r}(t)$ частинки, графіки її швидкості $V(t)$ та нормальної реакції $F_N(t)$ по поверхні гіпара в залежності різної початкової швидкості $V_o = 2, 4, 6, 8$ м/с при постійних куту кидання $\alpha_o = 60^\circ$ та коефіцієнта тертя $f = 0.3$. Можна бачити, що частинка з початковою швидкістю $V_o = 2$ м/с зупиниться на поверхні, а всі інші - ні. Причому, траєкторії цих частинок хоча на початку мають спільну дотичну, опісля суттєво розходяться набираючи швидкість $V(t)$.

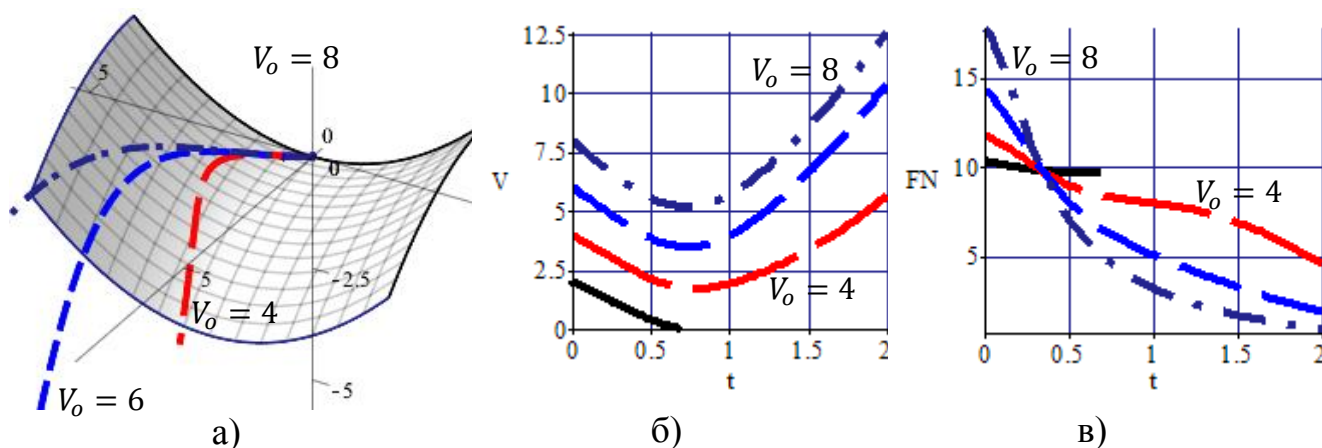


Рис. 2. Рух частинки по поверхні гіпара в залежності початкової швидкості V_0 : а) траєкторії $\mathbf{r}(t)$; б) швидкість $V(t)$; в) нормальна реакція $F_N(t)$.

На рис. 3 побудовано траєкторії $\mathbf{r}(t)$ частинки, графіки її швидкості $V(t)$ та нормальної реакції $F_N(t)$ по поверхні гіпара (3.7.2) в залежності коефіцієнта тертя $f = 0.1, 0.2, 0.3, 0.4$ при постійному куту кидання $\alpha_0 = 30^\circ$. Тільки частинка з коефіцієнтом тертя $f = 0.4$ зупиниться на поверхні через проміжок часу $t \cong 0.8\text{с}$, а всі інші частинки будуть рухатися по поверхні набираючи швидкість.

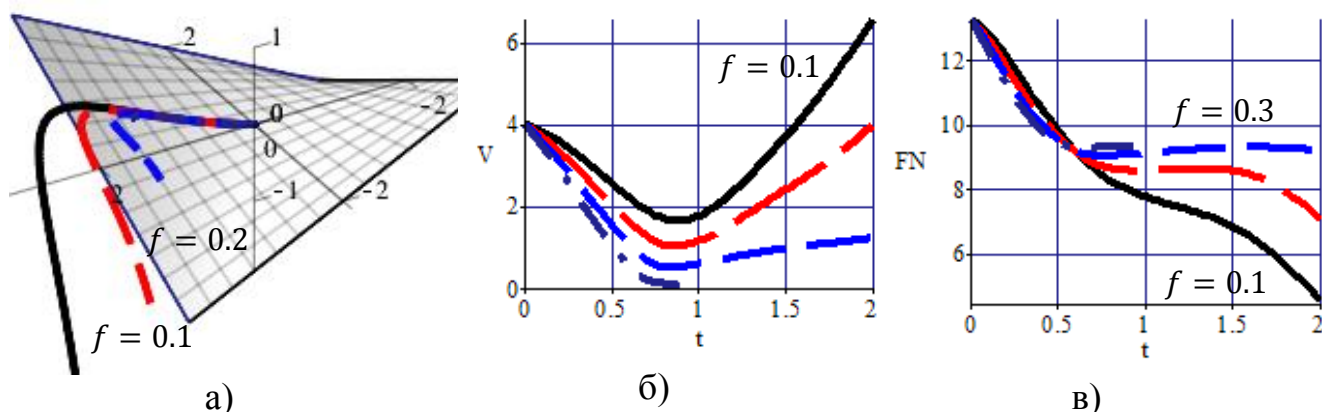


Рис. 3. Рух частинки по поверхні гіпара в залежності коефіцієнта тертя f : а) траєкторії $\mathbf{r}(t)$; б) швидкість $V(t)$; в) нормальна реакція $F_N(t)$.

Висновок. Проведене дослідження руху частинки по шорсткій внутрішній поверхні гіпара дозволяє встановити складні взаємозв'язки між вихідними умовами кидання частинки та її траєкторно-кінематичними характеристиками. Зокрема, кинуті частинки з різних місць на поверхні проходять через певну зону на поверхні з різною швидкістю та напрямом.

Список літератури

1. Аладьев В.З. Программирование и разработка приложений в Maple / В.З. Аладьев, В.К. Бойко, Е.А. Ровба. – Гродно: ГрГУ, 2007. – 458 с.
2. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.

УДК 619:616.596:631.3

РЕЖИМИ РІЗАННЯ БІОЛОГІЧНОГО МАТЕРІАЛУ ІЗ ПІДВИЩЕНИМ ВМІСТОМ ВОЛОГИ

Рибалко В.М., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

У процесі механічної обробки біологічного матеріалу, у тому числі і деревини використовують цілий ряд засобів, що мають різні за формою робочі органи. Ці засоби передбачають різні процеси механічної обробки: точіння, фрезерування, сверління, пиляння, шліфування. Кожен із цих процесів обробки передбачає використання відповідного обладнання, різального інструменту та режимів різання. Відома теорія різання деревини [1] стверджує, що визначальним параметром у процесі різання є горизонтальна складова сили різання F_z , яку визначають за залежністю:

$$F_z = F_n + F_3 + F_g \quad (1)$$

де F_n – сила надрізання, F_3 – сила тиску на задню грань різця, F_g – сила деформації стружки.

Величини цих сил залежать від механічних властивостей оброблюваного матеріалу та вмісту у ньому води [1]. Так силу деформації стружки F_g визначають за залежністю:

$$F_g = \frac{2\tau_{\text{пр.зс}} \cdot h \cdot b \cdot \cos\varphi}{1 + \sin\varphi} \quad (2)$$

де $\tau_{\text{пр.зс}}$ – границя міцності при зсуві; φ – кут дії різця, що залежить від геометричних характеристик різця та f_0 – коефіцієнта тертя матеріалу. Для перевірки теоретичних положень процесу різання біологічного матеріалу, автором було проведено ряд експериментів по визначенню впливу механічних властивостей та технологічних параметрів процесу різання на величину сили різання [2]. Аналіз результатів досліджень показує, що збільшення кількості води у біологічному матеріалі зменшує величину коефіцієнта f_0 тертя, а на зміну цього коефіцієнта впливає густина ρ матеріалу. Для матеріалу із вмістом води $\xi=30\%$ та густиною $\rho=1400\text{кг/м}^3$ коефіцієнт тертя $f_0=0,24$, а для матеріалу із таким же вмістом води, але густиною $\rho=1200\text{кг/м}^3$ коефіцієнт тертя $f_0=0,19$ [3]. Для встановлення оптимальних режимів різання біологічного матеріалу циліндричними фрезами бажано використовувати дані експериментальних досліджень, наведених у матеріалах [3], оскільки відома теорія різання [1] рекомендує використовувати тільки поправні коефіцієнти f_0 тертя, які враховують тільки вміст води у матеріалі.

Висновок. Врахування результатів досліджень впливу густини ρ біологічного матеріалу та ξ вмісту у ньому води дає змогу встановити оптимальний режим різання, виражений у зменшенні сили різання та утворення якісної поверхні різання. Збільшення вмісту води у матеріалі позитивно впливає на процес відкритого різання.

Список літератури

1. Воскресенский С.А. Резание древесины / С.А. Воскресенский. – Л.: Гослесбумиздат, 1955. – 195 с.
2. Ярошенко В.Ф. Особливості механічної обробки біологічного матеріалу / В.Ф. Ярошенко, В.М. Рибалко // Агротехнічний науково-методичний збірник: Збірник наукових праць. – Ніжин, 2005. – С. 91–97.
3. Ловейкін В.С. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пристроїв для різання біологічного матеріалу : монографія / В.С. Ловейкін, В.М. Рибалко. – К.: УСА-Укрпапір, 2009. – 202 с.

УДК 621.82

АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ РУХУ КАНАТНОЇ ЛЕБІДКИ ЛІСОВОЇ МАШИНИ

Сердюченко Ю.Ю.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Останнім часом на малооб'ємній лісозаготівлі широко експлуатуються машини на основі міні-техніки [1]. Прикладом є використання універсального самохідного шасі Т-16 із лебідкою для переміщення деревини на лісосіці. Таку машину можна представити, як механічну систему «лебідка – канат – вантаж» (рис. 1).

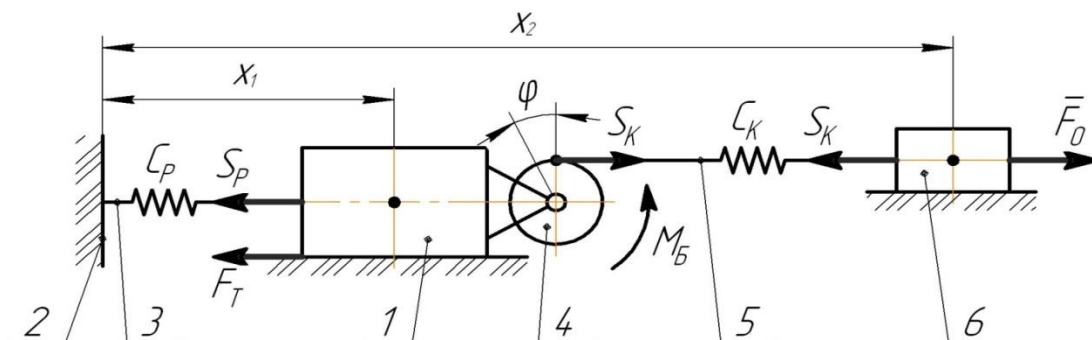


Рис. 1. Динамічна модель системи «лебідка – канат – вантаж»: 1 – шасі; 2 – нерухома опора; 3 – канат-розтяжка; 4 – приводний барабан; 5 – тяговий канат; 6 – вантаж.

При моделюванні роботи вказаної системи, основною метою є відображення перехідних режимів руху, під час яких спостерігається різка багаторазова зміна зусиль та моментів [1]. Вихідними параметрами системи «лебідка – канат – вантаж» є:

- діаметр приводного барабану $D = 0,3 \text{ м};$
- приведений до осі барабана момент інерції $J_p 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$
- маса шасі із лебідкою $m_1 = 1750 \text{ кг};$

- маса вантажу $m_2 = 1750$ кг;
- коефіцієнт жорсткості тягового канату $C_K = 4,65 \cdot 10^5$ Н/м;
- коефіцієнт жорсткості розтяжки $C_K = 4,65 \cdot 10^5$ Н/м.

В результаті аналізу руху всіх мас привода, можна констатувати явний коливний характер зміни параметрів в перші секунди роботи системи. Звичайно такі коливання є небажаними, оскільки вони збільшують динамічну складову тягового зусилля, а надмірна вібрація системи є причиною руйнування канату, зниження ресурсу елементів привода, погіршення умов роботи оператора та зменшення продуктивності роботи.

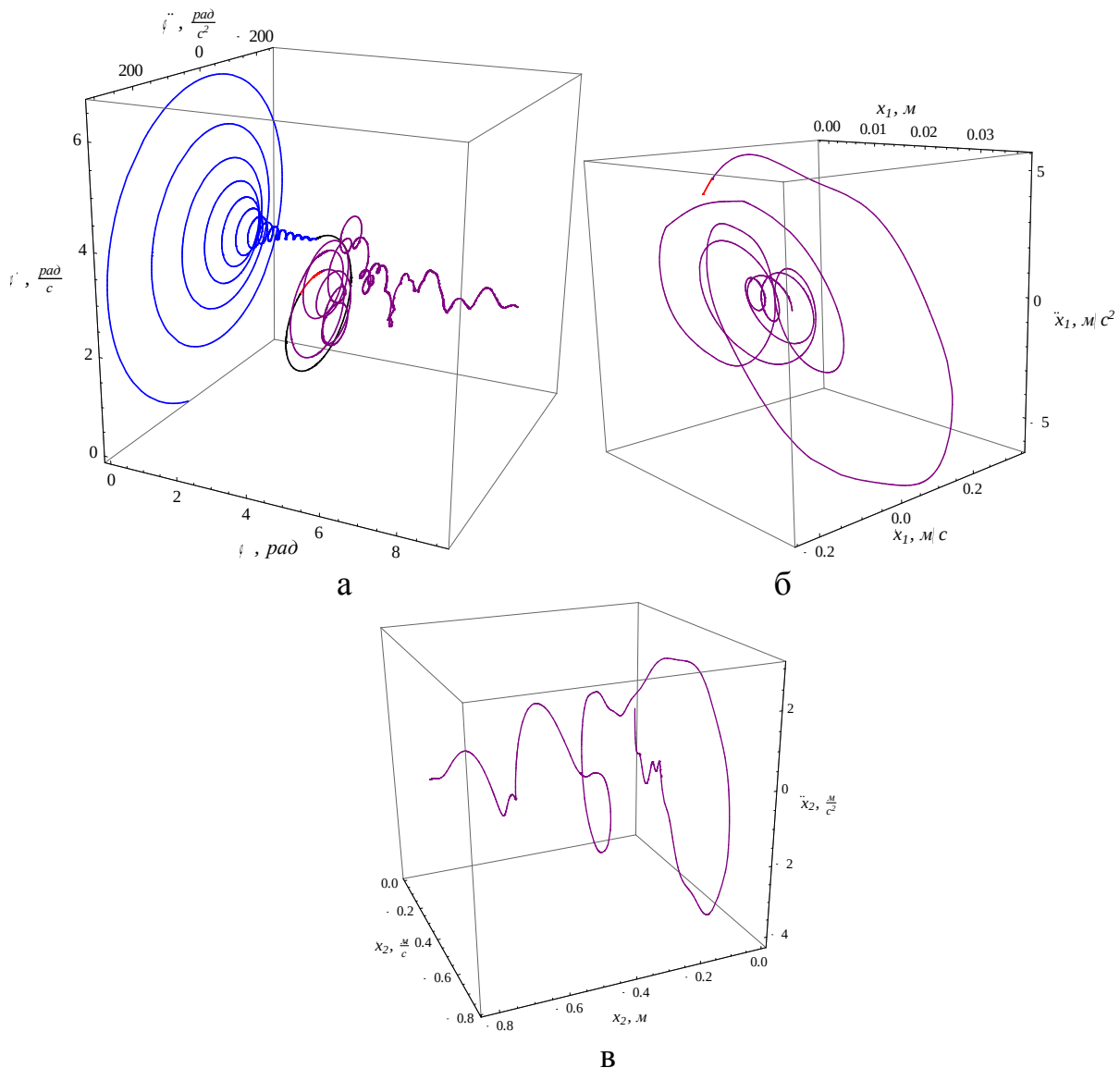


Рис. 2. Некласичні фазові портрети руху: а – приводного барабану, б – візка, в – вантажу.

Висновок. Розглянутий режим роботи канатної лебідки не забезпечує максимальну продуктивність, надійність та безпеку виконання технологічного процесу. Для зменшення негативного впливу динамічної складової на процес трелювання під час перехідного етапу руху, доцільно використовувати оптимальні режими роботи системи.

Список літератури

1. Онучин Е.М. Применение колёсных тракторов при механизации лесохозяйственных работ / Е.М. Онучин // Труды Марийск. гос. техн. ун-та. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2001. – Вып. 9. – С. 332–334.
2. Сердюченко Ю.Ю. Моделювання перехідного режиму пуску канатної лебідки / Ю.Ю. Сердюченко, В.С. Ловейкін // Вісник Харківського нац. техн. унів-ту сільськ. гос-ва ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 155. – С. 3–10.
3. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем : навч. посібник / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.І. Онищенко. – К.-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.

УДК 631.3.004

ВПЛИВ ПОСІДНАННЯ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЇ НА ЗНОС ПАРИ “ПАЛЕЦЬ – ПРОВУШИНА”

Роговський І.Л., кандидат технічних наук

Роговський Л.Л., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Гусениці тракторів працюють в умовах механо-хімічної і механічної форм абразивного зношування [1]. Відомо [2], що на величину зносу деталей, що працюють у парі впливають не лише робоче середовище, склад і властивості матеріалів деталей, а також масштабний та інші фактори. Так як ланки гусениць тракторів класу 3 Харківського тракторного заводу мають три провушини з однієї і чотири з другої сторони, то проведено дослідження зносу “палець – провушина” залежно від розміщення провушин. Дослідження проводились на стенді для випробування гусениць. Гусениця мала три ділянки: 1-ша ділянка – палець – сталь 50 – ланка – сталь 110Г13Л. У другій і третій ділянці випробовувались біметалеві пальці із сталі У20Х6Т, а ланку із 110Г13Л; 2-га ділянка і ланки з вставками із сталі У20Х4Ф – на третій ділянці. Дослідами встановлено наступне.

Знос ділянок пальців у контакті з чотирипровушиною стороною ланок перевищує знос ділянок пальців з трипровушиною стороною ланок у 1,94 рази – для пари палець із сталі 50 – ланка із сталі 110Г13Л; в 1,41 – для біметалевих пальців із сталі У20Х6Т і ланок із сталі 110Г13Л, і в 1,39 рази – для біметалевих пальців і вставок в провушини ланок із сталі У20Х4Ф. Ділянки пальців, що контактують з середніми провушинами чотирипровушиної сторони зношуються на 9...16: більше ніж усі ділянки пальців, що працюють з чотирипровушиною стороною ланки незалежно від матеріалів деталей у парі. Знос ділянок пальців, що контактують з середніми провушинами трипровушиної сторони на 5...24 % менший ніж усі ділянки пальців, що контактують з трипровушиною стороною ланки гусениці. Середній знос

біметалевих пальців із сталі У20Х6Т у контакті з провушинами із сталі 110Г13Л у 2,06 рази менший, а в парі з вставками із сталі У20Х4Ф – у 2,27 рази порівняно з пальцями із сталі 50.

Провушини чотирипровушинної сторони зношуються більше ніж провушини трипровушинної сторони ланок гусениці із сталі 110Г13Л – в 1,7 рази в контакті з пальцями із сталі 50, в 1,44 рази в контакті з біметалевими пальцями із сталі У20Х6Т, і в 1,4 рази при роботі вставок в провушини із сталі У20Х4Ф з біметалевими пальцями. Середні провушини чотирипровушинної сторони ланок гусениці зношуються на 3...10% більше ніж усі провушини цієї сторони, що працюють з біметалевими пальцями, і на 4% менше під час роботи з пальцями із сталі 50. Знос пари “палець – провушина ланки” на чотирипровушинній стороні перевищує знос на трипровушинній стороні ланок гусениці із сталі 110Г13Л – у 1,7 рази в контакті з пальцями із сталі 50, в 1,44 рази в контакті з біметалевими пальцями із сталі У20Х6Т і в 1,4 рази при роботі вставок у провушини із сталі У20Х4Ф з біметалевими пальцями із сталі У20Х6Т. Зносостійкість пари “біметалевий палець із сталі У20Х6Т і провушина із сталі 110Г13Л в 1,74 рази вища, а з вставкою в провушину із сталі У20Х4Ф в 1,79 рази вища ніж серійних пальців із сталі 50 і ланок із сталі 110Г13Л.

УДК 621.794

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ВИЯВЛЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ДЕФЕКТІВ НА ПОВЕРХНЯХ ДЕТАЛЕЙ ГОЛОГРАФІЄЮ

Карабиньош С.С., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Аналіз можливих шляхів подальшого підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки в рослинництві і тваринництві вказує на перспективність впровадження новітніх технологій виконання сервісних робіт із застосуванням голографічних методів. Загалом при проведенні досліджень застосовували такі види навантаження: механічне (розтягнення, стискання, кручення, згинання та їх комплексне поєднання); термічне локальне, терморадіаційне загальне; акустичне збудження; навантаження тиском або вакуумом, а також для руйнування зразків навантаження ударом, що рекомендовано спеціальною літературою.

Якщо за умовами дослідження вимагалось здійснення на виріб сумісної дії різних видів навантаження, то було передбачено переналагодження системи конструкцією самих пристосувань, а також будовою стола. Для скорочення обсягів експериментальних робіт, попередньо для кожного виду матеріалу було проведено по десять серій експериментів з визначенням граничних ефектів обладнання і пристосувань. Критеріями оцінки служила можливість

візуального спостереження початку появи і чіткого вияву інтерференційних ліній на екрані монітора.

Поступовим навантаженням, дискретно або поступально, досягали появи в реальному часі (на моніторі) чіткої картини, із високою контрастністю та інтенсивністю, зображення і фіксували його в комп'ютері. Знаючи реальні розміри деталі або її частини, порівнювали із отриманою голограмою і проводили дослідження та вимірювання.

Таким чином, дефекти можуть з'являтися на будь-якій необмеженій поверхні тіла виробу, мати різну глибину залягання, направленість, величину розкриття, геометричні розміри, конфігурацію та інше. Виявлення дефектів і пошкоджень за допомогою звичайних методів досить ускладнено. Встановлено, що поєднання двох видів голографування дає сто відсотковий результат при знаходженні прихованих дефектів. Кращі результати отримували при застосуванні комплексного навантаження, з реалізацією одночасно двох або, навіть, трьох різноманітних за їх фізичною природою видів навантажень.

УДК 693.546

РЕАЛІЗАЦІЯ КОМПЛЕКСНОГО ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КУЛАЧКОВИМ ПРИВОДНИМ МЕХАНІЗМОМ

Ловейкін В.С., доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Почка К.І., кандидат технічних наук

Київський національний університет будівництва і архітектури

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу. Для зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано приводний механізм для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка виконати у вигляді шарнірно встановленого на основі кулачкового механізму, що контактує з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка [1]. Особливістю даної установки є використання в ній кулачкового приводного механізму, що реалізує оптимальний динамічний режим зворотно-поступального руху формувального візка. Однак при такому режимі руху формувальний візок має максимальне прискорення при досягненні крайніх положень. Це приводить до підвищення динамічних навантажень і коливань в елементах приводного

механізму, виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу. Тому постає задача удосконалення конструкції приводного механізму з метою підвищення надійності та довговічності установки. Диференціальне рівняння, що визначає умови оптимального режиму руху формувального візка, який враховує одночасний вплив енергетичних затрат, діючих динамічних навантажень та інтенсивності їх зміни в часі, має вид [2]:

$$x^{IV} - n_1 \cdot \frac{x^{IV}}{t_1^2} + n_2 \cdot \frac{\ddot{x}}{t_1^4} = 0, \quad (1)$$

де x – координата центра мас формувального візка; t_1 – тривалість руху формувального візка від одного крайнього положення до іншого; $n_1 = \frac{60 \cdot \delta_2}{(1 - \delta_1 - \delta_2)}$;

$n_2 = \frac{720 \cdot \delta_1}{(1 - \delta_1 - \delta_2)}$; δ_1 та δ_2 – безрозмірні вагові коефіцієнти, що враховують долю енергетичних затрат та діючих динамічних навантажень відповідно.

В результаті розв'язку рівняння (1) отримано вираз переміщення центра мас формувального візка з одного крайнього положення в інше з комплексним оптимальним режимом руху [2]:

$$x = A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot t}{t_1}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot t}{t_1}}, \quad (2)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 и A_6 – постійні інтегрування; t – час; $P_1 = \sqrt{\frac{n_1 + \sqrt{n_1^2 - 4 \cdot n_2}}{2}}$;

$P_2 = \sqrt{\frac{n_1 - \sqrt{n_1^2 - 4 \cdot n_2}}{2}}$. Виходячи з початкових умов періоду руху $t = 0$, $x = x_0$, $\dot{x} = 0$,

$\ddot{x} = 0$ та його кінцевих умов – $t = t_1$, $x = x_1$, $\dot{x} = 0$, $\ddot{x} = 0$ (x_0, x_1 – координати крайніх положень центра мас візка) визначено постійні інтегрування:

$$\begin{aligned} A_6 &= \frac{x_1 - x_0}{\left[e^{-P_2} + P_2 - 1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot \left(e^{P_1} - P_1 - 1 - \frac{(e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1} + 2 \cdot P_1)}{(e^{-P_1} - e^{P_1})} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \left[e^{P_2} - P_2 - 1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot \left(e^{P_1} - P_1 - 1 - \frac{(e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1} + 2 \cdot P_1)}{(e^{-P_1} - e^{P_1})} \right) \right] \right] \times \\ &\quad \times \frac{P_2 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[\frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (1 - e^{-P_2}) \right]}{P_2 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[\frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (e^{P_2} - 1) \right]}} \right]; \\ A_5 &= -A_6 \cdot \frac{P_2 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[\frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (1 - e^{-P_2}) \right]}{P_2 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[\frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (e^{P_2} - 1) \right]}; \\ A_4 &= -\frac{P_2^2 \cdot [A_5 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) + A_6 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1})]}{P_1^2 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1})}; \quad A_3 = -A_4 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot (A_5 + A_6); \\ A_2 &= -\frac{P_1 \cdot (A_3 - A_4) + P_2 \cdot (A_5 - A_6)}{t_1}; \quad A_1 = x_0 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6. \end{aligned} \quad (3)$$

Із врахуванням постійних інтегрування (3) визначено коефіцієнти $P_1 = 7,75$ та $P_2 = 5,48$. На основі цих коефіцієнтів отримано значення $n_1 = 90$ та $n_2 = 1800$, а по ним – вагові коефіцієнти $\delta_1 = 0,5$ та $\delta_2 = 0,3$ [2].

Перетворивши вираз (2) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення візка, отримано:

$$x = A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot t}{t_1}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot t}{t_1}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad (4)$$

де Δx – хід формувального візка від одного крайнього положення до іншого.

Закон руху візка, описаний рівнянням (4), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка. Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим змінний радіус кулачка визначається залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot t}{t_1}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot t}{t_1}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot t}{t_1}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad (5)$$

де b – відстань між штовхачами.

Час t можна виключити із попередньої залежності, оскільки $t = \frac{\varphi}{\omega}$, а $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість кулачка. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступним виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot \varphi + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot \varphi}{\pi}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot \varphi}{\pi}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot \varphi}{\pi}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot \varphi}{\pi}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad 0 \leq \varphi \leq \pi. \quad (6)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється за залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot (2\pi - \varphi) + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad \pi < \varphi \leq 2\pi. \quad (7)$$

При визначенні змінного радіуса кулачка залежностями (6) та (7) необхідно в формулах постійних інтегрування (3) для A_2 використовувати π замість t_1 .

При застосуванні в роликовій формувальній установці кулачкового приводного механізму із кулачком, профіль якого забезпечує комплексний оптимальний режим руху формувального візка, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.

Список літератури

1. А.с. 1609673 А1 SU, В28В13/02 / Устройство для формования изделий из бетонных смесей / Ловейкин В.С. – № 4368027/23-33 заявл. 14.12.87, опубл. 30.11.90, бюл. № 44.

2. Ловеikin В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловеikin. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

УДК 631.372

АНАЛІЗ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВАНЬ ПРИЧЕПУ МТА ПРИ ЙОГО РІВНОМІРНОМУ ПРЯМОЛІНІЙНОМУ РУСІ

Шалатовська К.М., аспірантка

Національний університет біоресурсів та природокористування України

Розглянуті нелінійні кутові коливання причепа машинно-тракторного агрегату (МТА) при його рівномірному прямолінійному русі по полю. У якості моделі вказаних вище коливань використана модель математичного маятника із затуханням. В межах нелінійної моделі коливань, коли кути відхилення від вісі МТА значні, знайдені аналітичні розв'язки нелінійного диференціального рівняння для кута відхилення центру маси причепа від вісі МТА. При цьому розв'язки можуть бути подані через еліптичні функції Якобі (c_n, d_n, s_n). Для малих кутів відхилення від вісі МТА диференціальне рівняння стає лінійним і легко розв'язується у квадратурах для будь-яких початкових умов задачі.

Визначені аналітично закони зміни у часі енергії нелінійних коливань причепа, а також умови, за яких відбувається зміна типу руху причепа: з коливного на обертальний.

Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів коливань причіпного (і навісного) обладнання МТА як на стадіях їх конструювання/проектуювання, так і у режимах реальної експлуатації.

УДК 514.18

СПОСІБ ПЕРЕНЕСЕННЯ РИСУНКА ІЗ ПЛОЩИНИ НА КРИВОЛІНІЙНУ ПОВЕРХНЮ

Кремець Т.С., аспірант

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Рисунок на площині відноситься до прямокутної квадратної сітки, якій ставиться у відповідність прямокутна сітка на криволінійній поверхні. Прямокутна сітка, у якій окремою клітиною є квадрат, називається ізометричною. Деякі поверхні теж можуть бути віднесені до ізометричної сітки, при цьому вона перетворюється в криволінійну, однак нескінченно малим

елементом теж є квадрат. Кожному елементу ізометричної сітки на площині ставиться у відповідність певний елемент ізометричної сітки на поверхні. Така відповідність є однозначною. Якщо в елемент сітки на площині вписати коло, то у відповідному елементі на поверхні теж буде вписана просторова крива, яка найбільш з усіх можливих варіантів подібна до кола. Відповідність між елементами сіток на площині і на поверхні встановлюється за допомогою математичних залежностей.

Плоска ізометрична сітка описується параметричними рівняннями:

$$X = u; Y = v, \quad (1)$$

де u, v – незалежні змінні.

Відповідна ізометрична сітка, яка описує бічну поверхню конуса, описується параметричними рівняннями:

$$X = e^{u \cos \beta} \cos v; \quad Y = e^{u \cos \beta} \sin v; \quad Z = e^{u \cos \beta} \operatorname{tg} \beta. \quad (2)$$

Якщо дві незалежні змінні у рівняннях сіток (1) і (2) зв'язати між собою залежністю $u=u(v)$, $v=v(u)$ або через третю змінну t у вигляді $u=u(t)$, $v=v(t)$, то ця залежність, яку назовемо внутрішнім рівнянням, опише певну криву. Наприклад, внутрішнє рівняння кола запишеться:

$$u = R \cos t + u_c; \quad v = R \sin t + v_c, \quad (3)$$

де R – радіус; u_c, v_c – координати його центра.

Якщо змінна t змінюється в межах $0 \dots 2\pi$, то внутрішні рівняння (3) опишуть замкнену криву (коло). Якщо потрібна певна дуга кривої, то необхідно знайти відповідні межі зміни параметра t .

При підстановці внутрішніх рівнянь (3) у параметричні рівняння плоскої ізометричної системи (1) ми отримаємо коло, а при підстановці у параметричні рівняння конуса (2) буде описана відповідна крива на конусі – прообраз кола. Змінюючи координати центра u_c, v_c , можна будувати криву у різних місцях ізометричних сіток. Наприклад, при підстановці рівнянь (3) в (1) одержимо рівняння кола на плоскій сітці. На рис. 1 побудовано три кола з різними радіусами і різними координатами. При підстановці рівнянь (3) в (2) одержимо рівняння кола поверхні конуса. На рис. 2 побудовано три кола на поверхні конуса тих же радіусів і з тими ж координатами центра, що і на площині.

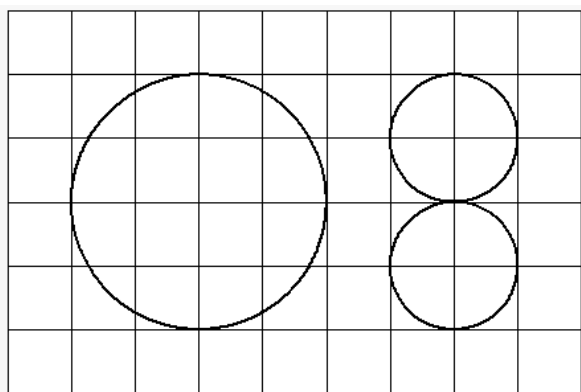


Рис. 1.

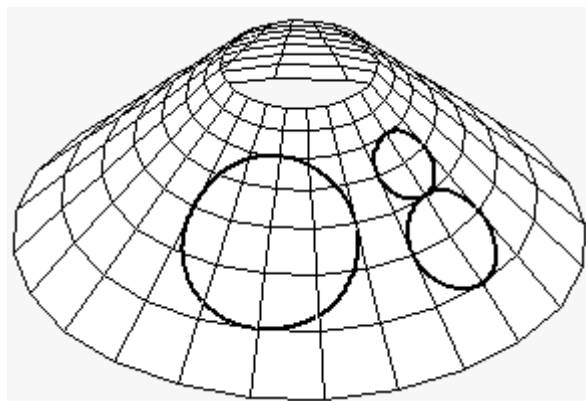


Рис. 2.

Для зменшення або збільшення зображення можна ввести масштабний коефіцієнт k . Рівняння кола (3) із його врахуванням запишуться:

$$u = k(R \cos t + u_c);$$

$$v = k(R \sin t + v_c).$$

З допомогою запропонованого способу можна формувати зображення із дуг кіл. Дуги кіл можна будувати в циклі, зміщуючи їх на одну і ту ж величину і тим само формувати візерунок. На рис. 3 побудовано візерунок на плоскій ізометричній сітці, а на рис. 4 – на ізометричній сітці конуса (2), причому із різним масштабним коефіцієнтом k .

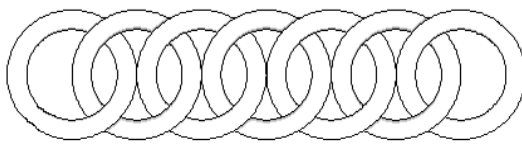


Рис. 3.

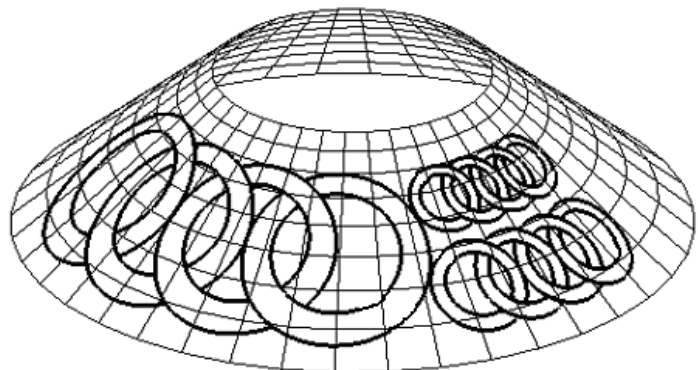


Рис. 4.

На рис. 5, рис. 6 візерунок із кіл побудовано на поверхні кулі, яка віднесена до різних ізометричних сіток. Віднесення поверхні до різних ізометричних сіток розширює формоутворюючі можливості способу.

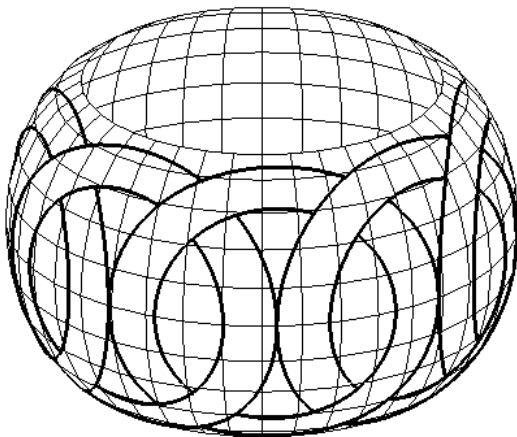


Рис. 5.

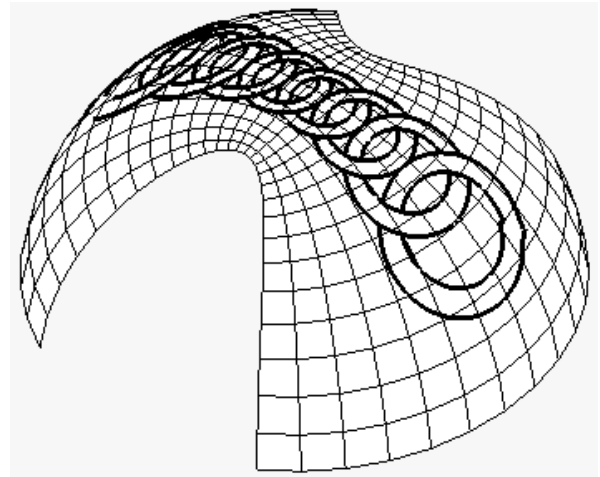


Рис. 6.

УДК 621.87

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ШНЕКА*Ловейкін В.С., доктор технічних наук**Гудова А.В., кандидат технічних наук**Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Під час роботи гвинтового конвеєра змішувача, використовуючи вібраційну дію, можливе виникнення резонансу, який, в свою чергу, може призвести до руйнування механізму. Щоб уникнути цього явища, необхідно знати власні частоти коливань шнека.

Представимо шнек у формі оболонки циліндричного типу. Тоді частоти коливань визначаються за формулою [2]:

$$w_{nm} = \frac{k_{nm}}{R} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot g}{\gamma} (1 + \chi \frac{\delta^2}{R^2})}, \quad (1)$$

де G – модуль зсуву; γ – густина, g – прискорення вільного падіння; R – радіус серединної поверхні циліндричної оболонки; k_{nm} і χ – коефіцієнти, які залежать від відношення l/R , де l – довжина оболонки, і від числа хвиль в коловому напрямку. Значення коефіцієнтів k_{nm} і χ визначається за допомогою довідника [3].

Для визначення власних частот вільно обпертих циліндричних оболонок використовується інша формула [1]:

$$w_{nm} = \frac{k_{nm}}{R} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma(1-\mu^2)}}, \quad (2)$$

де коефіцієнти k_{nm} визначаються з графіків, що приведені в довіднику [4] в залежності від параметра $n \cdot \pi \cdot \frac{R}{l}$, де n – число півхвиль в напрямку твірної для різних відношень δ/R , δ – товщина оболонки, E – модуль пружності її матеріалу, μ – коефіцієнт Пуассона.

При коливаннях, які симетричні відносно осі циліндрової оболонки, крутильні коливання незалежні від коливань в поздовжньому і радіальному напрямі. Тому при вільному спіранні торців тонкої циліндричної оболонки можна осесиметричні радіальні і поздовжні коливання розглядати окремо.

Приведемо таблицю значень поздовжніх і радіальних частот і субрезонансів (розрахунки не подаємо).

Таблиця 1

Значення поздовжніх і радіальних частот і субрезонансів

Частота поздовжніх коливань	$\omega_{n0} = 5683,4 \frac{1}{c}$
Частота поздовжніх коливань, на яких виникає субрезонанс	$f_{n0} = \frac{\omega_{n0}}{2\pi} = 905n \text{ Гц}$
Частота радіальних коливань	$\omega_{nm} = 2110 \frac{1}{c}$
Частота радіальних коливань, на яких виникає субрезонанс	$\frac{\omega_{nm}}{2\pi} = 336 \text{ Гц}$

Аналізуючи табличні дані, видно, що власні коливання жолоба гвинтового конвеєра-змішувача далекі від вібраційних частот.

Список літератури

1. Arnold R. N. The flexural vibrations of thin cylinders / R. N. Arnold, G. B. Warbuton // Proceedings of the Institute of Mech. En-grs. – 1953 (A). – V. 167. – No. 1. – P. 52–58.

2. Bacon M. L. Tabbs for frequencies and modes of free vibration of infinitely long thin cylindrical shells / M. L. Bacon, H. H. Bleich // Journal of applied Mechanics. – 1954. – V. 21, No.2. – P. 47–52.

3. Гонткевич В. С. Собственные колебания пластин и оболочек / Гонткевич В. С. – К.: Наукова думка, 1964. – С. 172–178.

4. Справочник по динамике сооружений / Под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. – М.: Строиздат, 1972. – 511 с.

УДК 631.4

ПРИКЛАД ПРАВОВОГО ЗАБЕСПЕЧЕННЯ МОНІТОРИНГУ В АПК УКРАЇНИ

Большаков В.Н., кандидат юридичних наук

Національний університет біоресурсів і природокористуванням України.

Наприкінці XIX століття фірма «Дженерал електрик» вперше в історії стала використовувати для промислового шпигунства вчених, зокрема відомого математика Штейнметца використовували як науково-дослідницької діяльності для так і для розвідувальної діяльності.

До промислового шпигунства почали залучати фахівців самих різних професій зокрема нелегальних адвокатів. Задача останніх – інструктувати шпигунів, як далеко вони можуть заходити у своїх діях, а оскільки в законодавстві багатьох країн маються великі пробіли, то, виявляється, що дуже далеко! Наприклад, якщо англійський промисловець, що залишив у кабінеті відвідувача повернувшись, застане його за фотографуванням секретних документів або макетів, він анічогісінько не зможе вдіяти. Тут немає ні якого порушення недоторканості житла, а фотоапарат і плівка належать відвідувачеві, і, відповідно до англійських законів, постраждалий навіть не може відібрати них. Якщо ж він спробує побити шпигуна, то може бути притягнутий до відповідальності за побої і поранення.

У даному випадку у наявності відсутність правового забезпечення діяльності промисловця та наявність спеціального правового забезпечення фахівця з промислової розвідки.

В зв'язку з тим, що моніторинг (конкурентна розвідка, промислова розвідка, бізнес-розвідка) повинна проводитися без порушень законодавства, перед проведенням спеціальної операції необхідно провести аналіз

законодавства, відповідно правоводозволеності дій, що будуть проведені при плануванні та виконання спеціальної операції при проведенні моніторингу в АПК України.

Відомо, що у більшості країн світу дача та одержання хабаря вважається забороненим і несе правові наслідки. Це пояснюється тим, що матеріальна зацікавленість спонукає посадову особу знехтувати своїми службовими обов'язками та вчинити дії, що несуть значну соціальну шкоду державі.

Тому весь час необхідно пам'ятати, що моніторинг – інформаційно пошукова діяльність без порушень законодавства. Але при цьому існує філософський вислів: « Не можна переступати закон, але обходити його можна.»

У більшості країн у інструктивних матеріалах з інформаційно-пошукової діяльності «Прийоми роботи», мабуть, повинне знайтися місце і для такої специфічної теми, як хабарництво. Хабар, підмазка, чайові – річ досить розповсюджена у світі, і навіть представники тих країн, де вона не є справою звичайною, змушені вважатися з хабарництвом. От як написано про це у «Основах менеджменту» Мескона М., Альберта М. і Хедоури Ф.: «США визнають допустимість хабарів за кордоном. «Підмазка» – невеликі виплати іноземним урядовим чиновникам, вироблені американськими компаніями за кордоном, щоб прискорити хід речей, – придбала репутабельність відповідно до майже непомітного застереження в законі про оподатковування, що повинний принести скарбниці 98,3 млрд доларів.

Такі напівпідпільні подачки наявними за кордоном віднімаються із сум, що підлягають оподатковуванню. Ці виплати залишаються, однак, незаконними, якщо здійснюються на території США, і тому не підлягають звільненню від податку. Хоча деякі законодавці засудили податкову пільгу за те, що вони називають погано замаскованими хабарами, інші члени Конгресу вказали, що в кінцевому рахунку закон визнає, що «підмазка» – факт життя в багатьох країнах.

Єдиним виключенням є виплати, що за результатами аналізу порушують закон про корупцію в справах з іноземними організаціями від 1977 року, прийнятий після того, як з'ясувалося, що великі суми були передані високопоставленим іноземним чиновникам зв'язку з продажем американських літаків. Це означає, що хабарі, призначені для збуту або початку нового бізнесу, відповідно до прийнятого регулювання, не можуть звільнитися від оподатковування — це дозволяється тільки по виплатах, що прискорюють прийняття рішень або спрямовані на досягнення подібних цілей. Міністерство фінансів підтримало нові податкові пільги, вважаючи, що офіційні представники підприємств тепер одержали єдиний стандарт на платежі іноземним урядовим чиновникам.»

Таким чином про проведенні спеціальних операцій з моніторингу з рубежем можливі невеликі виплати службовим особам за послуги в галузі інформаційного права. При цьому необхідно проведення системного аналізу конкретної країни.

УДК 536:669:621.762

ФАЗОВЫЕ ПРЕВРАЩЕНИЯ В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ НАНОЧАСТИЦАХ

Афтандилянц Е.Г., доктор технических наук

Лопатько К.Г., кандидат технических наук

Полищук А.В.

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Закономерности фазовых превращений в металлических материалах определяются изменением свободной энергии системы, определяющим последовательность структурных состояний, и кинетикой процесса.

Кинетика фазовых превращений определяется скоростью зарождения центров новых фаз и их роста, которые соответственно обратно пропорциональны энергии активации и прямо пропорциональны коэффициентам диффузии компонентов, а скорость роста также обратно пропорциональна размеру образующейся фазы.

Анализ диффузионных процессов показывает, что при переходе металлического материала из массивного в наноразмерное состояние создаются предпосылки, как для ускорения, так и замедления скорости диффузии. Формирование нанообъектов с дисперсной структурой, развитыми границами, повышенным уровнем дефектов кристаллического строения и напряжений сопровождается уменьшением энергии активации и увеличением значений коэффициентов диффузии, что создает предпосылки для увеличения скорости зарождения центров новых фаз и их роста.

В случае образования нанообъектов с крупными зернами, слабо развитыми границами, незначительным количеством дефектов и низким уровнем напряжений, например при их формировании в равновесных условиях, наблюдается обратная зависимость.

Необходимо также учитывать отношение поверхностной энергии к размеру нанообъекта, поскольку при уменьшении его размеров диффузионные процессы ускоряются, однако величина поверхностной энергии при этом понижается, что оказывает противоположное влияние.

В зависимости от соотношения вышеизложенных факторов, которые определяются, в основном, химическим составом, способом получения, размером и формой нанообъектов, возможно как увеличение, так и уменьшение скорости зарождения и роста новых фаз.

Неоднозначное влияние многочисленных факторов на условия образования и кинетику реализации фазовых превращений в нанообъектах предопределило исследование закономерности изменения температур и кинетики фазовых превращений в наночастицах относительно массивного состояния металлических материалов.

Анализ фазовых превращений наночастиц оксидов CuO в процессе нагрева показывает, что в наночастицах CuO процесс окисления и диссоциации начинается при температурах, соответственно, в 7 и 1,3 раз ниже, чем в

массивных материалах, а температурный интервал восстановления сокращается в 9,8 раза.

Анализ кинетики фазовых превращений железосодержащих наночастиц, полученных электроискровой обработкой железных гранул в воде, показывает, что в интервале от 409 до 478 °С происходит окисление $\approx 50\%$ α -Fe железа водяным паром до оксида FeO и образование водорода, а в интервале от 570 до 721 °С восстановление оксида Fe₃O₄ водородом до FeO. Максимальное развитие реакций наблюдается, соответственно, при 449 и 627 °С и времени составляющим 59 и 37 %, от общего времени фазовых превращений.

Реакция окисления железа водяным паром до оксида FeO заканчивается, а восстановление оксида Fe₃O₄ водородом до FeO начинается при температурах, соответственно, на 186 и 108 °С меньше, чем в равновесных условиях (664 и 678 °С, соответственно). Средняя скорость окисления железа водяным паром до FeO составляет 14,5 нм/мин, что в 1,8 – 2,6 раза выше, чем массивного железа в соответствующем интервале температур. Средняя скорость превращения наночастиц Fe₃O₄ в FeO составляет 3,11 мг/мин.

УДК 621.74.046:620.178.16

ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОТЛИВОК

Афтандилянц Е.Г., доктор технических наук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

Результаты исследования процесса формирования структуры биметаллических отливок показали, что в литом состоянии стальная основа биметаллических отливок состоит из феррита и перлита, а рабочий слой – из карбидов, аустенита и перлита. Переходная зона между основой и рабочим слоем со стороны чугуна состоит из перлита, а со стороны стали – феррита. После термической обработки изменяется дисперсность и соотношение структурных составляющих, а в рабочем слое вместо перлита формируется мартенсит. В литом состоянии содержание структурных составляющих и дисперсность феррито-перлитной структуры металла-основы с коэффициентом корреляции от 0,825 до 0,867 определяется углеродным эквивалентом стали и скоростями охлаждения в жидком состоянии, интервале затвердевания в температурной области от 600 до 800 °С, предшествующей диффузионному распаду аустенита; размер ферритного и перлитного слоя в переходной зоне с коэффициентом корреляции от 0,741 до 0,935 – вышеперечисленными параметрами, а также углеродным эквивалентом чугуна; количество карбидов с коэффициентом корреляции 0,984 – углеродным эквивалентом чугуна; размер карбидов с коэффициентом корреляции 0,999 – углеродным эквивалентом чугуна, а также скоростью охлаждения рабочего слоя в жидком состоянии и в интервале затвердевания; количество и размер зерен перлита в рабочем слое, а

также расстояние между пластинами цементита в перлите с коэффициентом корреляции от 0,977 до 0,978 – скоростью охлаждения рабочего слоя в интервале температур от 600 до 800 °С, углеродным эквивалентом чугуна и температурным интервалом диффузионного распада аустенита рабочего слоя; объемная доля остаточного аустенита в рабочем слое с коэффициентом корреляции 0,823 – углеродным эквивалентом чугуна и скоростью охлаждения рабочего слоя в жидком состоянии и в интервале затвердевания.

После термической обработки структура биметаллических отливок определяется соотношением соответствующих структурных характеристик в литом состоянии и углеродных эквивалентов стали и чугуна.

Анализ установленных закономерностей показывает, что увеличение скорости охлаждения биметаллической отливки в жидком состоянии, интервале затвердевания и температурной области от 800 до 600 °С вызывает диспергирование структуры основы и рабочего слоя, а также расширение переходной зоны.

Легирования стали марганцем и хромом приводит к диспергированию зерен феррита и перлита в основе биметаллических отливок и расширению переходной зоны. Увеличение содержания марганца в чугуне приводит к диспергированию исследованных структурных составляющих рабочего слоя, а дополнительное легирование хромом – к увеличению размеров карбидов и зерен перлита. После термической обработки биметаллических отливок микроструктура стальной основы состоит из перлита и феррита, а рабочего слоя – из смеси карбидов Me_7C_3 , высокохромистого аустенита и мартенсита.

Результаты моделирования показывают, что в процессе термической обработки усиливается в 2–3 раза влияние факторов, которые приводят к диспергированию структуры биметаллических отливок в литом состоянии. Необходимо отметить, что если увеличение содержания хрома в чугунном рабочем слое в литом состоянии монотонно изменяет размеры и фазовый состав его микроструктуры, то после термической обработки такое влияние экстремальное. При этом максимальная дисперсность мартенсита достигается при содержании хрома в пределах от 16 до 17%.

УДК 621.87

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ

Шевчук О.Г.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Зміна вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану виконується при роботі механізму підйому стрілової системи та механізму

переміщення вантажного візка [1]. При зміні вильоту виникають динамічні навантаження в металоконструкції та ланках механізмів, а також коливання вантажу, що тривають протягом усталеного режиму руху. Для визначення реального характеру зміни динамічних навантажень, а також коливань вантажу баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою було проведено експериментальний аналіз цього руху. Експериментальний аналіз зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою можна порівняти з теоретичним [2] для підтвердження адекватності вибраної теоретичної моделі яка описує процес зміни вильоту.

У дослідженні було експериментально визначено динамічні та кінематичні параметри основних елементів шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана при сумісній роботі механізмів переміщення стрілової системи та переміщення вантажного візка.

Функціональна схема збору даних при експериментальному дослідженні показано на рис. 1.

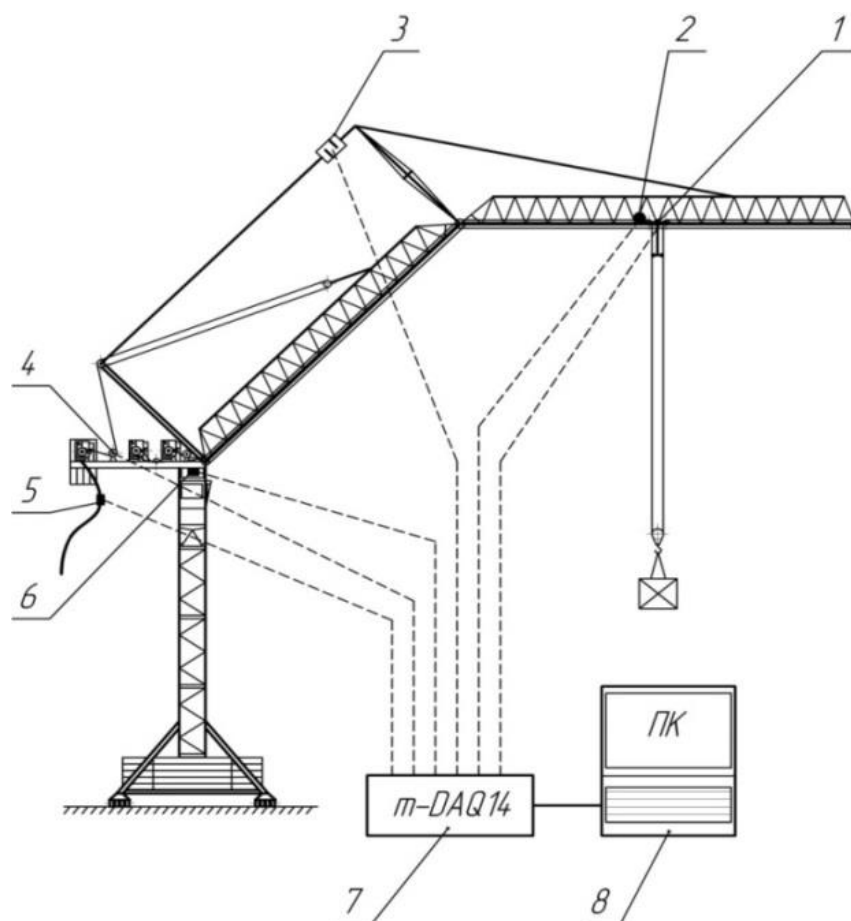


Рис. 1. Функціональна схема збору даних: 1 – енкадерний датчик відхилення вантажу від вертикалі; 2 – енкадерний датчик переміщення вантажного візка; 3 – тензорний датчик зусилля у відтяжці; 4 – енкадерний датчик обертання барабану механізму підйому стрілової системи; 5 – датчики сили і напруги струму живлення приводних електродвигунів; 6 – датчик прискорення (акселерометр); 7 – пристрій збору даних; 8 – персональний комп’ютер.

Для проведення експериментальних досліджень зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи виготовлено її фізичну модель [3], яка відображає процес зміни вильоту у визначеному масштабі.

Кут відхилення вантажу від вертикалі та швидкість обертання барабана механізму переміщення стрілової системи було визначено кутовими енкодерами MOL-40 Megatron (рис. 3).

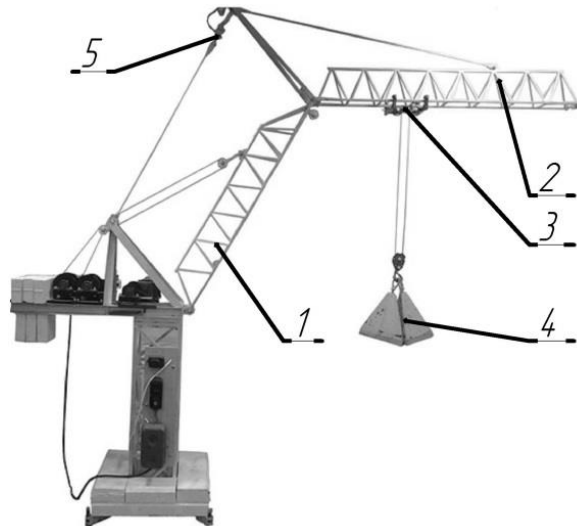


Рис. 2. Фізична модель шарнірно-зчленованої стрілової системи: 1 – основна секція; 2 – допоміжна секція; 3 – вантажний візок; 4 – вантаж; 5 – відтяжка.

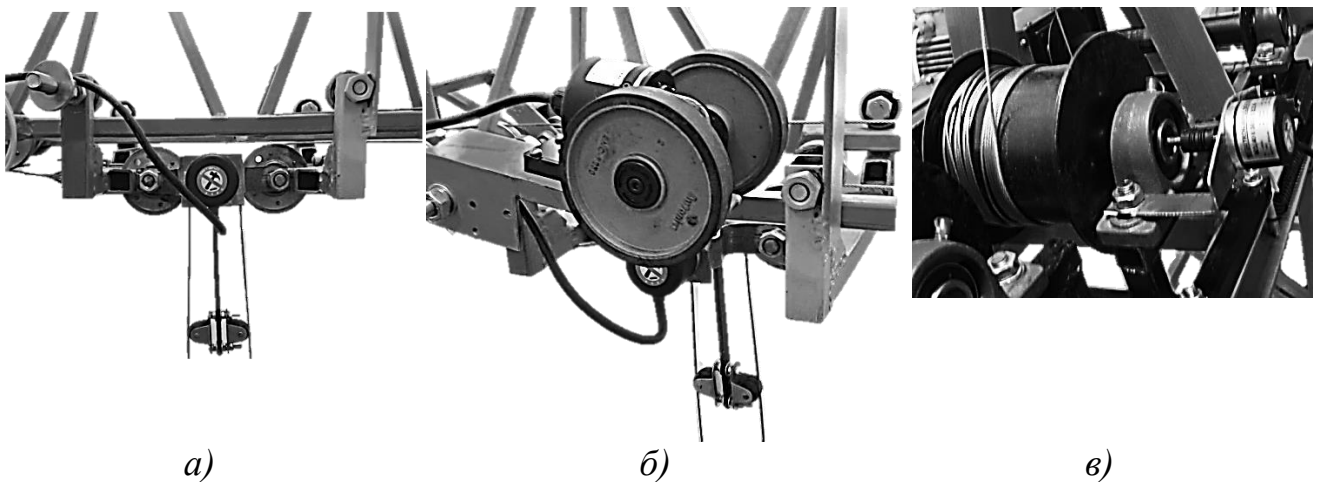


Рис. 3. Монтаж датчиків на фізичній моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи: а) для визначення відхилень вантажу; б) для визначення швидкості переміщення візка; в) для визначення швидкості обертання барабана.

Розроблений план багатофакторного експерименту який складається з 72 окремих експериментів. Після обробки експериментальних даних встановлено, що найбільше зусилля у відтяжці виникає під час пуску у експерименті №3 (рис. 4). Найбільша амплітуда коливань вантажу при усталеному русі зафіксована у експерименті №51 (рис. 5).

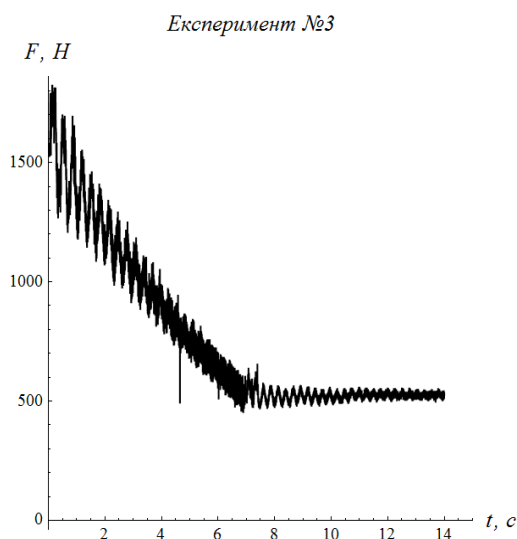


Рис. 4. Графік зміни зусилля у відтяжці

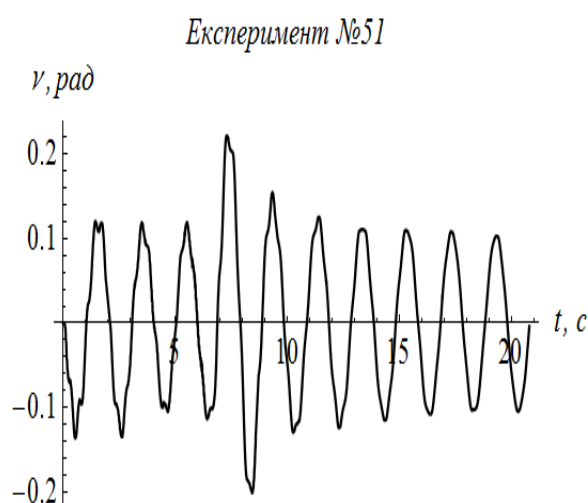


Рис. 5. Графік зміни кута відхилення вантажного канату від вертикалі експерименту №51

Під час пуску спостерігаються коливання швидкості вантажного візка та барабану приводу переміщення шарнірно-зчленованої стрілової системи

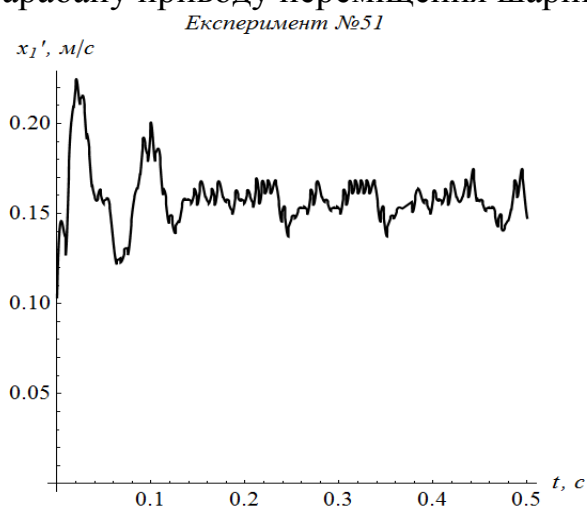


Рис. 6. Графік зміни швидкості вантажного візка під час пуску.

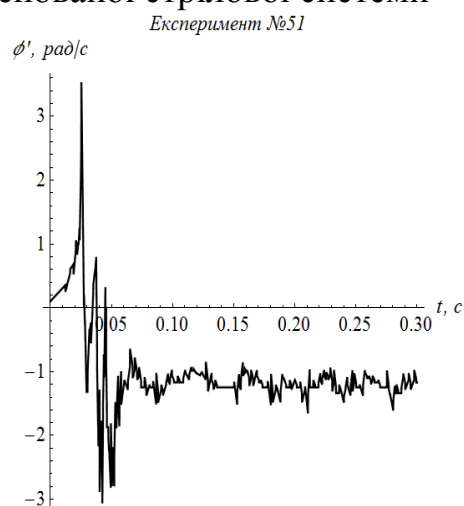


Рис. 7. Графік зміни швидкості барабану приводу переміщення шарнірно-зчленованої стрілової системи під час пуску.

Результати експериментальних досліджень зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою показали виникнення динамічних навантажень, що передаються на металоконструкцію крана, та коливань вантажу, які виникають під час пуску та тривають протягом усталеного режиму руху. Під час зупинки амплітуда залишкових коливань вантажу може збільшуватись або зменшуватись в залежності від того в якій фазі коливань вантажу починається період гальмування. Окрім коливань вантажу відносно точки підвісу виникають коливання вантажу відносно точки захвату, які за частотою майже на порядок вищі. У процесі пуску приводних механізмів виникають коливання швидкості приводних елементів, які показані на рис. 6 та рис. 7.

Список літератури

1. Невзоров Л.А. Башенные краны / Л.А. Невзоров. – М.: Высшая школа, 1980. – 326 с.
2. Ловейкін В.С. Аналіз зміни вильоту баштового крана з шарнірно зчленованою стріловою системою / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2013. – № 82. – С. 20–27.
3. Ловейкін В.С. Побудова фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2014. – № 83. – С. 20–27.

УДК 621.867

ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНА ТЕРМОМЕХАНІЧНА ОБРОБКА СТАЛІ 45 З РОЗПАДОМ ДЕФОРМОВАНОГО АУСТЕНІТУ В ПРОМІЖНІЙ ОБЛАСТІ

Котречко О.О., кандидат технічних наук

Похиленко Г.М.

Поліщук А.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Дослідили механічні властивості і характер руйнування сталі 45 в гарячекатаному стані, що пройшла високотемпературну термомеханічну обробку (дали – ВТМО) з розпадом деформованого аустеніту в проміжній області.

Рівень механічних властивостей, який досягається при даній схемі зміцнення, визначається кінетикою протікаючих двох окремо «конкуруючих» процесів. Перший з них полягає в гарячому наклепі і одночасному розміцненні внаслідок динамічної рекристалізації, другий – в розміцненні після пластичної деформації за рахунок статичної рекристалізації.

Регулюючи температуру кінця охолодження прокату при виході його на холодильник з чистової кліті, можливе отримання структури сталі у всьому діапазоні області розпаду аустеніту.

Термомеханічну обробку сталі 45 здійснювали в потоці сортопрокатного стану 325 на спеціально сконструйованому охолоджувальному пристрої при прокатуванні полоси розміром 6х40 мм.

Для визначення механічних властивостей використовували розривні (ГОСТ 11150-84, тип 1) і ударні зразки (ГОСТ 9454-78, тип 5) з надрізом Шарпі і наведеною втомлюваною тріщиною в площині перпендикулярній площині прокату. В'язкість руйнування досліджували в інтервалі температур від +30 °С до – 196 °С.

Результатами експерименту встановлено, що ВТМО з розпадом деформованого аустеніту в проміжній області в порівнянні з гарячою

прокаткою суттєво підвищує міцність сталі 45 і, особливо, такі структурно чутливі характеристики, як межа текучості і відносне звуження.

Серійні ударні випробування показали, що термомеханічне зміцнення підвищує в'язкість руйнування у всьому діапазоні досліджуваних температур, а також зсуває поріг холодокрихкості приблизно на 90 °С в сторону більш низьких значень.

Вплив охолодження на складові ударної в'язкості різниться. Якщо робота розповсюдження тріщини з пониженням температури досліджень інтенсивно зменшується, то робота зародження тріщини зразків до 0 °С для сталі в зміцненому стані зростає, а в гарячекатаному – залишається практично незмінною. Подальше зниження температури призводить до зменшення роботи зародження тріщини. При цьому визначення і прийняття до уваги в'язкості і її складових для сталі 45 в гарячекатаному стані при температурах дослідження нижче -40 °С не доцільно оскільки отримані малі значення величини. В той же час сталь 45, що пройшла ВТМО з розпадом деформованого аустеніту в проміжній області, має більш високий рівень в'язкості руйнування аж до температури охолодження зразків -80 °С.

Отримання текстурованої структури в процесі термомеханічного зміцнення зумовило своєрідну модель руйнування внаслідок анізотропності властивостей сталі. Так, поверхня руйнування сталі 45, що пройшла зміцнюючу обробку, складається з п'яти чітко виражених ділянок: зони, утвореної при наведенні втомлюваної тріщини, зони початкової пластичної деформації (зони переходу), області спонтанного поширення тріщини, поверхонь доламу і бокових утяжок. З пониженням температури досліджень кількісне співвідношення указаних ділянок змінюється. Зони початкового руйнування, доламу і бокових утяжок зменшуються, а область спонтанного розповсюдження тріщини збільшується. При цьому, починаючи з температури досліджень 0 °С і нижче, область спонтанного розповсюдження тріщини представляє собою поверхню «шевронного типу» у вигляді борід, розміщених під кутом в напрямку прикладення руйнуючого навантаження. Розмір борозен (глибина і довжина), а також кут «шеврона» із зниженням температури зразків і по мірі видалення від зони переходу зменшуються, що свідчить про падіння роботи розповсюдження тріщини.

Для сталі 45 в гарячекатаному стані при низьких температурах дослідження спостерігається дрібнокристалічний крихкий злам з руйнуванням по майже рівній поверхні. Зони переходу, доламу і бокових утяжок менш виражені і при температурі дослідження нижче 0 °С відсутні.

Фрактографічним аналізом встановлено волокнисту будову початкової зони пластичної деформації (зони переходу), що свідчить про руйнування шляхом зсуву. В подальшому можлива зміна розповсюджуваної магістральної тріщини в напрямку ослаблених поверхонь, тобто в площині прокатки. При виході тріщини до міжшарового кордону розділена поверхня руйнування являє собою інтеркристалічний злам зі слідами пластичної деформації, що характеризується ступенями сколу і виривами, що є наслідком зубчастості

кордонів. Перехід до руйнування в напрямку прикладення навантаження відбувається як в місцях зіткнення зерен, площинам здвигу, так і по тілу зерна. Для зломів цього типу характерним є ступінчаста поверхня руйнування типу террас з наявністю бокових тріщин і димпами, витягнутими в напрямку розповсюдження тріщини.

Гальмівний ефект поширення тріщини спостерігається при виході на шари розділу, крім зернограничного впливу (подрібнення зерна, зубчатість меж), є одним з факторів, що сприяють підвищенню енергоємності руйнування термомеханічної зміцненої сталі.

Виготовлені із сталі 45 планки ланцюга транспортера ТСН-3, ОБ, що пройшли термомеханічне зміцнення з розпадом деформованого аустеніту в проміжній області, досліджували на стійкість проти зносу.

Результати експерименту засвідчили однакову зносостійкість зі сталлю 45, зміцненою по схемі класичної ВТМО з наступною обробкою на «ефект наслідування».

Даний висновок має особливе практичне значення, оскільки є можливість виключити із технологічної схеми виготовлення деталей операції термообробки на «зворотність» ВТМО.

Отримані дані дозволяють визначити перспективними подальші дослідження методом керування кінетикою розпаду зміцненого аустеніту в проміжній області як способу, що забезпечує високу конструктивну міцність сталі.

УДК 631.173

АНАЛІЗ ХАРАКТЕРНИХ ПОШКОДЖЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ

Новицький А.В., кандидат технічних наук

Похиленко Г.М.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Засоби для приготування і роздавання кормів (ЗПРК) експлуатується в складних умовах впливу зовнішнього середовища, внутрішнього середовища приміщень в яких функціонують, навантажень при виконанні технологічних процесів. Умови експлуатації ЗПРК ускладнені високим вмістом в повітрі пилу. Додатково на механізми впливають силові і вібраційні навантаження, які обумовлені роботою безпосередньо ЗПРК та інших машин та обладнання, яке використовується на площадках для навантаження кормів та безпосередньо в приміщеннях ферм.

Виконання робіт з навантаження, подрібнення і змішування кормів і приготування кормових сумішей передбачає ймовірність випадкової взаємодії робочих органів ЗПРК з твердими включеннями.

Умови роботи механізмів ЗПРК відрізняються високим ступенем запиленості атмосфери. Значна запиленість пояснюється наявністю пилу на стеблах сіна або ж соломи, а також відділення дрібних складових абразивного й органічного характеру, які містяться в складі комбікормів та зерна. Робота механізмів і, особливо, робочих органів ЗПРК в таких умовах ускладнюється їх інтенсивним зношуванням.

Але крім перерахованих вище, умови роботи ЗПРК також характеризуються високим впливом агресивного середовища, що є причиною корозії. Вплив корозії пояснюється не лише взаємодією деталей з трав'яним і кукурудзяним силосом, але й кормовими добавками з високим вмістом води, такими як пивна дробина та картопляна мезга. Умови експлуатації ЗПРК в приміщеннях тваринницьких ферм ускладнені високим вмістом в повітрі вологи, аміаку та вуглекислоти.

При функціонуванні засобів можливі раптові аварійні пошкодження робочих органів, особливо при попаданні разом з складовими кормів сторонніх твердих предметів. Крім того, аварійні пошкодження можуть виникнути і в результаті втомної дії циклічних навантажень, або перевантажень обумовлених нерівномірною подачею складових кормів. Раптові (аварійні) пошкодження характеризуються різною інтенсивністю їх проявлення і нажалі займають немале місце серед причин виходу з ладу робочих органів ЗПРК. В практиці експлуатації ЗПРК зустрічаються відмови пов'язані з різного роду відмовами приводу механізмів завантаження кормів, подрібнення-змішування та вивантаження кормової суміші. В період експлуатації були зафіксовані відмови в наслідок негерметичності гідравлічної апаратури та редуктора, відмови підшипникових вузлів механізмів приводу, причиною яких були перевантаження, підтікання оливи в місцях з'єднання гідравлічних рукавів та гідравлічного циліндра.

Вивчення динаміки зношування серійних ножів кормороздавачів «Verti Mix» та визначення їх граничних значень проводились в реальних умовах експлуатації. В процесі експлуатації ніж втрачає свої геометричні параметри, робоча грань приймає форму кривої, що призводить до зниження якості подрібнення, підвищення енергоємності процесу подрібнення та погіршення якості подрібнення та змішування. В процесі дослідження динаміки зношування серійного ножа проводився контроль їх профілю та твердості поверхні.

Твердість поверхні визначалась з використанням твердоміра TP-5006. При дослідженні твердості ножа шнека кормороздавача фірми «Verti Mix» виділено три характерні ділянки: основна частина - твердістю 54 HRC; робоча частина - твердістю 65 HRC; перехідна частина - твердістю 29 HRC. Саме формування трьох характерних ділянок для ножа шнека є визначальними при встановленні їх граничного зносу.

УДК 631.363:62

ПОВТОРНЕ ВИКОРИСТАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Семесько П.О.

Таращанський агротехнічний коледж

Для проведення в оптимальні агротехнічні строки повного обсягу технологічних операцій з виробництва сільськогосподарської продукції з урахуванням регіональних ґрунтово-кліматичних і економічних особливостей в Україні не вистачає близько 40% тракторів та понад 50% зернозбиральних комбайнів. Статистичний аналіз показує, що порівнюючи 2010 роком парк тракторів у сільському господарстві скоротився майже на 4,5%, вантажних і вантажопасажирських автомобілів – на 5%, зернозбиральних комбайнів – близько 10%. В останні роки резервом збереження технічного потенціалу в аграрній сфері є вторинний ринок сільськогосподарської техніки. Поряд з тенденцією по закупівлі зарубіжних тракторів, комбайнів, сільськогосподарських машин, обладнання для механізації тваринництва, які були в експлуатації 8-12 років, можна відмітити недосконалість, і лише становлення вторинного ринку машин для АПК. В той же час в Німеччині, США, Японії, Франції, Фінляндії та Італії відновлена та модернізована техніка складає близько 40% всього парку машин для аграрного сектора.

Як показує аналіз, в Україні за останні роки створюються всі передумови для розвитку ринку повторного використання техніки для села. До цих передумов відносимо, перш за все, високий попит на техніку, яка вже була у використанні, але коштує дешевше, ніж нова.

По-друге, в Україні за останні роки визначились потенційні продавці та покупці техніки повторного використання, яка має різний термін служби, значні відмінності в надійності. Це може бути не тільки зарубіжна техніка, але й вітчизняна.

По третє, фінансове положення сільськогосподарських підприємств та їх низька платєспроможність примушує їх купувати відносно дешеву техніку, яка вже була у використанні. Особливо це стосується селянських та фермерських господарств, розміри посівних площ та поголів'я худоби яких обумовлюють дуже низьке річне завантаження машин.

Крім того, доцільність організації вторинного ринку сільськогосподарської техніки говорить і той факт, що в Україні щорічно списують і відправляють в металобрухт тисячі тракторів, комбайнів, сільськогосподарських машин. Але, як показує практика, в списаних машинах є значна кількість деталей, ресурс яких далеко не вичерпаний. Важливим також є той факт, що понад 20% деталей машин при списанні вибраковується, на порядок денний з'являється питання їх утилізації. З досвіду зарубіжних країн ми знаємо, що це не лише резерв повторного використання до 75% складових машин, але й проблема утилізації матеріалів.

УДК 631.361.2

УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЖНИВАРКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

*Бистрий О.М.**Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Серійний копір жниварки виробництва Бердянськсільмаш – це плоска лижа, шарнірно прикріплена до коробчатого важеля. Він не забезпечує якісної роботи жниварки на полях з пухким й особливо вологим ґрунтом, що прилипає до лижі, згрудковується перед нею, відхиляє стебла від ріжучого апарата вперед, що приводить до більших втрат зерна.

Тому у виробничих умовах лижу доукомплектують, наклеюючи на неї поліетиленову плівку або виготовляючи полози з поліетиленових трубок.

Однак таке переустаткування не усуває перераховані недоліки. На пухких і вологих ґрунтах доводиться працювати без копіювання рельєфу поля, що при поздовжніх і поперечних кренах зернозбирального комбайна приводить до значного відхилення висоти зрізу рослин від заданої.

Крім того, за рахунок значного тягового опору жниварки при опорі на лижу додатково витрачається потужність на перекочування комбайна. На сухих ґрунтах плоска лижа стирається за два сезони.

Тому розроблено копір у вигляді сферичного диска, що обертається під гострим кутом до вертикальної площини. При опорі на такий копір знижується коефіцієнт тертя ковзання, зменшується зношування тертьової поверхні, поліпшується робота зернозбирального комбайна на будь-яких ґрунтах.

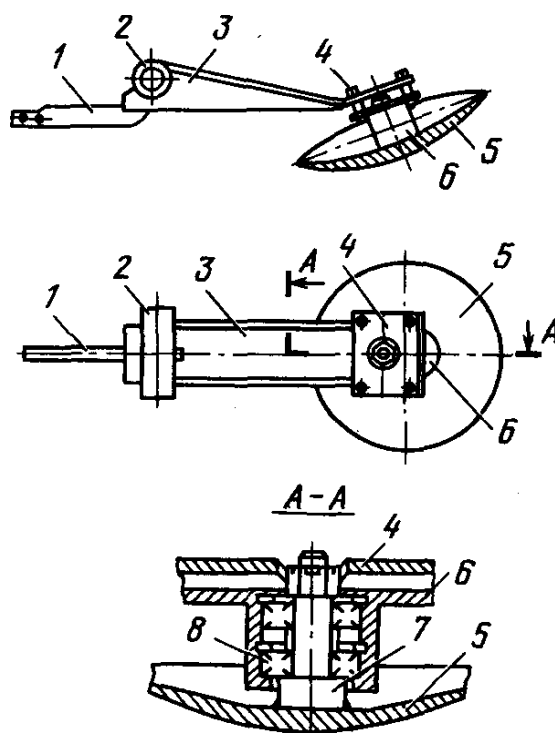


Рис. 1. Схема копіра жниварки.

Копір (рис. 1) містить регулюючий важіль 1, жорстко з'єднаний із трубчастим валом 2, до якого також жорстко прикріплений коробчатий важіль 3. На плиті 4 останнього встановлений робочий вузол, що включає сферичний диск 5 з валом 7 і корпус 6 з підшипниками 8. Кріплення вузла до коробчатому важеля дозволяє регулювати кут нахилу диска, що забезпечує якісну роботу черевика при різній вологості ґрунту. Копір зв'язаний регулюючим важелем з балкою корпуса жниварки (аналогічно серійному), тому регулювання висоти зрізу залишається не змінним.

При роботі жниварка, опираючись на сферичний диск, змушує його обертатися. Виникаюча при цьому сила тертя ковзання набагато менше, ніж при опорі на пасивну лижу.

Завдяки зниженню сили тертя зменшується тяговий опір на пересування жниварки, отже, зменшується непродуктивна витрата потужності, заощаджується паливо. Крім того, підвищується продуктивність комбайна, поліпшується якість його роботи на вологих ґрунтах, збільшується довговічність черевика.

Такий копір можна виготовити в майстерні аграрного підприємства.

УДК 631.331.922

СУЧАСНІ КОНСТРУКЦІЇ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ НАСІННЯ

Мельник В.І., кандидат економічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

На сьогодні в Україні пропонують доволі широкий спектр різнотипних вітчизняних та закордонних машин для протруювання насіння, але вони застосовують переважно давно морально і фізично застарілі методи нанесення препарату на насіння.

Переважає більшість сучасного обладнання для протруювання насіння становлять машини камерного типу, в основу робочих процесів яких покладена двофазна система.

Перша фаза включає дозування і розосередження насіння та розпилення отрутохімікатів, що в подальшому призводить тільки до попереднього нерівномірного процесу нанесення отрутохімікату на насіння.

Тому для якісного протруювання необхідна завершальна друга фаза – остаточна обробка насіння шляхом його перемішування (перерозподіл препарату між окремими попередньо обробленими насінинами за допомогою шнека).

Основною характеристикою наявних машин для протруювання насіння є досконалість протікання робочого процесу нанесення отрутохімікату на поверхню насіння, що зумовлює розвиток нових та вдосконалення існуючих

машин. Починаючи з перших зразків машин для протруювання насіння барабанного типу “Ideal”, “Lötra”, “Globus” (рис. 1; а, б, в) та ін., де процес протруювання починався із завантаження в протруювач заданих кількостей насіння і препарату, вдосконалення робочого процесу йшло шляхом попереднього збільшення вільної поверхні як насіння, так і препарату.

З цією метою застосовували розсіювачі насіння, розпилювачі рідини, а також змінювали кут вісі обертання, обладнуючи її різними нерухомими полицками, обертovими спіралями та ін. – “Урожай”, ПСП – 0,5 “Ідеал”, Д – 1 (рис. 1; г, д, е).

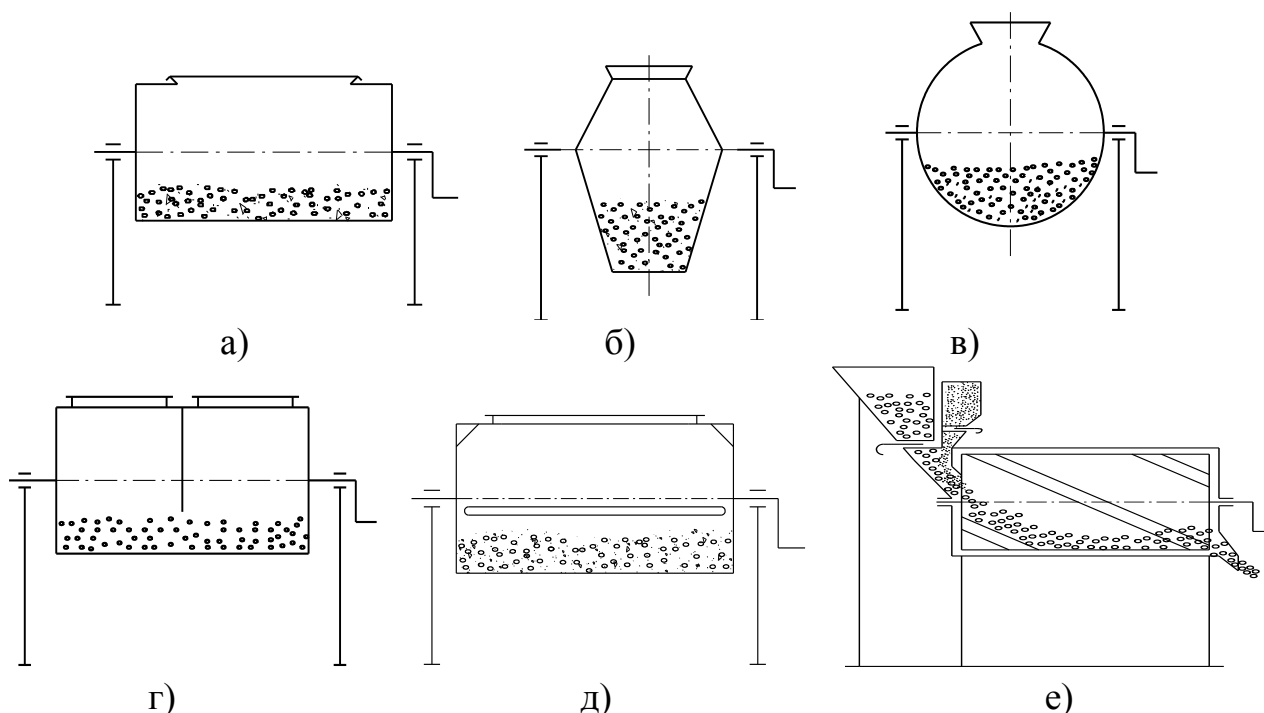


Рис. 1. Схеми барабанних протруювачів періодичної дії: закордонні – а) „Ideal“, б) „Lötra“, в) „Globus“; вітчизняні – г) “Урожай”, д) ПСП – 0,5 “Ідеал”, е) Д-1.

В подальшому, вдосконалюючи конструкції протруювачів барабанного типу поступово прийшли до шнекових протруювачів «Neihaus», «Denesch», ПУ-1,0, а з ними від періодичного до безперервного протруювання ПС-3, ПСШ-5. Робочий процес в шнекових протруювачах протікає шляхом змішування отрутохімкату з насінням у процесі транспортування його шнеком до вивантажувальної горловини, або розпилювання робочої рідини на потік насіння з наступним перемішуванням їх в процесі транспортування.

Шнекові протруювачі конструкційно простіші та надійніші в роботі в порівнянні із барабанними, але як перші так і другі не забезпечують необхідну якість обробки насіння. Крім того, за рахунок недосконалості процесу нанесення отрутохімкату не тримався на насінні в наслідок простого перемішування і частково обсипався під час вивантажувальних і транспортних робіт, а отже, використовувався не ефективно (втрачався), ще й створювались незадовільні санітарно-гігієнічні умови праці обслуговуючого персоналу.

Дані недоліки частково усуненні в камерних протруювачах ПС-10А, ПК-20, ПС-30, ПСК-15, ВЗК-15, «Грамакс-В» та «Мобітокс-Супер» та ін., в яких вдосконалення процесу нанесення отрутохімікату на насіння с.г. культур вирішено шляхом попереднього розосередження насіння, яке поступає в зону перехресного краплинного потоку, з подальшим перерозподілом отрутохімікату між окремими насінинами під час перемішування вивантажувальним шнеком.

Усі протруювачі камерного типу завдяки попередній обробці насіння перехресним потоком краплин препарату в камері протруювання забезпечують більш високу якість обробки насіння отрутохімікатом, ніж шнекові. Проте обійтися без додаткового перемішування обробленого насіння шнеком не можуть, тому що камера протруювання не забезпечує необхідної якості обробки насіння.

Більш досконалий робочий процес реалізують розроблені австрійською фірмою „Cimbria Heid GmbH” стаціонарні роторно-статорні протруювачі періодичної дії СС 20, СС 50, СС 200 а також німецькою „Petkus Technology GmbH” СТ 50, СТ 100, СТ 200 (рис. 2) та інші, які наносять розпилений препарат на рухомий тор насіння, утворений чашоподібним обертовим робочим органом і нерухомим циліндром чи конусом. Оброблене таким чином насіння вивантажується через віконце в нерухомому циліндрі.

До переваг такого робочого процесу можна віднести точне дозування насіння і препарату, хорошу якість обробки насіння препаратом, відсутність травмування насіння, універсальність щодо обробки насіння різних культур. Проте цим протруювачам характерна конструктивна ускладненість та можливість використання лише в технологічних лініях знезаражування насіння.

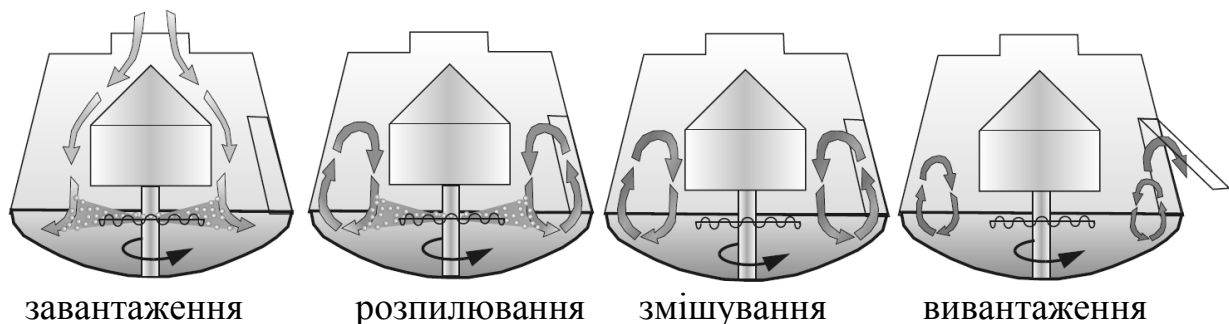


Рис. 2. Схема робочого процесу протруювача роторно-статорного типу СТ 200 Petkus.

Отже, камерні протруювачі відрізняються від шнекових лише вдосконаленою камерою протруювання, в якій більш повніше реалізований робочий процес обробки насіння отрутохімікатом, а тому існуючим камерним протруювачам притаманні усі недоліки шнекових протруювачів і, окрім того, зумовлені особливостями процесу нанесення отрутохімікату на насіння в їх перехресних потоках: налипання краплин та домішок на насіння та стінки камери протруювання, як наслідок, неефективне використання частини препарату, нерівномірна обробка поверхні насіння в камері в зв'язку із затіненням ближчими до розпилювача насінинами більш віддалених.

УДК 631.3

РОЗРОБКА ВИСІВНОГО АПАРАТА ПНЕВМАТИЧНОГО ТИПУ

*Матухно Н.В.**Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Із збільшенням робочої швидкості понад 2,5 м/с збільшується частота обертання висівного диска пневматичного висівного апарата, в результаті чого зменшується коефіцієнт заповнення комірок насінням, що приводить до появи пропусків, а відтак порушення агротехнічних вимог до сівби.

Тому нами був розроблений висівний апарат пневматичного типу, який усуває ці недоліки при сівбі на підвищених поступальних швидкостях сівалки. Розроблений висівний апарат складається із корпусу 1 (рис. 1), висівного диска 5 жорстко закріпленого на валу 10, кришки 11 та під пружинного ролика 7.

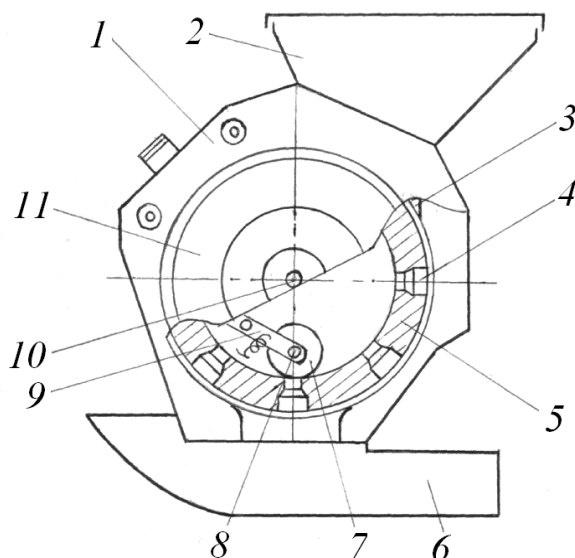


Рис. 1. Висівний апарат: 1 – корпус; 2 – бункер; 3 – камера забору; 4 – комірка; 5 – висівний диск; 6 – сошник; 7 – ролик; 8 – вісь; 9 – вилка; 10 – вал; 11 – кришка.

Висівний диск має форму пустотілого циліндра, на поверхні якого знаходяться комірки 4. Зверху до висівного апарата прикріплено бункер 2, а знизу сошник 6 полозовидного типу.

Під час роботи вентилятор сівалки створює розрідження, яке через повітропроводи передається до камери розрідження корпусу висівного апарата. Під дією розрідження насіння, що поступає з бункера 2 в камеру забору насіння 3, поштучно присмоктується до комірок 4 висівного диска 5. Зайві насінини знімаються відбивачем насіння і залишаються в камері забору. Диск висівного апарата приводиться в обертний рух від опорно-приводних коліс через механізм передач. Насіння, що присмокталось до отворів диска, обертаючись разом з диском, виноситься в нижню частину висівного апарата. Підпружинений ролик, що розміщений у нижній частині порожнини висівного

апарата, постійно перекочується по внутрішній поверхні диска і таким чином перекриває отвір в диску, а отже доступ вакууму до насінини і та, під дією сили тяжіння, падає у борозенку, утворену сошником. Завдяки тому, що ролик майже миттєво перекриває отвір у диску відбувається чітке відпадання насінини і розподілення її у борозенці при підвищених робочих швидкостях.

Експериментальними досліджено встановлено, що розроблений висівний апарат задовільно працює на робочих швидкостях більших за 2,5 м/с.

УДК 631.3

ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА РОБОТИ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ МІЛКОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Тарасенко С.Є., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Досліди проводилися на випробувальному полі. Метеорологічні умови за період проведення експерименту суттєво не змінювались. Тип ґрунту – чорнозем звичайний, малогумусовий. Рельєф рівний без схилів. Фон – староорний. Температура навколишнього середовища складала 25°C. Вологість ґрунту в горизонтах, %: 0...5 см – 12,5; 5...10 см – 15,1; 10...15 см – 15,2. Твердість ґрунту в горизонтах, кг/см²: 0...5 см – 15,2; 5...10 см – 15,45; 10...15 см – 15,63. Щільність ґрунту в горизонтах, г/см³: 0...5 см – 0,46; 5...10 см – 0,49; 10...15 см – 0,53.

Досліди проводилися згідно з розробленою методикою. За допомогою тензометричної станції, яка вмонтована в кабіну трактора Т-150К, вимірювалось тягове зусилля трактора для різних варіантів робочих органів.

Результати замірів одержані у вигляді осцилограм. Глибина обробітку під час заміру тягового зусилля робочих органів на різних швидкостях була в межах від 5 см до 15 см. Для порівняння затрат енергії кожного робочого органу застосовувався показник питомого тягового опору P .

Одержані під час тензометрування осцилограми показують, що процес зміни тягового опору має вигляд неперервних випадкових коливань відносно середнього значення. Причому характер коливань при усталеному режимі роботи агрегату суттєво не змінюється в часі, тому можна припустити, що характер даного процесу є стаціонарним.

На характер зміни тягового опору $P(\tau)$ суттєво впливають глибина обробітку, мікрорельєф поля та ступінь однорідності ґрунту за твердістю [62].

Під час мілкового обробітку ґрунту (до 15 см) на тяговий опір суттєво впливають мікрорельєф поля, кількість коренів рослин в ґрунті.

Дослідження проводилися на глибинах від 5см до 15см. Мікрорельєф і вміст коренів був однорідними по всій ділянці проведення досліджень. За таких умов можна визначити всі статистичні показники характеру випадковості

процесу. За результатами проведених досліджень (рис. 1 (*A* - $\alpha = 5^\circ$, $2\gamma = 30^\circ$; *B* - $\alpha = 25^\circ$, $2\gamma = 30^\circ$; *B* - $\alpha = 5^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$; *Г* - $\alpha = 25^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$; *Д* - $\alpha = 15^\circ$, $2\gamma = 90^\circ$; *Е* - $\alpha = 15^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$)) видно, що питоме тягове зусилля робочих органів усіх варіантів зі збільшенням поступальної швидкості трактора збільшується.

Як видно із графіка (рис. 1), найбільший приріст питомого тягового опору – варіант *Г*. Такий характер приросту можна пояснити тим, що під час роботи робочого органу проходить переважно процес зминання скиби, а не сколювання. Як відомо, процес зминання є більш енергомістким, ніж сколювання.

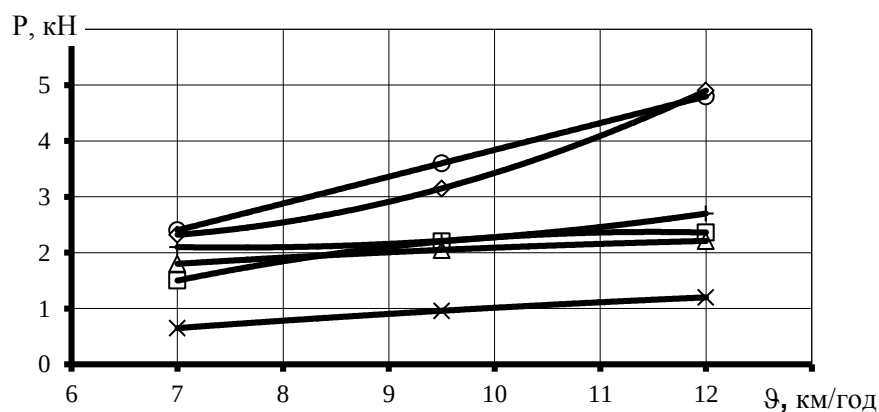
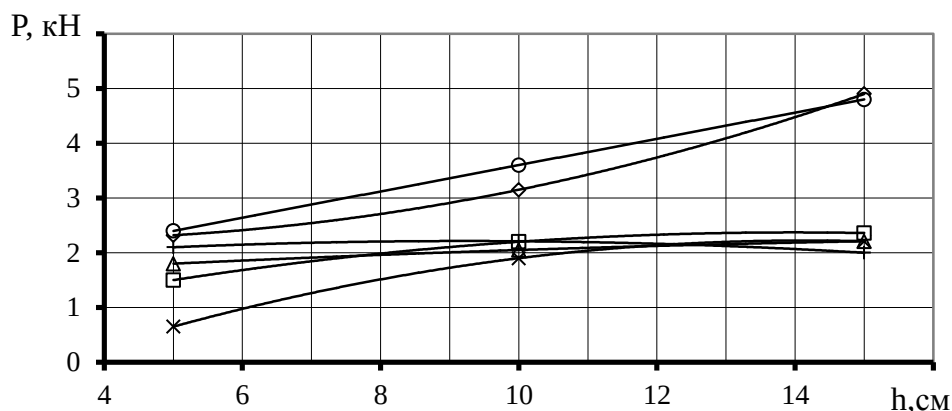


Рис. 1. Залежність тягового опору для різних параметрів робочого органу від глибини обробки (h) та швидкості руху агрегату (V):

- × - варіант *A* ($\alpha = 5^\circ$, $2\gamma = 30^\circ$); ◇ – варіант *Г* ($\alpha = 25^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$);
- - варіант *Б* ($\alpha = 25^\circ$, $2\gamma = 30^\circ$); +- варіант *Д* ($\alpha = 15^\circ$, $2\gamma = 90^\circ$);
- – варіант *В* ($\alpha = 5^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$); Δ - варіант *Е* ($\alpha = 15^\circ$, $2\gamma = 180^\circ$).

В інших варіантах робочих органів приріст питомого тягового опору є меншим і проходить рівномірно. Якщо приріст питомого тягового опору при зміні глибини обробки від 5 см до 15 см для варіанта *A* склав 0,55 кН, то для варіанта *Г* – 2,2 кН. Виходячи з питомого тягового опору робочих органів, можна визначити, скільки затрачається енергії на руйнування скиби.

Осцилограми, отримані під час досліджень, являють собою гармонійні коливання різної частоти і амплітуди. Частота коливань залежить від стану ґрунту і характеру взаємодії з ним робочого органу. У разі, коли відсутні під час руху робочого органу в ґрунтовому середовищі такі явища, як залипання ґрунту, защемлення оброблюваного шару ґрунту на робочому органі, то крок коливань буде малим, але частота високою. Це явище спричинюється властивостями ґрунту, тобто неоднорідністю ґрунту, нерівномірністю розподілу в ґрунті коренів рослин і т. п.

Під час роботи на пересушених ґрунтах, як це було в нашому випадку, які за своєю характеристикою є неоднорідні за твердістю та сприятливими до зсуву, крок коливань тягового опору збільшується, а спектр частоти коливань змінюється від високочастотних до низькочастотних.

Якщо під час зміни тягового опору переважають коливання певної частоти і амплітуди, то такий процес є впорядкованим, а якщо переважають будь-яких частот не спостерігається, то процес зміни тягового опору має характер “білого шуму”.

Негативний вплив на динаміку агрегату мають переважаючі низько частотні коливання тягового опору. В ідеальному випадку зміна тягового опору матиме вигляд прямої лінії, а на практиці наближеним до ідеального є характер зміни тягового опору, коли процес проходить з мінімальним кроком і частоти – однакові по величині.

УДК 631.362

ВПЛИВ ШВИДКОСТІ ЗАНУРЕННЯ ЧАСТИНКИ ЗЕРНА У ЗЕРНОВОМУ ПОТОЦІ НА ЯКІСТЬ СЕПАРУВАННЯ

Матухно Н.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Проведення експерименту дозволяє визначити швидкість занурення кульки діаметром d і масою m (при постійному значенні прискорень коливань) в зерновий шар, висотою $h_{ш}$, досліджуємого середовища. Час розшарування t_p , та глибину занурення кульки діаметром d , або відстань на яку занурилась кулька визначали експериментально, наступним чином. На поверхню зернового шару клали кульку діаметром d і масою m , яка по своїм геометричним, та аеродинамічним властивостям нагадувала частинку зерна. До цієї кульки приєднували еластичну нитку, або ліску, таким чином, щоб потім без великих зусиль можна було витягнути її із зернового шару та виміряти. Під дією сил вібрації, повітряного потоку та дії на кульку додаткової сили від механічних побудників, кулька занурювалась в зерновий шар за якийсь фіксований проміжок часу t_p , на якусь відстань $h_{ш}$. Яку ми вимірювали по довжині ліски, яка занурилась в зерновий шар під дією сили ваги кульки. Знаючи час

розташування t_p , і умовну глибину занурення $h_{ш}$, можна визначити експериментально швидкість занурення V_z кульки в зерновий шар. Для підвищення ефективності роботи решіт шляхом вибору оптимальних кінематичних параметрів, які забезпечують інтенсивне розпушення шару зерна, було визнано за доцільне застосування штучного “гальмування”, або зменшення швидкості руху зерна по решету в напрямку вивантаження.

Для інтенсифікації розпушення шару зерна на поверхні площинних решіт, збільшення його просіювання при одночасному “гальмуванні” руху С.П. Степаненком запропоновано використовувати механічні “побудники” гребінчастоштифтового типу. Механічний побудник являє собою закріплені на площинній поверхні, з можливістю відхилятися в певному напрямку (вертикальні штифти (циліндричної форми), діаметром 2,5-3 мм, які утворюють систему гребінок, розташованих в шаховому порядку. Щільність розташування штифтів становить 8-11 шт/дм². При збільшенні кількості штифтових “побудників” над робочою поверхнею решета, зерновий шар практично не рухається, або починає рухатись в іншому напрямку, що істотно погіршує ефективність сепарації насіння. При зменшенні кількості їх ніякого впливу на процес інтенсифікації сепарації зерна не відбувається. Для визначення ефективності застосування запропонованих технічних рішень доцільно порівняти швидкості занурення частинки в шарі у відомих робочих органах і нових, так як саме цей фактор і визначає продуктивність решета. Для їх визначення необхідно встановити закономірність руху частинки у сипкому середовищі. Для визначення впливу режимних, кінематичних і конструктивних параметрів робочих органів на швидкість занурення V_z проведені дослідження процесів занурення частинки і одночасно переміщення шару зерна по решету за планом Вестлейка для п'ятифакторного експерименту при рівні вірогідності 90% і $t_{\alpha}=1,716$ та статистично оброблені у вигляді регресивної залежності швидкості занурення V_z , сегмент якої представлено на рис. 1.

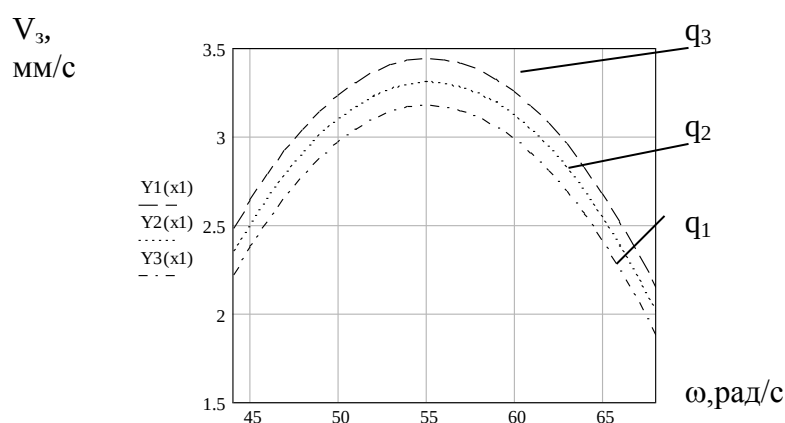


Рис. 1. Швидкість занурення частинки V_z від частоти ω при різних значеннях питомого навантаження q : $q_1 - 0,0064$ кг/дм²·с; $q_2 - 0,0097$ кг/дм²·с; $q_3 - 0,013$ кг/дм²·с.

Висновок. Аналіз отриманих залежностей дозволяє встановити такі особливості процесу сепарації насіння: найбільша швидкість занурення має

місце при частоті коливань решета в межах 52-57 рад/с, при всіх значеннях питомого навантаження; максимальна швидкість занурення досягається при питомій густині штифтів в межах 9-11 шт/дм².

УДК 631.362

ЕФЕКТИВНІСТЬ УПРАВЛІННЯ ВІДНОВЛЕННЯМ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Тітова Л.Л., аспірантка

Роговський І.Л., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Перед лісогосподарськими підприємствами нерідко постає проблема управління відновленням працездатності машин для лісотехнічних робіт. Вона має вирішувати, що краще: мати свій сервісний підрозділ; орендувати технічні засоби; користуватися послугами сервісного підприємства або підприємства з потужним сервісним підрозділом.

Доцільність використання власного чи залученого сервісу, на наш погляд, може визначатися як економічними, так і соціальними критеріями. Економічна доцільність залучення сервісу зі сторони визначається передусім рівнем сервісних витрат. Соціальний аспект зазначеної проблеми полягає також у врахуванні таких чинників, як стан зайнятості інженерних працівників, рівень оплати їх праці тощо.

Нашими дослідженнями встановлено, що визначення доцільності використання власного або залученого сервісу варто здійснювати за вартісним критерієм. Опрацьований нами алгоритм вибору раціонального варіанту забезпечення сервісними засобами наведений на рис. 1.

Узгодження різних видів відновлюваних заходів при сервісному забезпеченні лісового виробництва є складною просторово-часовою задачею. Так, у лісивництві технологічне відновлення працездатності здійснюють в основному для автомобілів і тракторів з причепами.

На нашу думку, важливо знайти допустимі межі використання різних видів технічних сервісних засобів за критерієм продуктивності або собівартості операцій.

Перший підхід передбачає порівняння техніко-експлуатаційних параметрів сервісних засобів, що є факторами їх продуктивності. Врахування критерію продуктивності вимагає співставлення часової продуктивності сервісних засобів.

Другий підхід передбачає порівняння економічних параметрів сервісних агрегатів, зокрема, собівартості сервісної роботи.

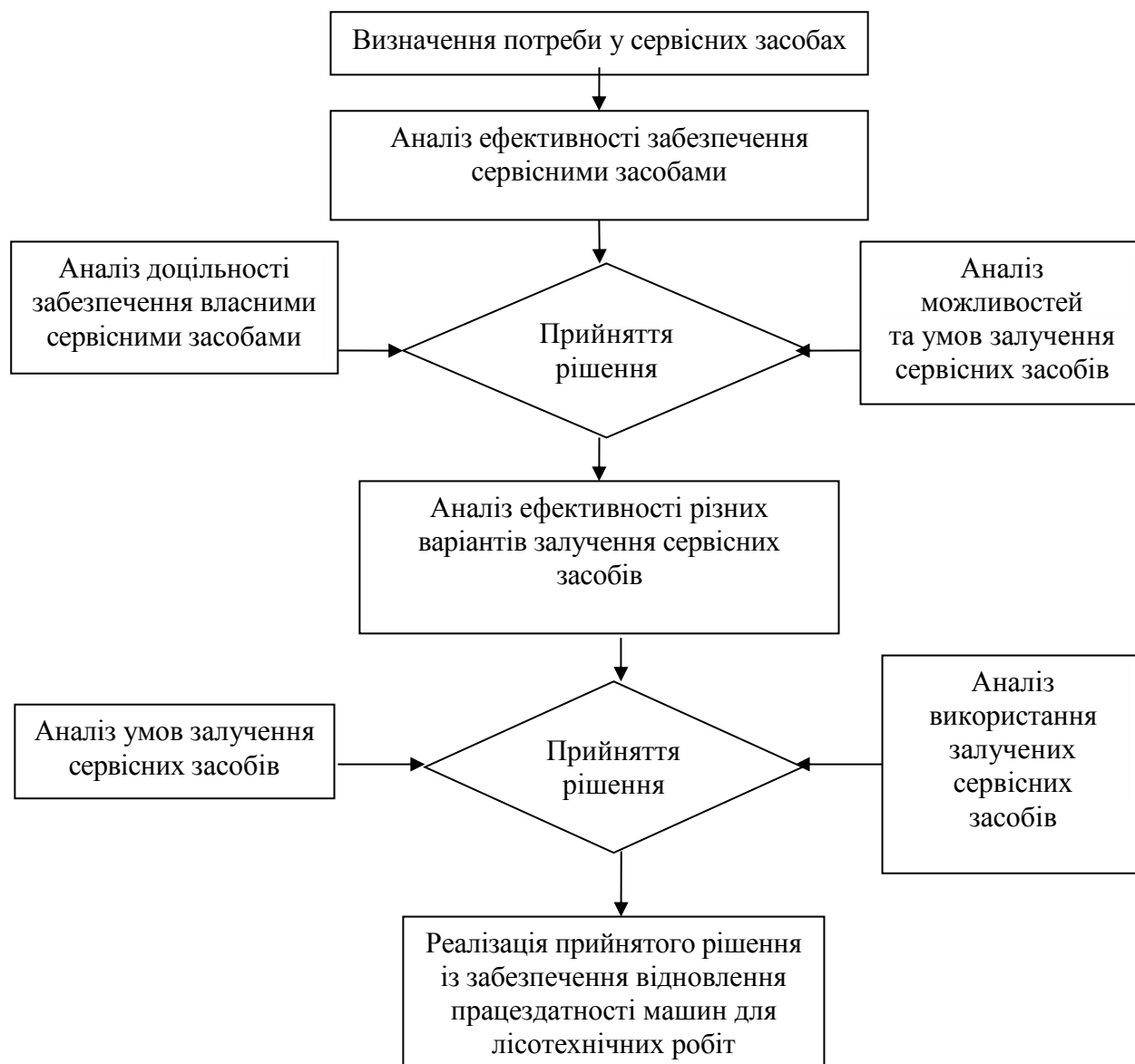


Рис. 1. Алгоритм вибору варіанту забезпечення транспортними засобами підприємства.

УДК 631.362

ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ДО ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Панфілова М.В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Інструмент, обладнання й пристрої, що застосовуються на підприємствах, повинні експлуатуватися відповідно до ДНАОП 0.03-3.11 експлуатаційної

документації заводу-виготовлювача. Конструкція ремонтно-технологічного обладнання повинна відповідати вимогам НАОП 2.0.00-7.11.

Забороняється експлуатація обладнання, виготовленого за раціоналізаторським пропозиціями, якщо відсутня експлуатаційна документація.

На робочих місцях повинні бути відповідні інструкції з охорони праці під час роботи з інструментом, обладнанням і пристроями.

Не дозволяється виконувати роботи на несправному обладнанні і використовувати обладнання та інструмент не за призначенням.

Для роботи у вибухо- та пожежонебезпечних умовах необхідно користуватися інструментом та інвентарем, які виготовлені з кольорового металу та інших матеріалів, що не утворюють іскор.

Верстати та ремонтно-технологічне обладнання у випадку припинення подачі струму, повітря або рідини, при заміні робочого інструменту, встановленні та закріпленні оброблюваного виробу або його знятті, а також під час ремонту, технічного обслуговування та прибирання повинні бути виключені.

Установлення (зняття) важких вузлів, деталей, агрегатів або заготовок масою понад 20 кг повинні проводити із застосуванням засобів малої механізації.

Вироби, що оброблюються (ремонтуються) на верстатах (стендах), повинні бути міцно й надійно закріплені.

Ремонтно-технологічне обладнання повинно бути забезпечено зручними в експлуатації запобіжними пристроями, що забезпечують добрий огляд виробу, що ремонтується (оброблюється).

Працівники повинні бути забезпечені пристроями для прибирання стружки та інших відходів (гачками, совками, щітками тощо). Не дозволяється прибирати стружку руками.

Під час роботи на верстатах із застосуванням охолоджуючих емульсій, мастил, скипидару та гасу працівники повинні бути забезпечені захисними мазями та пастами для змащування шкіри рук відповідно до ГОСТ 12.4.068.

Експлуатація ручного електрифікованого інструменту, розподільчих трансформаторів безпеки, перетворювачів струму, переносних світильників повинна здійснюватися відповідно до підрозділу 6.7. ДНАОП 0.00-1.21.

Штепсельні з'єднання (розетки, вилки), що застосовуються на напругу 12 – 42 В, за своїм конструктивним виконанням повинні відрізнятися від звичайних штепсельних з'єднань і виключати можливість підключень вилок на 12 – 42 В до штепсельних розеток на 220 В.

З метою запобігання вібраційній хворобі у працівників які працюють із механізованим (пневматичним) ручним інструментом необхідно:

- застосовувати пневматичні молотки з пристроями для гасіння вібрації;
- видавати працівникам засоби захисту рук від вібрації відповідно до ГОСТ 12.4.002.

Ручний пневматичний інструмент (молотки для клепаання та рубання, свердлувальні та шліфувальні машинки тощо) повинен бути обладнаний ефективними глушителями шуму й викиду стисненого повітря. Клапани у закритому положенні не повинні пропускати повітря.

Для виконання постійних робіт пневматичним ударним інструментом повинно бути виділено спеціальне приміщення або окреме робоче місце, яке необхідно огородити переносними або стаціонарними звукопоглинаючими екранами.

Пневматичний ударний інструмент (пневматичні молотки, зубила тощо) повинен бути забезпечений пристроєм, що не допускає виліту робочого інструменту.

Шланги до пневматичного інструменту повинні бути з прогумованого міцного матеріалу по розміру штуцерів або ніпелів.

В місцях з'єднання повітряних шлангів із пневматичним інструментом і в місцях з'єднання кількох шлангів не повинно бути витоків повітря.

Шланги повинні бути справними. Кріплення їх до інструменту й трубопроводу повинно бути виконане способом, що не допускає зривання шланга тиском повітря.

Для кріплення шлангів слід застосовувати кільця, хомутики та затискачі. Кріплення шлангів дротом не дозволяється.

Штуцери та ніпелі шлангів повинні мати справні грані та різьбу.

При роботі з пневматичним інструментом подачу повітря дозволяється здійснювати тільки після встановлення інструменту в робоче положення.

Приєднання та від'єднання шлангів із пневматичним інструментом повинні здійснюватися тільки після відключення подачі повітря.

Молотки й кувалди повинні мати поверхню бойка злегка випуклу, гладку, не збиту, без задирок, вибоїн, вм'ятин, тріщин, надколів, вони повинні бути надійно насаджені на дерев'яні держаків та розклинені металевими клинами. Вісь держака повинна бути під прямим кутом до поздовжньої осі інструменту.

Гайкові ключі повинні відповідати розмірам гайок та головок болтів та не повинні мати тріщин, вибоїн і задирок. Губки ключів повинні бути паралельними.

Забороняється використовувати для відкручування гайок ключі більших розмірів ніж розмір гайок, підкладаючи металічні пластинки між гранями гайки (болта) і ключа, а також подовжувати ключ трубою або іншим ключем.

Розсувні ключі не повинні мати люфту у рухомих частинах.

Гострогубці та плоскогубці не повинні мати вищерблених рукояток. Губки гострогубців повинні бути гострими, невищербленими та не зламаними, а плоскогубці – із справною насічкою.

Пилки (ножівки, поперечні, лучкові тощо) повинні бути правильно та міцно закріплені. Лучкові пилки повинні мати міцний кістяк та правильний натяг полотна.

Заточування та розведення столярних пилок повинні проводитися у спеціальних дерев'яних лещатах.

Стругальний інструмент (струги, шерхебелі, рубанки, фуганки тощо) повинен мати гладкі, рівно зачищені колодки.

Задній кінець колодки у верхній частині повинен бути закруглений. Рукоятки колодок повинні бути гладко та рівно зачищені. Леза стругального інструменту повинні бути правильно заточені, міцно та щільно припасовані до дерев'яних колодок і не повинні мати вибоїн, вм'ятин, тріщин та задирок.

Кернери, зеркери, свердла, розвертки та інший ріжучий інструмент повинні бути правильно заточені, не мати тріщин, вибоїн, задирок та інших дефектів. Хвостовики цього інструменту не повинні мати нерівностей, скосів та інших пошкоджень. Ручки коловоротів і буравів повинні бути точеними, гладко зачищеними.

Для перенесення інструменту, якщо це потрібно за умовами роботи, кожному працівникові видається сумка або легкий переносний ящик.

Кліщі та інші пристрої повинні міцно утримувати виріб (заготовку), не викликаючи необхідності ручного натискування у процесі роботи. З цією метою на їх рукоятках повинні бути затискні кільця (шпандирі).

У робочому положенні зазор між рукоятками кліщів повинен бути не менше 45 мм.

Для обмеження зближення рукояток вони повинні мати упори. Між упором та протилежною рукояткою повинен бути зазор не менше 10 мм.

Рукоятки інструменту, що зазнає ударів при куванні на молотах (качалки, гладилки тощо), повинні бути з м'якої сталі, що не сприймає закалювання. Скріплення рукояток з інструментом повинно бути міцним і розміщуватися так, щоб у процесі роботи вони не зазнавали ударів бійка.

Пристрої, призначені для роботи під навантаженням (металеві підставки, домкрати тощо), слід щоденно оглядати перед початком роботи.

Використання нового або відремонтованого інструменту та пристроїв допускається тільки після випробування та приймання в експлуатацію.

Верстатні лещата повинні бути справні, міцно захоплювати вироби та мати на губках неспрацьовану насічку.

Вимірювальний інструмент та шаблони для ковальських робіт повинні мати таку форму та розміри, щоб при користуванні ними руки працівника знаходилися поза зоною руху верхнього бійка (штампа).

Рукоятки інструменту, що застосовується при ручному завантаженні заготовок у термічну піч і вивантаженні їх із печі, повинні робитися такої довжини, щоб руки завантажувачів не зазнавали дії високої температури.

Організація та обладнання робочих місць при роботі на металообробних верстатах повинні відповідати вимогам ДНАОП 0.03-1.48, ГОСТ 12.2.003, ГОСТ 12.2.009, ГОСТ 12.2.032, ГОСТ 12.2.033, ГОСТ 12.4.026, ГОСТ 12.2.061-81.

Підключення верстатного обладнання до електричної мережі повинно здійснюватися електромонтерами з групою електробезпеки не нижче III із дозволенням роботодавця або уповноваженої ним особи і тільки після установлення захисних огорожень та запобіжних пристроїв. Пневмосистеми повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.101.

УДК 631.362

ШЛЯХИ ОНОВЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

Ружило З.В., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

З урахуванням нинішньої структури аграрного виробництва, розмірів та можливостей сільськогосподарських підприємств оновлення машинно-тракторного парку буде здійснюватись шляхом:

- комплектування повнофункціонального власного машинно-тракторного парку відповідно до обсягів і технологій механізованих робіт великими економічно сильними сільськогосподарськими підприємствами;
- формування міжгосподарських машинно-тракторних парків на основі кооперації сільськогосподарських товаровиробників шляхом створення спеціалізованих безприбуткових кооперативів, укладання двох- або багатосторонніх договорів щодо придбання та (або) спільного використання техніки економічно слабкими підприємствами та господарствами із невеликими обсягами робіт;
- створення та розширення регіональних комерційних машинно-технологічних станцій для обслуговування сільськогосподарських товаровиробників, особливо щодо надання послуг складними високовартісними машинами та технікою спеціального призначення;
- залучення до виконання польових робіт у сільськогосподарських підприємствах техніки, що перебуває у власності чи користуванні селянських господарств.

Реалізація зазначених напрямків потребує збільшення доходності сільськогосподарського виробництва та здійснення заходів щодо розширення пропозиції на ринку сільськогосподарської техніки і її доступності для сільгосптоваровиробників.

В першу чергу оновлення машинно-тракторного парку має здійснюватись за рахунок техніки вітчизняного виробництва, що відповідає сучасним критеріям надійності і агротехніки.

Закупівля зарубіжної техніки, особливо тієї, що вже була в експлуатації, має здійснюватись з урахуванням суттєвого зростання експлуатаційних витрат на підтримання їх в роботоздатному стані особливо після трьох-чотирьох років з часу їх випуску.

В умовах нестачі коштів для придбання техніки оновлення машинно-тракторного парку необхідно здійснювати поетапно з урахуванням регіональних особливостей. Пріоритетними напрямками цього оновлення мають бути нарощування чисельності:

- зернозбиральних комбайнів, в тому числі за рахунок зменшення і збільшення відновлювальних режимів комбайнів, що відпрацювали;

- тракторів тягових класу 3 виробництва Харківського тракторного та класу 1,4 – Південного машинобудівного заводів з відповідним поновленням шлейфу ґрунтообробних робочих машин для агрегування цих тракторів за рахунок комбінованих машин та машин для поверхневого (неглибокого) обробітку ґрунту;

- машин для післязбиральної обробки зерна, перш за все очисників зернового вороху;

- розширення практики повторного використання компонентів конструкцій та запасних частин, організації їх виготовлення та постачання на ринок для відновлення і доведення до роботоздатного стану наявних технічних засобів.

Для формування машинно-тракторного парку аграрних підприємств на рівні технологічної потреби, необхідно вже ближчим часом забезпечити закупівлю машин і обладнання на суму біля 15-17 млрд. гривень на рік, в тому числі:

- тракторів – біля 3,4 млрд. грн.,
- зернозбиральних комбайнів – 3,5–3,4 млрд. грн.,
- бурякозбиральних машин – 0,35–0,40 млрд. грн.,
- кормозбиральних машин – 1,1–1,2 млрд. грн.,
- машин для тваринництва – 1,5–1,6 млрд. грн.,
- техніки загального призначення та інших галузей – 3,5–4,0 млрд. грн.,
- автомобілі вантажні – 2,1–2,2 млрд. грн.

Підтримання машинно-тракторного парку в працездатному стані потребує з розрахунку на рік 1,2–1,5 млрд. грн. на закупівлю запасних частин і ремонтних матеріалів.

Таблиця

Потреба в сільськогосподарській техніці та коштах для її забезпечення

Показники	Трактори	Комбайни зернозбиральні	Комбайни кукурудзо-збиральні	Комбайни кормо-збиральні
Технологічна потреба, шт.	423000	114000	11200	47700
Наявність, шт.	379872	65577	9077	22862
Не вистачає до технологічної потреби, шт.	43128	48423	2123	24838
Необхідні обсяги щорічного придбання для відновлення МТП, шт.	42300	11400	960	4770
Щорічна потреба в коштах для відновлення МТП, млн. грн.	3388,9	3814	75,9	1136,4

УДК 631.362

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Роговський І.Л., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Сільськогосподарські машини (далі – машини) з точки зору надійності розглядається як апаратний комплекс в період нормальної експлуатації, для якого характерними є збої та відмови типу “хибний нуль” або “хибна одиниця”, що пов’язані із тимчасовими наслідками прояву фізико-механічних ефектів у елементах машин, впливом факторів зовнішнього середовища і т. ін., а інтенсивність відмов практично не залежить від часу, тобто $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$. За таких умов щільність ймовірності розподілу випадкової величини напрацювання до відмови машини дорівнює $\omega(\xi) = \lambda e^{-\lambda \xi}$, де ξ – реалізація випадкової величини напрацювання до відмови Ξ .

Працездатність машини характеризується вектором (далі – ВП) $\vec{X}(t) = \|\overline{X_1(t)}, \overline{X_m(t)}\|$, де $X_i(t)$ – випадковий процес зміни і-того параметру, $i = \overline{1, m}$.

Оскільки відмови механізмів машин в період нормальної експлуатації мають переважно раптовий характер, процес $X_i(t)$ зміни ВП у часі визначається як: $X_i(t) = X_1 \Theta(\Xi - t) + X_2 [1 - \Theta(\Xi - t)]$, де $\Theta(\Xi - t)$ – дискретна випадкова величина, яка приймає два значення 1 та 0; X_1 та X_2 – неперервні випадкові величини, які мають усічений нормальний розподіл із щільностями $q_1(x_1)$ та $q_2(x_2)$, для яких

$$\int_a^b q_1(u) du = 1, \quad \int_{-\infty}^a q_2(u) du + \int_b^{\infty} q_2(u) du = 1.$$

В процесі контролю працездатності машин в якості ВП використані параметри якості обслуговування (далі – QoS), які узгоджуються під час встановлення з’єднання тієї чи іншої сервісної категорії. Крім контролю узгоджуваних параметрів якості обслуговування під час ТО контролюються також параметри, які не узгоджуються в процесі встановлення втрати працездатності, але також характеризують якість виконання функцій.

Виконаний аналіз методів оцінки ефективності систем технічного обслуговування та факторів, що мають вплив на вибір показників ефективності ТО машин. Результати аналізу свідчать про доцільність включення до множини показників ефективності ТО, апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи механізмів машин P_A та коефіцієнта оперативної готовності K_{OG} . Доцільність використання показника безвідмовності, тобто апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи, обумовлена необхідністю недопущення ситуації, коли машина повністю виходить з ладу і не має можливості надавати послуги своїм користувачам. А коефіцієнт готовності – це комплексний, тобто інтегральний показник ефективності технічного обслуговування.

Розробка математичних моделей технічного обслуговування зводилась до спроб одержання аналітичних виразів для раніше названих показників ефективності ТО, а також виразів для умовних ймовірностей відмов, які є корисними для аналізу побудованих моделей, наприклад умовної ймовірності “хибної відмови” та умовної ймовірності “невиявленої відмови”.

Припустима область значень цього ВП позначалася як $\vec{D}_x = \|\vec{D}_1, \vec{D}_m\|$, де $D_i = [a_i, b_i]$ – припустима область значень i -го ВП; a_i та b_i – відповідно мінімально та максимально припустимі значення i -го ВП.

Через неідеальність процесів вимірювань під час КП замість реалізації $\vec{X}(t)$ спостерігається реалізація процесу $\vec{Z}(t) = \vec{\Phi}_{xy} \{ \vec{X}(t), \vec{Y}(t) \}$, де $\vec{Y}(t) = \|\vec{Y}_1(t), \vec{Y}_m(t)\|$ – вектор похибок вимірювань $\vec{X}(t)$, $\vec{\Phi}_{xy}$ – певна (найчастіше, адитивна) функція векторів $\vec{X}(t)$ та $\vec{Y}(t)$.

За вищевказаних умов процедура КП виконується згідно з таким вирішуючим правилом:

- якщо $\vec{Z}(t) \in \vec{D}_x$ – машина вважається працездатним;
- якщо $\vec{Z}(t) \notin \vec{D}_x$ – машина вважається непрацездатним.

Отже, у будь-який випадково обраний момент часу t_k під час КП може виникнути тільки якась одна із наступних чотирьох несумісних подій:

$$\begin{cases} h_1(t_k) = \left\{ \Xi > t_k \wedge \left(\bigwedge_{i=1}^k \vec{Z}(t_i) \in \vec{D}_x \right) \right\}, \\ h_2(t_k) = \left\{ \Xi > t_k \wedge \vec{Z}(t_k) \notin \vec{D}_x \wedge \left(\bigwedge_{i=1}^{k-1} \vec{Z}(t_i) \in \vec{D}_x \right) \right\}, \\ h_3(t_k) = \left\{ \Xi \leq t_k \wedge \left(\bigwedge_{i=1}^k \vec{Z}(t_i) \in \vec{D}_x \right) \right\}, \\ h_4(t_k) = \left\{ \Xi \leq t_k \wedge \vec{Z}(t_k) \notin \vec{D}_x \wedge \left(\bigwedge_{i=1}^{k-1} \vec{Z}(t_i) \in \vec{D}_x \right) \right\}, \end{cases}$$

де $h_1(t_k)$ – правильне рішення про те, що машина знаходиться у працездатному стані; $h_2(t_k)$ – помилкове рішення про те, що машина знаходиться в непрацездатному стані; $h_3(t_k)$ – помилкове рішення про працездатність машини; $h_4(t_k)$ – правильне рішення про те, що машина знаходиться у непрацездатному стані.

Для зниження кратності інтегралів у роботі використаний метод декорелюючих перетворень результатів багаторазових вимірювань ВП. У відповідності з цим методом для визначення ймовірностей подій $h_i(t_k)$ замість багатовимірної щільності розподілу системи векторних випадкових величин Ξ та $\vec{Z}(t_1), \vec{Z}(t_k)$ використана щільність розподілу системи скалярних випадкових величин Ξ, Ξ_1^*, Ξ_k^* , що визначається виразом $\omega_0(\xi; \xi_1^*, \xi_k^*) = \omega(\xi) \prod_{i=1}^k f\left[\frac{(\xi_i^* - \xi)}{\xi}\right]$, де

ξ_i^* – реалізація випадкової оцінки напрацювання до відмови Ξ_i^* ; $g_i = \xi_i^* - \xi$ – похибка визначення оцінки напрацювання до відмови; $f(g_i/\xi)$ – умовна

щільність розподілу похибки вимірювань напрацювання до відмови за умови, коли $\Xi = \xi$. Це істотно спростило ланцюжок математичних перетворень і дозволило одержати аналітичні вирази для показників ефективності ТО, тобто побудувати потрібні математичні моделі. Так формула для визначення апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи для випадку багаторазових вимірювань ВП в загальному випадку має вигляд:

$$P_A(t_k, t) = \frac{\int_0^t \omega(v) \prod_{i=1}^k \int_{t_i-v}^{\infty} f(\varepsilon_i/v) d\varepsilon_i dv}{\int_0^{\infty} \omega(v) \prod_{i=1}^k \int_{t_i-v}^{\infty} f(\varepsilon_i/v) d\varepsilon_i dv}.$$

З урахуванням незалежності інтенсивності відмов машин від часу апостеріорна ймовірність безвідмовної роботи визначається формулою:

$$P_A(t_k, t) = \frac{e^{-\lambda t} \prod_{i=1}^k [1 - \alpha(t_i)]}{e^{-\lambda t_k} \prod_{i=1}^k [1 - \alpha(t_i)] + \sum_{j=0}^{k-1} (e^{-\lambda t_j} - e^{-\lambda t_{j+1}}) \prod_{i=1}^j [1 - \alpha(t_i)] \prod_{l=j+1}^k \beta(t_l)},$$

де $\alpha(t_i) = P\{Z_1(t_i) \notin [a, b]\}$; $\beta(t_i) = P\{Z_2(t_i) \in [a, b]\}$; $Z_1(t_i) = X_1 + Y(t_i)$; $Z_2(t_i) = X_2 + Y(t_i)$.

Якщо $t_k = k\tau$, де τ – періодичність обслуговування, то

$$P_A(k\tau, t) = \frac{(1 - \alpha)^k e^{-\lambda t}}{(1 - \alpha)^k e^{-k\lambda\tau} + \beta(1 - e^{-\lambda\tau}) \frac{\beta^k - (1 - \alpha)^k e^{-k\lambda\tau}}{\beta - (1 - \alpha)e^{-\lambda\tau}}},$$

де $t \geq k\tau$; $\alpha = \alpha(t_i)$; $\beta = \beta(t_i)$.

Коефіцієнт оперативної готовності в загальному вигляді визначається виразом:

$$K_{ог}(\theta) = \frac{1}{\mu} \sum_{k=0}^{\infty} \int_{t_k}^{t_{k+1}} \int_{\eta+\theta}^{\infty} \omega(v) \prod_{i=1}^k \int_{t_i-v}^{\infty} f(\varepsilon_i/v) d\varepsilon_i dv d\eta,$$

де η – момент останнього відновлення; μ – середній час між відновленням обладнання.

Якщо $\omega(v) = \lambda e^{-\lambda v}$ та $t_k = k\tau$, то формула для визначення коефіцієнта оперативної готовності приймає вигляд:

$$K_{ог}(\theta) = \frac{(1 - \beta)(1 - e^{-\lambda\tau})e^{-\lambda\theta}}{\lambda \left\{ \tau(1 - \beta e^{-\lambda\tau}) + (1 - \beta) \left[t_{x6} \alpha e^{-\lambda\tau} + t_{n6} (1 - e^{-\lambda\tau}) \right] \right\}},$$

де t_{x6} – середня тривалість хибного відновлення; t_{n6} – середня тривалість правильного відновлення.

За отриманими аналітичними виразами був проведений аналіз залежностей показників ефективності технічного обслуговування машин від параметрів побудованих моделей. Аналіз залежності апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи від напрацювання та від періодичності прийняття рішення щодо технічного стану машин показав, що за умов повного відновлення та постійної періодичності обслуговування апостеріорна ймовірність безвідмовної роботи машини прагне до устояного значення. Наявність неконтрольованого

ВП суттєво зменшує апостеріорну ймовірність безвідмовної роботи, яка із збільшенням напрацювання асимптотично наближується до 0.

Відмічене зменшення умовної ймовірності “хибної відмови” та збільшення умовної ймовірності “невиявленої відмови” за умов зростання систематичної складової похибки вимірювань ВП із збільшенням напрацювання, що в свою чергу призводить до зменшення апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи. При зменшенні систематичної складової похибки вимірювання ВП апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи прагне до устояного значення. Виконаний аналіз показників достовірності багаторазового контролю механізмів машин. З’ясовано, що показники достовірності контролю є убуючими функціями кількості моментів прийняття рішення щодо технічного стану машин і не залежать від розташування моментів контролю у часі, а залежать від кількості актів контролю і від моменту відмови машини.

Аналіз залежності коефіцієнта оперативної готовності від періодичності обслуговування дозволив зробити висновок, що $K_{ог}$ є випуклою уверх функцією аргументу τ і, отже, має екстремум. Таким чином, є доцільною постановка задачі оптимізації вибору періодичності прийняття рішення щодо технічного стану машин. Для знаходження оптимального послідовного плану ТО машин необхідно вибрати таку мінімальну кількість актів контролю N^{opt} і так розташувати за часовою координатою моменти КП $t_1^{opt}, \dots, t_{N^{opt}}^{opt}$, щоб забезпечити виконання умов щодо припустимого значення апостеріорної ймовірності безвідмовної роботи P_A^{Π} при мінімальних витратах ресурсів $c(\overline{t_1, t_N})$, тобто забезпечити $\min_N \left(\min_{t_1, \dots, t_N} c(\overline{t_1, t_N}) \right)$, за умов, коли $P_A(t_k, t_{k+1}) \geq P_A^{\Pi}$, $k = \overline{0, N}$.

Рівняння для визначення оптимальної періодичності прийняття рішення щодо технічного стану машини отримане у вигляді:

$$P_A^*(\tau) - P_A^{\Pi} = \frac{(1-\alpha)e^{-\lambda\tau} - \beta}{1-\alpha-\beta} - P_A^{\Pi} = 0.$$

На підставі порівняння оптимальних рішень щодо послідовного та періодичного планів обслуговування показана доцільність використання періодичних планів обслуговування машин на практиці.

УДК 631.362

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Держан К.О., аспірант

Роговський І.Л., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Існуюче на сьогодні технічне обслуговування носить планово-попереджувальний характер і передбачає проведення наступних видів ТО, що

відрізняються між собою періодичністю та обсягами: контрольний огляд, щоденне технічне обслуговування, номерні ТО та сезонне ТО. Аналіз існуючого ТО показав на його низьку ефективність в умовах обмеженого фінансування та виявив ряд недоліків: недостатньо обґрунтовано періодичність проведення та обсяги робіт ТО, які не задовольняють вимогам їх мінімальної необхідності для підтримання необхідного рівня технічного стану; стратегії та види ТО є єдиними для зразків різного цільового призначення, незважаючи на відмінність механізмів погіршення їх технічного стану; відсутні операції, які виконуються за технічним станом.

Відомі наукові результати не в повній мірі враховують специфічні особливості й фактори, що впливають на надійність, не враховується їх структура, що призводить до неоптимальності і неузгодженості режимів обслуговування різних функціонально пов'язаних підсистем, що входять в один зразок системи ТО; не враховується почасова надмірність для проведення ТО.

Задача зводиться до отримання аналітичних співвідношень для обраних показників якості функціонування $K_{TB}(T_K)$ і $C(T_K)$, визначення оптимальних значень періодичності T_K^* контролю технічного стану об'єкта та відповідних їм екстремальних значень $K_{TB}(T_K)$ і $C(T_K)$.

Показано, що в якості математичної моделі процесу функціонування об'єкта із ТО за станом доцільно обрати напівмарківський випадковий процес $x(t)$, у відповідності до якого об'єкт у довільний момент часу може знаходитись в одному із станів: e_0 – стан, в якому об'єкт працездатний і має початкові властивості; e_1 – стан, в якому об'єкт має знижений запас працездатності; e_2 – стан, в якому проводиться відновлення працездатності за допустимий час t_d ; e_3 , e_4 – стани, в яких проводиться контроль технічного стану об'єкта відповідно на другому і першому рівнях запасу працездатності (витрата часу t_{d1}); e_5 – стан, в якому проводиться ТО за допустимий час t_{d1} ; e_6 – стан, в якому об'єкт простоює на відновленні після витрати часу t_d ; e_7 , e_8 – стани, в яких об'єкт простоює під час проведення контролю технічного стану (після витрати резерву часу t_{d1}); e_9 – стан, в якому проводиться ТО після витрати резерву часу t_{d1} ; E_+ , E_- – області працездатних і непрацездатних станів об'єкта відповідно.

За допомогою цієї моделі отримані аналітичні залежності коефіцієнта технічного використання $K_{TB}(T_K)$ та середніх питомих витрат $C(T_K)$ від періодичності контролю технічного стану T_K :

$$K_{TB}(T_K) = \{M_{H1} + A \{M_H + F(T_K) M_B + [1 - F(T_K)] [M_K + F(T_K) M_{TO}]\} + [1 - F_1(T_K)] M_K\} \{M_{H1} + A \{M_H + F(T_K) t_B + [1 - F(T_K)] [t_K + F(T_K) t_{TO}]\} + [1 - F(T_K)] t_K\}^{-1}$$

$$C(T_K) = \{F(T_K) A [c_B t_B + c_{TO} [1 - F(T_K)] t_{TO}] + c_K t_K \{A [1 - F(T_K)] + [1 - F_1(T_K)]\}\} \{M_{H1} + A \{M_H + F(T_K) M_B + [1 - F(T_K)] [M_K + F(T_K) M_{TO}]\} + [1 - F_1(T_K)] M_K\}^{-1}$$

де $A = F_1(T_K) \{1 - [1 - F(T_K)]^2\}^{-1}$.

Вирази отримані в загальному вигляді при довільних законах розподілу $F(t)$, $F_1(t)$, $F_K(t)$, $\Phi(t)$, $F_B(t)$. Під час розрахунків у ці вирази підставляють конкретні види теоретичних функцій розподілу, отримані в результаті обробки дослідних статистичних даних. Для визначення оптимальних значень періодичності T_K контролю технічного стану об'єкта необхідно взяти похідні

від отриманих цільових функцій по T_k і прирівняти їх до нуля. Проте ця процедура призводить до надмірно громіздких формул, незручних для інженерних розрахунків. Тому оптимальні значення періодичності контролю та відповідні їм екстремальні значення $K_{TB}(T_k)$ і $C(T_k)$ доцільно визначати графічним методом.

Відмінність даної методики від відомих, що складає її новизну і сутність удосконалення, полягає у комплексному врахуванні динаміки зміни рівнів працездатності та почасової надмірності, яка використовується для контролю технічного стану, обслуговування та відновлення кормозбирального комбайна.

В якості об'єкта розгляду обрана підсистема, для якої передбачена стратегія обслуговування із періодичним ТО. В такому об'єкті проводиться два види відновлювальних робіт: планове ТО із періодичністю проведення T (невипадкова змінна величина) та позапланові (поточні) ремонти.

Вихідними даними для розробки методики є: наробіток t_n об'єкта до відмови із відомою (заданою) ФР $F(t)$; тривалості проведення ТО та відновлення – випадкові величини t_{TO} та t_B із довільними ФР $\Phi(t)=P\{t_{TO} < t\}$ і $F_B(t)=P\{t_B < t\}$ відповідно; середні витрати на проведення ТО (c_{TO}) та відновлення (c_B); допустимий час проведення ТО (t_{d1}) та відновлення (t_d) – невідповідні змінні величини. Прийняті припущення та обмеження: відмови, що виникають у підсистемі, проявляються миттєво; після закінчення будь-якого виду відновлювальних робіт початкові властивості об'єкта повністю відновлюються; вважається, що $t_B > t_{TO}$; розглядається період експлуатації до капітального ремонту.

Необхідно знайти аналітичні співвідношення для обраних показників якості функціонування підсистеми, визначити оптимальні значення періодичності обслуговування та відповідні їм екстремальні значення даних показників. Показано, що в якості математичної моделі процесу функціонування підсистеми із періодичним ТО доцільно обрати випадковий регенеруючий процес $x(t)$, який у довільний момент часу може знаходитись в одному із станів: e_0 – стан, в якому об'єкт працездатний; e_1, e_2 – стани, в яких на об'єкті проводяться відповідно відновлення працездатності за допустимий час t_d і ТО за допустимий час t_{d1} ; e_3, e_4 – стани, в яких проводяться відповідно ТО і поточний ремонт після витрати резерву часу t_d, t_{d1} ; E_+, E_- – області працездатних і непрацездатних станів об'єкту відповідно. Точками регенерації такого процесу є моменти переходу у стан e_0 .

На основі цієї моделі отримані аналітичні залежності обраних показників якості підсистеми від періодичності T проведення ТО:

$$K_{TB}(T) = \frac{\int_0^T [1 - F(t)] dt + \int_0^{t_{d1}} [1 - F_B(t)] dt \cdot F(T) + \int_0^{t_{d1}} [1 - \Phi(t)] dt \cdot [1 - F(T)]}{\int_0^T [1 - F(t)] dt + \bar{t}_{TO} [1 - F(T)] + \bar{t}_B F(T)}; \quad (1)$$

$$\bar{C}(T) = \frac{(c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}) F(T) + c_{TO} \bar{t}_{TO}}{\int_0^T [1 - F(t)] dt + \int_0^{t_{d1}} [1 - F_B(t)] dt \cdot F(T) + \int_0^{t_{d1}} [1 - \Phi(t)] dt \cdot [1 - F(T)]}. \quad (2)$$

Вирази (1) та (2) отримані в загальному вигляді при довільних законах розподілу $F(t)$, $\Phi(t)$, $F_B(t)$. Під час розрахунків у ці вирази підставляють конкретні види теоретичних функцій розподілу, отримані в результаті обробки дослідних статистичних даних. Необхідні умови існування екстремуму функцій $K_{TB}(T_K)$ і $C(T_K)$ визначаються шляхом диференціювання виразів (1) та (2) по T і порівнювання похідних до нуля:

$$\begin{aligned} & \bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \\ & \left(\bar{t}_B - \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt \right) - \left(\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right) = -F(T) + \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & + \lambda(T) \left\{ \int_0^T [1 - F(t)] dt + \frac{\bar{t}_B \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt - \bar{t}_{TO} \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt}{\left(\bar{t}_B - \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt \right) - \left(\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)} \right\}; \\ & \frac{c_{TO} \bar{t}_{TO}}{c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}} = -F(T) + \lambda(T) \left\{ \int_0^T [1 - F(t)] dt + \frac{c_B \bar{t}_B \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt - c_{TO} \bar{t}_{TO} \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt}{c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}} \right\}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\lambda(T) = F'(T)/\bar{F}(T) = f(T)/\bar{F}(T)$ – інтенсивність відмов об'єкта.

Перевірка достатніх умов існування екстремуму функцій $K_{TB}(T)$ та $\bar{C}(T)$ зводиться до перевірки виконання нерівностей:

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt}{\left(\bar{t}_B - \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt \right) - \left(\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)} \geq V_H(0); \quad \frac{\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt}{\left(\bar{t}_B - \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt \right) - \left(\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)} < \lim_{T \rightarrow \infty} V_H(T); \\ & \frac{c_{TO} \bar{t}_{TO}}{c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}} \geq V_B(0); \quad \frac{c_{TO} \bar{t}_{TO}}{c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}} < \lim_{T \rightarrow \infty} V_B(T), \\ & \text{де } V_H(T) = -F(T) + \lambda(T) \left\{ \int_0^T [1 - F(t)] dt + \frac{\bar{t}_B \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt - \bar{t}_{TO} \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt}{\left(\bar{t}_B - \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt \right) - \left(\bar{t}_{TO} - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)} \right\}; \\ & V_B(T) = -F(T) + \lambda(T) \left\{ \int_0^T [1 - F(t)] dt + \frac{c_B \bar{t}_B \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt - c_{TO} \bar{t}_{TO} \int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt}{c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO}} \right\}. \end{aligned}$$

Екстремальні значення $K_{TB}(T_{TB}^*)$ та $\bar{C}(T_c^*)$ визначаються із виразів:

$$\max_{T_{TB}} K_{TB}(T_{TB}) = K_{TB}(T_{TB}^*) = \frac{1 + \lambda(T_{TB}^*) \left(\int_0^{t_a} [1 - F_B(t)] dt - \int_0^{t_{a1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)}{1 + \lambda(T_{TB}^*) (\bar{t}_B - \bar{t}_{TO})};$$

$$\min_{T_c} \bar{C}(T_c) = \bar{C}(T_c^*) = \frac{\lambda(T_c^*)(c_B \bar{t}_B - c_{TO} \bar{t}_{TO})}{1 + \lambda(T_c^*) \left(\int_0^{t_d} [1 - F_B(t)] dt - \int_0^{t_{d1}} [1 - \Phi(t)] dt \right)}.$$

Дана методика, на відміну від існуючих в предметній області, що розглядається, враховує почасову надмірність – допустимий час проведення ТО (t_{d1}) та відновлення працездатності (t_d) об'єкта.

УДК 631.2.14

ТЕОРІЯ МІЦНОСТІ І НАПРУЖЕНОГО СТАНУ

Семеновський О.Є., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Сучасне металознавство пов'язує міцність реальних металів та сплавів зі щільністю дефектів кристалічної ґратки (дислокації, вакансії та ін.), (рис. 1). При цьому бездислокаційні ниткоподібні кристали (так звані «вуси»), мають міцність близьку до теоретичної. Реальні технічні метали є полікристалами, тобто складаються зі значної кількості по різному орієнтованих у просторі анізотропних кристалів (зерен). Вплив дефектів кристалічних ґраток на міцність реальних матеріалів описується залежністю Одінга.

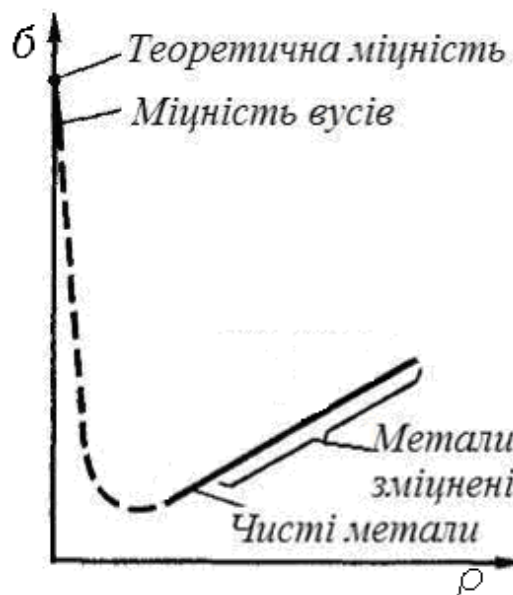


Рис. 1. Вплив дефектів кристалічних ґраток на міцність (крива Одінга).

Ліва гілка кривої відповідає створенню досконалих монокристалів. Збільшення густини дислокацій ускладнює їх взаємне переміщення і метал зміцнюється, що відповідає правій гілці кривої. Але дислокації це не причина, а наслідок зростання внутрішніх напружень в процесі зміцнення металів та

сплавів в процесі певних технологічних операцій. Тому нами пропонується застосувати принципово інший підхід, який вказує, що міцність твердого тіла визначається рівнем напружень в ньому. Тоді буде сенс побудувати залежність міцності твердого тіла, як функція напруженості в ньому.

Для обґрунтування запропонованих тверджень розглянемо абсолютно ненапружений стан твердого тіла. В цьому випадку міцність визначається кількістю міжатомних зв'язків, яка буде найбільшою в монокристалі. У полікристалічного тіла кількість міжатомних взаємодій збільшується за рахунок подрібнення зеленної структури.

Подальше зміцнення можливе лише за рахунок підвищення напруженості стану твердого тіла, що обумовлюється деформацією кристалічної ґратки і, як наслідок, збільшення площ поверхонь контакту між окремими зернами полікристалу, що збільшує кількість міжатомних зв'язків.

Теорія напруженого стану пов'язує і пояснює зміну всіх механічних характеристик твердого тіла виходячи з рівня і напрямку напружень і їх взаємодії з зовнішніми навантаженнями. Пояснює чому тверде тіло не може бути в'язким.

УДК 631.2.14

МІЦНІСТЬ І ТВЕРДІСТЬ ТВЕРДОГО ТІЛА

Семеновський О.Є., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Виходячи з визначень характеристик міцності і твердості матеріалів, то хоча ці властивості і тісно пов'язані, між їх визначенням є принципова різниця. Якщо міцність визначається за характером та геометричними параметрами площини поверхні розділу по якій відбувається руйнування, то твердість, виходячи з її визначення, об'ємом витісненого матеріалу. Тому твердість слід вважати об'ємною характеристикою матеріалу.

Взагалі тверде тіло розглядається як зафіксовані в певному просторі кристали. Тобто процес кристалізації, це фіксація атомів в кристалічній ґратці для кристалічного тіла при певній температурі і поступове зменшення рухливості атомів, або молекул зі зниженням температури, для аморфних речовин. Фіксація взаємного розміщення атомів надає тілу його геометричних параметрів.

Властивості тіла визначаються його хімічним складом та внутрішньою будовою. Якщо міцність, це здатність витримувати вплив зовнішніх сил, то твердість визначається внутрішнім напруженим станом.

Якщо міцність вимірюється здатністю витримувати максимальне навантаження на одиницю площі поперечного перерізу, що відповідає одиницям вимірювання сили на площу, то твердість логічно вимірювати

одинацями навантаження на об'єм витісненого матеріалу. Це дасть можливість наблизити процес визначення характеристик твердості до фізичного змісту цієї величини.

На даному етапі є надзвичайно багато способів і одиниць вимірювання твердості, що пояснюється різноманітністю інденторів, приладів, способів прикладення навантажень, діапазоном вимірювання. Але всі вони розраховують твердість залежно від площі поверхні взаємодії між індентором і вимірюваним матеріалом, хоча більш логічно переходити до об'ємних характеристик цієї величини.

УДК 631.53.01:633

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ СІВАЛОК ТОЧНОГО ВИСІВУ

Попик П.С., здобувач

Банний О.О., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Аналіз розвитку посівної техніки в світовій практиці показує, що розробка машин точного висіву йде різними шляхами, переслідуючи одну ціль: зниження затрат праці та підвищення економічної ефективності сільського господарства.

Спостерігається загальна тенденція створення машин які здатні працювати на високих швидкостях при зменшеній витраті посівного матеріалу. Розширюється їх універсальність та збільшується експлуатаційна надійність.

Пневмомеханічні апарати, робота над якими була розпочата в 30-ті роки минулого століття, задовільно справляються з висівом некаліброваного насіння і насіння, яке має шорстку поверхню. До переваг пневмомеханічних апаратів слід віднести також їх високу універсальність, достатню простоту конструкцію і надійність в роботі. Робота висівного апарата вважається тим досконалішою, чим менше недоліків він допускає.

На покращення конструктивних рішень пневмомеханічних висівних апаратів і їх функціонування направлено багато робіт. В більшості робіт визначались основні параметри апаратів, такі як присмоктуюча сила, діаметр присмоктуючого отвору, обґрунтовувалась колова швидкість барабана чи диска.

Всі пневматичні апарати по конструкції основного робочого органа, на якому розміщені присмоктуючі отвори, можна підрозділити на дискові і барабанні. Більш суттєвими є відмінності в технологічному процесі захвату насіння присмоктуючими отворами. З двох типів вакуумних апаратів барабанних і дискових найбільше розповсюдження отримали дискові.

Тенденція розвитку посівної техніки вказує на те, що в останній час більш розповсюдженими є пневмомеханічні сівалки високої продуктивності, що дозволяють за короткі строки засіяти посівні площі.

Використання сівалок точного висіву, які відповідають вищесказаним вимогам та дозволяють впроваджувати інтенсивні, ресурсозберігаючі технології є запорукою майбутнього високого врожаю при вирощуванні сільськогосподарських культур.

УДК 631:363:637.116

МЕТОДИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА

Бездушний П.М.

*Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і
природокористування України «Немішаєвський агротехнічний коледж»*

В сьогоденнішніх умовах зростаючі вимоги споживачів, конкуренція на ринку продукції вимагають удосконалення і покращення методів досліджень, розробки, проектування та системи оцінки техніко-економічного рівня технічних виробів, що розробляються і випускаються, у тому числі транспортних засобів, транспортно-технологічних машин, сільськогосподарської техніки.

Для оцінки рівня і резервів використання сільськогосподарської техніки, включаючи машини та обладнання тваринництва використовуються критерії експлуатаційних витрат, інтенсивності завантаження, енергоємності, матеріаломісткості і трудомісткості процесів. Відомі методи оцінки ефективності використання машин та обладнання для тваринництва базуються на таких показниках, які призводять до суперечливих рішень. Відповідно до ГОСТ 70.2.30 при визначенні якості сільськогосподарської техніки прийняті наступні групи показників: агрозоотехнічні; експлуатаційно-технологічні; енергетичні; технічної експертизи і досконалості конструкції; надійності; ергономічні. З перерахованих показників перші три можуть характеризувати рівень використання техніки, а інші – відносяться до оцінки споживчих властивостей, на які споживач не робить впливу в процесі використання.

Стосовно доїльних установок стандарт визначає чотири одиничних показника, віднесених до агрозоотехнічних оцінки: корів, хворих на мастит від застосування установки, %; механічну забрудненість молока; пристосованість до промивання доїльної установки, %; величину ручного додоювання від однієї корови за доїння, кг. При цьому пристосованість до промивання доїльної установки – показник, що визначає певною мірою початкову кількість бактерій молока. Величина ручного додоювання - показник, що визначає недосконалість

конструкції доїльної установки і втрати продукції від невідповідності вимогам забезпечення якості молока.

Стосовно стаціонарних сільськогосподарським машин в стандарті передбачені наступні показники, віднесені до експлуатаційно-технологічних: продуктивність за годину експлуатаційного часу в одиницях напрацювання; витрати праці (люд.-год./одиниця напрацювання); коефіцієнт надійності технологічного процесу. До енергетичної оцінки відноситься коефіцієнт завантаження електродвигуна доїльної установки. Для доїльних установок продуктивність і витрати праці не є незалежними показниками ефективності використання, оскільки вони пов'язані з величиною машинного часу доїння, які визначають якість процесу.

Відомі наукові дослідження в яких для доїльних установок визначальними є такі показники, як: підвищення продуктивності праці; скорочення прямих експлуатаційних витрат; зміна капітальних вкладень; поліпшення якості продукції та підвищення продуктивності тварин; зміна приведених витрат. В інших дослідженнях акцентується увага на необхідності, крім представлених показників, провести зіставлення технологічних результатів і витрат на технологію отримання молока з використанням відповідних доїльних установок.

Нами представлені характерні показники техніко-економічного рівня доїльного обладнання. Представлений аналіз дає можливість виявити резерви підвищення ефективності машин та обладнання для тваринництва.

УДК 631.363.2:62-11:658.513

КОНСТРУКТИВНЕ РІШЕННЯ НАПРАВЛЕНЕ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРОК

Морозовська З.А., аспірантка

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Підвищення рівня надійності та довговічності дробарок відкриває можливість забезпечення не тільки своєчасного приготування зернових кормів, але приводить також до значної економії конструкційних матеріалів.

Основним недоліком дробарок є те, що під час подрібнення продукту відбувається інтенсивне зношування молотків, а також граней отворів сепаруючих решіт.

Дослідженню процесу зношування та підвищення надійності машин для подрібнення, їх вузлів і деталей виконано наукові праці Бойко А.І., Пилипенко О.М., Сідашенко О.І., Новицького А.В., та ін.. В напрямку удосконалення конструкцій значний вклад внесли Ревенко І.І., Сироватка В.І., Ялпачик Г.С., Ялпачик Ф.Ю., Коруняк П.С., Дацишин О.В., Рожнівський М.Ф. та інші. В своїх роботах автори пропонують різні підходи до вирішення

проблеми підвищення ефективності використання молоткових дробарок у сільськогосподарському виробництві. В той же час зношуванню і втрат працездатності решіт, як основних сепаруючих робочих органів дробарок, приділено значно менше уваги.

Враховуючи, що існуючі конструкції подрібнювачів зернових матеріалів до яких входить сепаруючий робочий органа (решето), не повністю відповідають вимогам їх експлуатації. Для підвищення надійності та інших параметрів дробарки за рахунок додаткових напрацювань до повної відмови решета, за участі автора було розроблено нову конструктивну схему сепаруючого решета, що захищено патентом України на корисну модель № 96341. Форма отворів яких виконана по вгнутій поверхні, наближеної до тороїдальної форми природного їх зносу.

Використання даної форми отворів допомагає кращому виведенню подрібнених частинок з робочої зони та забезпечує надійнішу роботу в продовж всього використання без значних змін у відхиленні від початкового розміру отвору.

Це, насамперед пов'язано з тим, що особливо вразливими при зношуванні є виступаюче прямокутне спряження поверхонь матеріалу, що присутнє у серійного решета. Тут спостерігається найбільш інтенсивний процес зношування і швидка втрата початкової форми отвору. Пояснити зношування матеріалу в спряженні можна насамперед виступаючою кутовою формою місця зношування. При такій формі матеріалу деталі, що її утворює знаходиться в особливих умовах концентрації навантажень на виступаючій частині. Крім того, кутова форма менш захищена від зношування і є більш вразливою для дії зовнішніх факторів, що його визначають. В необхідності розвантаження кутової початкової форми і було створено скруглення, яке практично не змінює свою форму при зношуванні.

Запропоноване рішення апробовано на молотковій дробарці КДУ-2,0. Попередні дані показують, що застосування решета із скругленими отворами дозволило збільшити продуктивність і зменшити втрати робочої поверхні. Крім цього зменшилась кількість пиловидних частин.

УДК 631.173

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАРАЛЬНИКОВИХ СОШНИКІВ

*Харьковський І.С., кандидат технічних наук
Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і
природокористування України «Немішаєвський агротехнічний коледж»*

Однією з основних операцій в рослинництві є посів зернових, від якісного і своєчасного виконання якого залежить їх майбутня врожайність. Сучасне

сільськогосподарське виробництво вимагає активного впровадження енергозберігаючих технологій. В цьому напрямку особливе місце займає посів за технологіями мінімального обробітку ґрунту, які можуть дати економію пального і знизити затрати праці.

Сьогодні широко відомі сівалки SD 6000 фірми „Kuhn-Huad” (Франція), „Gaspardo” (Італія), „John Deere” (США), „Amasone” (Германія) та інші, які укомплектовані механічними і пневматичними висівачими апаратами, дисковими або наральниковими сошниками. На Україні розроблено ряд сівалок прямого посіву різних призначень і модифікацій. Це сівалки СЗС-2,1, ЛДС-6, СТС-2,1, СЗПП-4/8, СКПП-12, СКП 6/12, Лан 1304 та інші. Використання таких машин привертає увагу, насамперед, суттєвою економією енерговитрат на ведення польових робіт, збереженням родючих властивостей ґрунтів та позитивним впливом на загальну екологію.

Мінімізація або відсутність попереднього обробітку ґрунту пред’являє більш високі вимоги до робочих органів сівалок, зокрема до їхніх сошників. В результаті цілого ряду наукових досліджень створено багато різноманітних конструкцій, які мають свої переваги і недоліки, але в основному задовольняють вимогам, що пред’являються до операцій посіву.

Однак, слід відмітити, що загальною проблемою сошників, особливо сівалок для технологій мінімального обробітку ґрунту, є недостатня їх довговічність. В закордонній практиці знайшли використання сошники, зміцнені припаюванням дорогих дефіцитних вставок з високо зносостійких спечених твердих матеріалів на основі карбідів вольфраму.

Основними причинами низької довговічності сошників сівалок для технологій мінімального обробітку ґрунту є зношування їх робочих поверхонь з формуванням функціональних відмов внаслідок втрати необхідної глибини загортання насіння в ґрунт. Досвід використання сівалок СТС-2 показує, що довговічність серійних наральникових сошників із сталі 65Г не перебільшує 20 га наробітку.

Нові перспективи відкривають дослідження в напрямку цілеспрямованого локального зміцнення сошників для формування при зношенні роботоздатних їх поверхонь. Вирішення проблеми забезпечення необхідної довговічності і ефективності роботи сошників в значній мірі стримується відсутністю необхідних наукових розробок з вивченням характерних особливостей зношування і пошуку економічно доцільних, доступних в реалізації на виробництві методів підвищення їх довговічності. Основним засобом економії витрат живої й упредметненої праці є підвищення довговічності швидкозношуємих деталей і вузлів машин методами зміцнення.

УДК 631.3.004

ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ ПІД ЧАС ПУСКУ КОМПЕНСОВАНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГУНА

Чуєнко Р.М., кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Трифазний асинхронний двигун, який складає основу електроприводу робочих машин, характеризується високими номінальними енергетичними показниками. Проте внаслідок технологічних похибок при виготовленні АД, недовантаження та важких умов експлуатації його реальні енергетичні показники погіршуються, що призводить до підвищених витрат електроенергії та зниження енергоефективності споживачів. Для покращання енергетичних характеристик асинхронного двигуна пропонується застосувати внутрішню ємнісну компенсацію реактивної потужності.

Мета. Визначити вплив внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності на величину струмів обмотки статора та електромагнітний момент компенсованого асинхронного двигуна під час його пуску.

Реалізація внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в асинхронному двигуні полягає у тому, що за послідовного з'єднання напівобмоток фаз статора одна з них шунтується конденсатором електричної ємності. Система рівнянь електричної рівноваги обмотки ротора складена для загальмованого електродвигуна, інваріантного за магніторушійними силами реальному двигуну, який обертається. Правомірність такої заміни підтверджується дотриманням однієї з найважливіших умов електромеханічного перетворення енергії – взаємної нерухомості магніторушійних сил нерухомої частини машини, та тієї яка обертається, в силу рівності швидкостей їх переміщення у просторі.

Характер розрахункових осцилограм пуску компенсованого асинхронного двигуна відповідає фізичним уявленням щодо динаміки пуску двигуна. Зокрема спостерігаються коливання струму статора, які після завершення розгону ротора закінчуються протіканням номінального струму. Спостерігаються також коливання електромагнітного моменту і частоти обертання ротора. Оскільки розглядається пуск КАД за номінального моменту опору на валу, то після завершення розгону електромагнітний момент також дорівнює номінальному.

Відношення амплітуди пускового струму до номінального складає $I_{1max} / I_{1y} = 15,2 / 3,4 = 4,47$, а пускового моменту $M_{max} / M_y = 13 / 3,76 = 3,45$. Наведені результати збігаються із розрахунковими значеннями даних відношень для струмів $I_{1max} / I_{1y} = 16,1 / 3,7 = 4,35$ та моментів $M_{max} / M_y = 12,8 / 3,54 = 3,61$.

Висновок. Виконання компенсованого асинхронного двигуна за послідовного з'єднання напівобмоток фаз статора одна з них шунтується конденсатором електричної ємності, не призводить до недопустимого

збільшення пускового струму та електромагнітного моменту, величини яких призводили б до зменшення експлуатаційного ресурсу КАД у порівнянні з аналогічним серійним асинхронним двигуном.

Список літератури

1. Копылов И.П. Электрические машины / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2002. – 607 с.

2. Мишин В.И. Эффект внутренней емкостной компенсации реактивной мощности в асинхронных двигателях / В.И. Мишин, Р.Н. Чуенко, В.В. Гаврилюк // Электротехника. – 2009. – №8. – С. 30–36.

3. Сипайлов Г.А. Математическое моделирование электрических машин / Г.А. Сипайлов, А.В. Лоос. – М.: Высшая школа, 1980. – 176 с.

4. Чуенко Р.М. Методика розрахунку характеристик компенсованого асинхронного двигуна у несиметричних режимах / Р.М. Чуенко, В.В. Гаврилюк // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166. – С. 261–268.

ЗМІСТ

Стор.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН МЕТОДОМ АНАЛІЗУ РОЗМІРНОСТЕЙ <i>Войтюк В.Д., Денисенко М.І.</i>	3
МОДЕЛІ РУЙНУВАННЯ ТРИБОСИСТЕМИ ПРИ АБРАЗИВНОМУ ВПЛИВІ <i>Денисенко М.І., Опальчук А.С.</i>	5
МОДЕЛЮВАННЯ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИНАХ <i>Денисенко М.І., Опальчук А.С.</i>	7
МОДЕЛЮВАННЯ ЗНОСУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН У АБРАЗИВНОМУ СЕРЕДОВИЩІ <i>Денисенко М.І., Опальчук А.С.</i>	9
ДО МЕТОДИКИ ВИКЛАДАННЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ У ВИЩИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ В РАМКАХ БОЛОНСЬКОЇ СИСТЕМИ НАВЧАННЯ <i>Куценко А.Г.</i>	11
ЗМІНА МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ В РІЗНИХ СТРУКТУРНИХ СТАНАХ ЗА РАХУНОК ВВЕДЕННЯ СИЛОВИХ ІМПУЛЬСІВ ЕНЕРГІЇ <i>Пилипенко А.П.</i>	13
РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДИНАМІЧНОГО НЕЗРІВНОВАЖЕНОГО ПРОЦЕСУ <i>Чаусов М.Г.</i>	14
ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗМІНИ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН <i>Черниш О.М.</i>	16
ПРОВЕДЕННЯ ОЦІНКИ ПРИСТОСОВАНOSTІ ДО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ <i>Яременко В.В.</i>	17
ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ ЇХ ФУНКЦІОНУВАННЯ <i>Яременко В.В.</i>	19
ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ТРИМАСОВОЇ СИСТЕМИ «ВІЗОК-ЗАХВАТ-ВАНТАЖ» <i>Лимар П.В.</i>	20
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОСТОВОГО КРАНА <i>Ловейкін В.С., Крушельницький В.В.</i>	23
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ВИЗНАЧЕННЮ НЕДОМОЛОЧЕНОГО ЗЕРНА В МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОМУ ПРИСТРОЇ <i>Ляшко А.П.</i>	26
МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЧАСТИНОК ПО ШОРСТКИХ ПОВЕРХНЯХ 2-ГО ПОРЯДКУ НА ПРИКЛАДІ ГІПАРА <i>Несвідомін А.В.</i>	29

РЕЖИМИ РІЗАННЯ БІОЛОГІЧНОГО МАТЕРІАЛУ ІЗ ПІДВИЩЕНИМ ВМІСТОМ ВОЛОГИ <i>Рибалко В.М.</i>	32
АНАЛІЗ ПЕРЕХІДНОГО РЕЖИМУ РУХУ КАНАТНОЇ ЛЕБІДКИ ЛІСОВОЇ МАШИНИ <i>Сердюченко Ю.Ю.</i>	33
ВПЛИВ ПОЄДНАННЯ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЇ НА ЗНОС ПАРИ “ПАЛЕЦЬ – ПРОВУШИНА” <i>Роговський І.Л., Роговський Л.Л.</i>	35
Технологічність ВИЯВЛЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ДЕФЕКТІВ НА ПОВЕРХНЯХ ДЕТАЛЕЙ ГОЛОГРАФІЄЮ <i>Карабиньош С.С.</i>	36
РЕАЛІЗАЦІЯ КОМПЛЕКСНОГО ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КУЛАЧКОВИМ ПРИВОДНИМ МЕХАНІЗМОМ <i>Ловейкін В.С., Почка К.І.</i>	37
АНАЛІЗ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВАНЬ ПРИЧЕПУ МТА ПРИ ЙОГО РІВНОМІРНОМУ ПРЯМОЛІНІЙНОМУ РУСІ <i>Шалатовська К.М.</i>	40
СПОСІБ ПЕРЕНЕСЕННЯ РИСУНКА ІЗ ПЛОЩИНИ НА КРИВОЛІНІЙНУ ПОВЕРХНЮ <i>Кремень Т.С.</i>	40
ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ШНЕКА <i>Ловейкін В.С., Гудова А.В.</i>	43
ПРИКЛАД ПРАВОВОГО ЗАБЕСПЕЧЕННЯ МОНІТОРИНГУ В АПК УКРАЇНИ <i>Большаков В.Н.</i>	44
ФАЗОВІЕ ПРЕВРАЩЕНИЯ В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ НАНОЧАСТИЦАХ <i>Афтандилянц Е.Г., Лопатько К.Г., Полищук А.В.</i>	46
ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОТЛИВОК <i>Афтандилянц Е.Г.</i>	47
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТРІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ <i>Шевчук О.Г.</i>	48
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНА ТЕРМОМЕХАНІЧНА ОБРОБКА СТАЛІ 45 З РОЗПАДОМ ДЕФОРМОВАНОГО АУСТЕНІТУ В ПРОМІЖНІЙ ОБЛАСТІ <i>Котречко О.О., Похиленко Г.М., Полищук А.В.</i>	52
АНАЛІЗ ХАРАКТЕРНИХ ПОШКОДЖЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ <i>Новицький А.В., Похиленко Г.М.</i>	54
ПОВТОРНЕ ВИКОРИСТАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ <i>Семесько П.О.</i>	56
УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЖНИВАРКИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА <i>Бистрий О.М.</i>	57

СУЧАСНІ КОНСТРУКЦІЇ МАШИН ДЛЯ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ НАСІННЯ <i>Мельник В.І.</i>	58
РОЗРОБКА ВИСІВНОГО АПАРАТА ПНЕВМАТИЧНОГО ТИПУ <i>Матухно Н.В.</i>	61
ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА РОБОТИ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ МІЛКОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ <i>Тарасенко С.Є.</i>	62
ВПЛИВ ШВИДКОСТІ ЗАНУРЕННЯ ЧАСТИНКИ ЗЕРНА У ЗЕРНОВОМУ ПОТОЦІ НА ЯКІСТЬ СЕПАРУВАННЯ <i>Матухно Н.В.</i>	64
ЕФЕКТИВНІСТЬ УПРАВЛІННЯ ВІДНОВЛЕННЯМ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ <i>Тітова Л.Л., Rogovskiy І.Л.</i>	66
ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ДО ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН <i>Панфілова М.В.</i>	67
ШЛЯХИ ОНОВЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ <i>Ружило З.В.</i>	71
ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН <i>Роговський І.Л.</i>	73
МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ <i>Держан К.О., Роговський І.Л.</i>	76
ТЕОРІЯ МІЦНОСТІ І НАПРУЖЕНОГО СТАНУ <i>Семеновський О.Є.</i>	80
МІЦНІСТЬ І ТВЕРДІСТЬ ТВЕРДОГО ТІЛА <i>Семеновський О.Є.</i>	81
АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ СІВАЛОК ТОЧНОГО ВИСІВУ <i>Попик П.С., Банний О.О.</i>	82
МЕТОДИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА <i>Бездушний П.М.</i>	83
КОНСТРУКТИВНЕ РІШЕННЯ НАПРАВЛЕНЕ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СЕПАРУЮЧИХ РЕШІТ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРІВ <i>Морозовська З.А.</i>	84
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАРАЛЬНИКОВИХ СОШНИКІВ <i>Харьковський І.С.</i>	85
ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ ПІД ЧАС ПУСКУ КОМПЕНСОВАНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГУНА <i>Чуєнко Р.М.</i>	87

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЗБІРНИК
ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
XV МІЖНАРОДНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ НАУКОВО-
ПЕДАГОГІЧНИХ ПРАЦІВНИКІВ, НАУКОВИХ
СПІВРОБІТНИКІВ ТА АСПІРАНТІВ
«Проблеми та перспективи розвитку технічних та
біоенергетичних систем природокористування»
(23–27 березня 2015 року)
Секції факультету конструювання та дизайну**

**присвячену 201-річчю з дня народження Т.Г. Шевченка
під гаслом «І чужому навчайтесь, й свого не цурайтесь...»**

Відповідальні за випуск:

І.Л. Роговський – доцент кафедри надійності техніки НУБіП України.

Редактор – *І.Л. Роговський.*

Дизайн і верстка – кафедра надійності техніки НУБіП України.

*Адреса НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК –
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12^б, НУБіП України,
навч. корп. 11, кімн. 334.*

Підписано до друку 06.03.2015. Формат 60×84 1/16.
Папір Maestro Print. Друк офсетний. Гарнітура Times New Roman та
Arial. Друк. арк. 5,6. Ум.-друк. арк. 5,7. Наклад 100 прим.
Зам. № 7257 від 13.03.2015.
Видавничий центр НУБіП України
03041, Київ, вул. Героїв Оборони, 15. т. 527-80-49, к. 117
